

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED– NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Énergétique

Option : Énergétique en Génie Mécanique

Intitulé :

MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE D'UN CONVERTISSEUR DE COUPLE

Présenté par :

- **DEBBAR Soufiane**
- **BENCHIKH Nabil**
- **ACHOUR Youcef**

Soutenu le : 26/06/2021 Devant le Jury :

Nom et prénom	Grade	Établissement	Qualité
M.BELABED ZAKARIYA	MCA	Centre Universitaire Naama	Président
M.KHATIR TAWFIQ	MCA	Centre Universitaire Naama	Encadreur
M. MEDJAHED DRISS MEDDAH	MCB	Centre Universitaire Naama	Examineur

Remerciements

*Un grand remerciement à notre bon Dieu, le tout puissant qui nous a
Fourni de la volonté et de la patience pour atteindre cet objectif
emploi.*

*Nous présentons nos remerciements avec notre profond respect à
notre encadreur Mr. Khatir Toufik pour sa patience, et ses précieux
conseils, tout long de travail.*

*Nous tenons à remercier tous nos enseignants, les responsables, ainsi
nos camarades.*

Dédicace

Je dédie ce mémoire
A mes chers parents ma mère et mon père

Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs encouragements.

A mes frères

A mes amies et mes camarades

Sans oublier tout les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du
secondaire ou de l'enseignement supérieur.

B.nabil



Dédicace

Je dédie ce mémoire
A mes chers parents ma mère et mon père

Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs encouragements.

A mes frères

A mes amies et mes camarades

Sans oublier tout les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du
secondaire ou de l'enseignement supérieur.

D.soufiane



Dédicace

Je dédie ce mémoire
A mes chers parents ma mère et mon père

Pour leur patience, leur amour, leur soutien et leurs encouragements.

A mes frères

A mes amies et mes camarades

Sans oublier tout les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du
secondaire ou de l'enseignement supérieur.

D.youcef



SOMMAIRE

Avant - propos

Notations et symboles

Chapitre I

<i>I. Historique.....</i>	<i>1</i>
<i>II. transmission hydrostatique.....</i>	<i>4</i>
<i>III. Les types de transmission hydrostatiques</i>	<i>5</i>
<i>III.1.COMPOSANTS DES TRANSMISSIONS HYDROSTATIQUES</i>	<i>5</i>
<i>III.2.Qualités d'une transmission de puissance</i>	<i>6</i>
<i>III.3.Pertes dans les circuits hydrauliques hydrostatiques</i>	<i>6</i>
<i>IV. Étude Théorique Des Coupleurs Hydrodynamiques.....</i>	<i>7</i>
<i>IV. 1.Les lois de l'hydrostatique</i>	<i>9</i>
<i>IV. 2.Énergie totale d'un fluide au repos.....</i>	<i>10</i>
<i>IV. 3.Fluide en mouvement hydrodynamique</i>	<i>11</i>
<i>IV. 4.Caractéristiques du fluide et du fluide et du flux</i>	<i>11</i>
<i>IV.1.La viscosité.....</i>	<i>11</i>
<i>IV.2. Les hypothèses sur l'écoulement.....</i>	<i>12</i>
<i>IV.3.Description et principe de fonctionnement d'un coupleur hydrodynamique.....</i>	<i>12</i>
<i>IV.4.Rendement du coupleur hydrodynamique.....</i>	<i>16</i>
<i>IV.4.1. Premier avantage</i>	<i>18</i>
<i>IV.4.2. Deuxième avantage</i>	<i>18</i>
<i>IIV. Notion de glissement.....</i>	<i>18</i>
<i>IIV.1.Notion de remplissage du coupleur</i>	<i>19</i>
<i>IIV.2.Remplissage optimal.....</i>	<i>21.</i>

<i>IIV.3. Remplissage 100%</i>	21.
<i>IIV.4. Réglage des coupleurs hydrodynamiques</i>	21
<i>IIV.5. Influence de la vitesse de rotation de l'arbre</i>	23
<i>IIV.6. Courbes caractéristiques du coupleur hydrodynamique</i>	27.
<i>IIV.6. Domaine d'application du coupleur hydrodynamique</i>	27
<i>IIV.6.1. Application des moteurs électriques au coupleur hydrodynamique</i>	27
<i>IIV.6.3. Entretien</i>	29
<i>IIV.6.4. Différents types de réalisation et de montage</i>	30
<i>IIV.6.4.1. Coupleur simple sans réservoir</i>	30
<i>IIV.6.4.2. Coupleur simple avec réservoir</i>	31
<i>IIV.6.4.3. Coupleur simple avec noyau central de guidage</i> :.....	32
<i>IIV.6.4.4. Coupleur double</i>	32

Chapitre II

<i>II. Equations fondamentales du mouvement instationnaire d'une transmission hydrodynamique</i>	33
<i>I.1 Équation du mouvement in stationnaire d'un coupleur hydrodynamique</i>	33
<i>II.1.1 Hypothèses</i>	33
<i>I.2. Équation du moment d'un tube de courant</i>	36
<i>I.3. Résolution du système d'équations</i>	37.
<i>I.4. Détermination des paramètres constants</i>	40
<i>I.4.2 Détermination des coefficients constants permettant le passage des résultats adimensionnels en résultats dimensionnels</i>	41
<i>I.4.3 Calcul des paramètres adimensionnels constants</i>	43

<i>II- Calcul analytique</i>	44
<i>II. Hydraulique</i>	44
<i>II.1. Généralité sur la théorie de similitude</i>	45
<i>II.2. Triangles de vitesses</i>	45
<i>III. Paramètres hydrauliques caractérisant le coupleur</i>	45
<i>III.1. Données de calcul</i>	46.
<i>III.1.2. Glissement</i>	46
<i>II.3.3. Rendement</i>	46
<i>II.3.4. Détermination du diamètre actif</i>	46
<i>II.3.5. Détermination du nombre d'aube</i>	47
<i>II.3.6. Remplissage</i>	47
<i>II.3.7. Calcul du débit</i>	47.
<i>II.3.8. Détermination du couple transmis</i>	48.
<i>III. Dissipation calorifique dans le coupleur</i>	51.
<i>III.1. Calcul de résistance</i>	52
<i>III.1.1. Calcul de vérification de l'arbre primaire "d_p"</i>	52
<i>III.1.2. Calcul de la contrainte de torsion sur l'arbre</i>	52
<i>III.1.2. Calcul du coefficient de sécurité</i>	55
<i>III.2.3. Calcul de τ_m et $\tau_{a,n}$</i>	57
<i>III.2.4. Choix de γ, χ, K_β et $\tau_{a,l,e,p}$</i>	57
<i>III.3. Choix des roulements</i>	59
<i>III.3.1. Classification et disposition des jauges de contrainte</i>	60

Chapitre III

<i>I-Historique du fortran</i>	63
<i>II. Étude du banc d'essai d'un coupleur hydrodynamique</i>	64
<i>II.1. Types de bancs d'essais</i>	64
<i>II.2. Description général du banc d'essai</i>	65.
<i>II.2.1- Tachymètre A :</i>	65
<i>II.2.2- Moteur électrique :</i>	65
<i>II.2.3- Embrayage électromagnétique:</i>	66
<i>II.2.4- Appareil de mesure de couple :</i>	66.
<i>II.2.5- Coupleur hydrodynamique</i>	67.
<i>II.2.6- Accouplement rigide</i>	68
<i>II.2.7- Le volant</i>	68
<i>II.2.8- Frein électromagnétique</i>	68
<i>II.2.9-Tachymètre B</i>	68
<i>II.2.10- Controller-UNIT-GDI [6]</i>	69
<i>II.2.11- Enregistreur</i>	69
<i>III- Manipulation et essais</i>	69
<i>III.1.Essais au démarrage</i>	69
<i>III.1.1. Mode 1</i>	70
<i>III.1.2. Mode 2</i>	70
<i>III.1.3. Mode 3</i>	71
<i>III.1.4. Mode 4</i>	71
<i>IIV- CONCLUSION</i>	74
BIBLIOGRAPHIE	

Liste de figure :

Chapitre I :

- Fig. I.1. L'évolution des pressions depuis le réservoir jusqu'à la sortie*
- Fig. I.2. Principe de base d'un coupleur hydrodynamique*
- Fig. I.3. Coupleur hydrodynamique (principe de fonctionnement)*
- Fig. I.3. Comparaison entre les rendements du coupleur et du convertisseur*
- Fig. I.4. Courbe d'un convertisseur*
- Fig. I.5. remplissage du coupleur*
- Fig. I.6. Coupleur à remplissage 50%*
- Fig. I.7. Coupleur avec déflecteur*
- Fig. I.8. Réseau des paraboles d'équiglissement relevées au banc, spécifiant un coupleur hydrocinétique*
- Fig. I.9. Influence de la vitesse de rotation de l'arbre*
- Fig. I.10. Mouvement du liquide contenu dans le tore*
- Fig. I.11. Le rapport de transmission*
- Fig. I.12. Application des moteurs électriques ou coupleur hydrodynamique*
- Fig. I.13. Application des moteurs thermiques au coupleur hydrodynamique*
- Fig. I.14. Schémas des différents types de coupleurs à remplissage constant*
- Fig. I.15. Performance $K_p = F(i) ; K_p + f(Y)$ pour coupleur à remplissage constant*

Chapitre II

- Fig. I.1. Plan méridie*
- Fig. II.2. Tube de courant*
- Fig. I.4.1. Chaîne cinématique (coté pompe)*
- Fig. I.4. Chaîne cinématique (coté turbine)*
- Fig. II.2. Grille d'aubes*
- Fig. II.3.8. Variation du coefficient de vitesse α en fonction de la vitesse spécifique*

Fig. III .4. Courbe du moment

Fig. III .1.1. Diagramme de Smith acier A60

Fig. III.2.1. Diagramme de Smith

Chapitre III

Fig. II .1. Schéma du banc d'essai du coupleur hydrodynamique

Fig. II .2.2. Courbe caractéristique statique du moteur

Fig. II .3. La géométrie des deux rotors

Fig. III.1.1.. Résultats de la simulation (mode 1)

Fig. III.1.2. Rendement η_0 et débit volumique spécifique \dot{V} / \dot{V}_0 en fonction du rapport de vitesse (mode 2)

Fig. III.1.3 Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation de la pompe constante (mode 3)

Fig. III.1.4. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation croissante (mode 4)



Étude Théorique Des Coupleurs Hydrodynamiques

I. Historique

Les transmissions hydrodynamiques sont apparues vers 1905, quand l'ingénieur allemand Herman Föttinger a couplé une turbine à vapeur à grande vitesse de rotation avec une hélice navale. À l'époque, les réducteurs à engrenages ne pouvaient transmettre une telle puissance. La solution consistait donc à coupler la turbine à vapeur avec une pompe centrifuge et l'hélice avec une turbine hydraulique, et à faire la liaison entre la pompe et la turbine hydraulique par de grosses tuyauteries, refermant le circuit. Cette solution avait un rendement global estimé à environ 69 %. Föttinger a eu l'idée de réunir la pompe et la turbine dans un seul ensemble, ajoutant aux aubages des deux roues un troisième aubage fixe, et faisant disparaître ainsi la tuyauterie. Cette solution éliminait les pertes de charge dans la tuyauterie, mais aussi les pertes dans les diffuseurs, dues à la transformation d'une partie de l'énergie cinétique en énergie potentielle dans la pompe, pour faire une transformation inverse dans la turbine. L'ensemble ainsi conçu réalisait un rapport de transmission de 4,45 et un rendement d'environ 83 %. Ainsi apparaissait le convertisseur de couple.

L'utilisation militaire empêcha pourtant sa promotion. Simultanément, la même usine déposa une demande de brevet pour un coupleur hydrodynamique.

Vers 1920, l'ingénieur Bauer reprenait l'étude du convertisseur pour l'appliquer aux moyens de transport terrestres (locomotives, camions) équipés de moteurs thermiques. Le démarrage et les vibrations de la transmission posaient un problème. Le dispositif de Föttinger fut simplifié en éliminant le troisième aubage et

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

en mettant les deux roues face à face afin d'avoir de bons rendements aux rapports de transmission proches de l'unité. Par la vidange du circuit dans un réservoir extérieur, un excellent débrayage était obtenu.

En 1926, au Royaume-Uni, Harold Sinclair, pour faciliter les nombreuses manœuvres de la boîte de vitesse dans les autobus urbains, introduisait à son tour les coupleurs hydrodynamiques. Une nouvelle simplification du système éliminait complètement le réservoir extérieur, le liquide étant gardé dans un réservoir à l'intérieur de coupleur, assurant ainsi le remplissage automatique au départ. La compagnie Daimler (Royaume Uni), en 1930, l'utilisa sur ces voitures de grand luxe sous le nom de Fluid Flywhell. Pendant ce temps, aux États-Unis, de sérieuses études étaient menées par les grandes compagnies automobiles. En 1938, Chrysler présentait Fluid Drive, une transmission semiautomatique avec un coupleur hydrodynamique. Mais la transmission de ce type la plus connue fut Hydra Matic Drive, lancée en 1939 par General Motors, qui équipa pendant dix années de nombreux véhicules comme Oldsmobile, Cadillac, Buick. Des camions et autobus comme Studebaker et Leyland l'ont aussi utilisée pendant une certaine période. Après 1950, aux États-Unis ainsi qu'en Europe, de nombreux efforts ont été faits pour développer les boîtes de vitesse hydrauliques, ainsi que les transmissions automatiques pour toutes sortes de véhicules, civils ou militaires. En Europe, on peut citer Renault, Fiat, Mercedes, quelques usines de l'ex-URSS, etc. Mais peu à peu, les convertisseurs, grâce à leurs meilleures performances, ont réduit la place des coupleurs dans le transport, sans pour autant les faire disparaître. Par contre, ils occupent une place importante dans certaines industries. Les transmissions hydrodynamiques sont des turbomachines où le transfert d'énergie repose sur la variation du moment cinétique, comme l'indique l'équation dite d'Euler pour les turbomachines. Les variations de l'énergie spécifique du liquide entre l'entrée et la sortie se font aussi bien sous forme cinétique que sous forme de pression, le rapport entre ces deux formes dépendant du degré de réaction de la machine. Les transmissions hydrodynamiques peuvent être classées en : x coupleurs hydrodynamiques ; x convertisseurs hydrodynamiques de couple ; x coupleurs-convertisseurs ; x transmissions hydromécaniques (ou variateurs hydrodynamiques).

Les coupleurs-convertisseurs sont des turbo-transmissions complexes, ayant le réacteur disposé sur une roue libre. Ils peuvent ainsi fonctionner à certains régimes comme coupleurs et à d'autres comme convertisseurs. Les transmissions hydromécaniques sont des combinaisons de coupleurs ou de convertisseurs avec des

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

transmissions mécaniques à engrenages, formant ainsi des machines complexes, ayant un grand nombre de régimes de fonctionnement. Les coupleurs hydrodynamiques sont des turbo-transmissions ayant deux roues à aubes disposées face à face dans un couvercle : l'impulseur ou la pompe (la partie primaire) et la turbine (la partie secondaire). Dernièrement, on a expérimenté des coupleurs basés sur la transmission du couple par frottements hydrodynamiques entre des disques tournants dans un liquide. L'impulseur joue le rôle d'une pompe, transformant le travail mécanique de rotation d'entrée en énergie cinétique. La turbine transforme l'énergie cinétique reçue en travail mécanique accompli à la sortie. Dans la plupart des constructions, les aubes des deux roues sont des plans radiaux. Le coupleur hydrodynamique est caractérisé du point de vue géométrique par un diamètre de référence D , diamètre maximal du circuit hydraulique. Les valeurs courantes de ce diamètre peuvent aller jusqu'à 1150 mm.

Le domaine des puissances des coupleurs hydrodynamiques est aujourd'hui compris entre 0,3 kW et 27 000 kW, mais des réalisations d'exception peuvent aller jusqu'à 60 000 kW. La vitesse de rotation peut atteindre 20 000 tr/min. La plupart des coupleurs hydrodynamiques transmettent la puissance avec un bon rendement à des rapports de transmission proches de 1, le secondaire ayant une vitesse de rotation de 2 à 5 % inférieure à celle du primaire. Cette différence porte le nom de glissement.

Mais, à des degrés de remplissage partiel, ou à une augmentation brusque des couples résistants, la vitesse de rotation à la sortie diminue, sans faire caler le moteur. La première situation apparaît quand on utilise le coupleur hydrodynamique comme réducteur, la seconde quand il est seulement un amortisseur de chocs ou un l'imitateur de puissance. Le liquide utilisé est le plus souvent une huile ayant des propriétés notamment anti-écumes et à haut indice de viscosité, mais des fluides synthétiques sont de plus en plus utilisés, ayant notamment une masse volumique supérieure de 50 %, transmettant ainsi de plus grandes puissances au même modèle. Le domaine d'utilisation des transmissions hydrodynamiques a considérablement évolué vue l'importance qu'elles présentent à tous les niveaux d'application. Leurs applications sont nombreuses : x comme dispositif de sécurité (limiteur de couple, filtre contre les vibrations de torsion et les chocs); x comme embrayage : l'embrayage et le débrayage a lieu sans arrêter le moteur (coupleur et convertisseur de couple); x comme variateur continu de vitesse; x comme transmissions automatiques. Les raisons d'utilisation des transmissions hydrodynamiques sont multiples : x La vitesse de l'arbre de sortie change automatiquement suivant la charge imposée ; 5 x En raison du glissement qui

existe entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire ne peut pas caler dans le cas de surcharge ; x Puisque les deux arbres primaire et secondaire ne sont pas liés mécaniquement, le moment de torsion dans la transmission est pratiquement inexistant entre ces deux arbres, par conséquent les chocs dans la chaîne de transmission sont très réduits ; x Le rapport de transmission change automatiquement et d'une manière continue, sans coupure de couple transmis et sans problème de calage du moteur. Le but de ce travail consiste d'abord à élaborer un modèle numérique basé sur la théorie des turbomachines (équations hydrodynamiques, bilan d'énergies massiques du fluide), permettant la simulation de fonctionnement d'un coupleur hydrodynamique, et l'analyse de son comportement pour différentes situations d'utilisation. Selon le mode de fonctionnement du coupleur, le modèle de simulation décrit l'évolution en fonction des principaux paramètres tels que la vitesse du fluide dans le coupleur, les vitesses de rotation des deux arbres primaire et secondaire et les moments sur la pompe et la turbine. Un banc d'essai de simulation expérimentale des conditions réelles d'utilisation du coupleur sera utilisé pour pouvoir valider les résultats obtenus par la simulation numérique élaborée. Vu que le banc d'essai pour les coupleurs hydrodynamique se trouvait dans un état hors service, on était obligé de le réparer et de le mettre en marche. Avant d'entamer les essais expérimentaux, on doit procéder à un calcul de dimensionnement du coupleur disponible afin de déterminer ses caractéristiques techniques et donc de vérifier son adaptation au banc d'essai existant.

II. Transmission hydrostatique :

transmission hydrostatique : La transmission hydrostatique aussi appelée transmission hydraulique est un type de transmission dans laquelle une source d'énergie rotative (souvent un moteur électrique ou thermique) entraîne une pompe hydraulique (volumétrique de haute précision), ce générateur de débit transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique ou hydrostatique, ce débit est véhiculé par des tuyauteries ou canalisations flexibles (beaucoup plus facile qu'un arbre de transmission, car cela supprime par nature la nécessité d'utiliser des articulations mécaniques comme les cardans), vers un récepteur, vérin ou moteur hydraulique, qui à son tour retransforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Entre les deux, il y a une soupape de sécurité et souvent un dispositif d'inversion de sens de rotation. Ce système peut être à circuit ouvert ou circuit fermé.

III. Les types de transmission hydrostatiques :

➤ **circuit ouvert :**

Dans un circuit ouvert l'huile circule du réservoir vers la pompe qui la refoule vers l'organe moteur (vérin ou moteur hydraulique). Puis elle retourne au réservoir. Très pratique quand il y a une multitude de moteurs à entraîner. Exemple : un arracheur de betteraves ou d'endives¹, comprenant plusieurs dizaines de moteurs hydrauliques.

Sur de gros engins roulants, les puissances élevées, comme celles nécessaires à l'avancement, sont en circuits fermés, les petits accessoires moins puissants sont en circuit ouvert.

➤ **circuit fermé :**

Son principe, constitue en une circulation de l'huile de la pompe vers le moteur, avec, ensuite retour à la pompe. Un tel circuit comporte deux branches : une pression et une retour.

➤ **Avantage :**

- ✓ Vitesse variable et inversible.
- ✓ Contrôle d'efforts variables.
- ✓ Puissance ou couple constant.

III.1.COMPOSANTS DES TRANSMISSIONS HYDROSTATIQUES :

- ✓ Pompes
- ✓ Moteurs rapides
- ✓ Moteurs lents
- ✓ Roues hydrauliques
- ✓ Essieux hydrauliques
- ✓ Valves spécifiques
- ✓ Échangeurs
- ✓ Réservoirs
- ✓ Organes mécaniques
- ✓ Commandes à distance
- ✓ Régulations

III.2. Qualités d'une transmission de puissance :

Les qualités d'une transmission de puissance en général peuvent être les suivantes :

✓ **Fondamentales :**

- plage d'utilisation élevée : c'est-à-dire la possibilité d'avoir des variations de vitesse et de couple dans des proportions importantes.
- avoir un rendement élevé sur cette plage : le rendement global d'une transmission est égal au rapport de la puissance utilisable (récepteur) sur la puissance primaire consommée (moteur).

✓ **Technologiques :**

- faible encombrement
- fort rapport puissance/masse
- faible inertie
- pas de rupture de couple (couple maintenu à vitesse nulle)
- réversibilité (l'énergie peut circuler dans l'autre sens \approx "frein moteur")

✓ **De maintenabilité :**

- coût de fonctionnement réduit
- fiabilité

✓ **Économiques :**

- rapport coût/puissance initial faible (en F/kW installé)
- coût de fonctionnement réduit

III.3. Pertes dans les circuits hydrauliques hydrostatiques :

Les pertes énergétiques (affectant le rendement) ont plusieurs causes. Ces pertes doivent bien sûr être limitées si le but de l'installation est la transmission de puissance. En revanche, si le but est le mouvement de charges importantes, alors le seul côté préoccupant sera la production de chaleur dans le circuit. Les différentes causes sont énoncées ci-après avec un ordre de grandeur de la perte énergétique en %.

✓ **Pertes mécaniques**

Il s'agit des frottements entre les différentes pièces (1 à 2 %).

✓ **Pertes hydrodynamiques (pertes de charge)**

Dues aux écoulements dans les différents organes et conduites (1 à 5 %).

✓ **Pertes par compressibilité**

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

Dues à la compressibilité de l'huile, affectent essentiellement les pompes et moteurs. (2,5 à 10 %). La compressibilité du fluide provient des caractéristiques intrinsèques de l'huile et des gaz dissous (ou en émulsion)

✓ **Pertes de gavage**

Dans un circuit fermé (voir chapitre suivant), la pompe de gavage consomme bien sûr de l'énergie (1 à 2,5 %).

✓ **Pertes volumétriques**

Dues aux fuites internes, affectent le rendement volumétrique (2 à 10 %). La valeur de ces pertes dépend bien sûr de la qualité du matériel et de son domaine d'application. Ces pertes dépendent également de la viscosité de l'huile employée et de l'âge du matériel.

IV. Étude Théorique Des Coupleurs Hydrodynamiques

L'hydrodynamique est l'étude des propriétés physiques d'un fluide en mouvement. Au même titre que l'anatomie, la neurologie, la pharmacologie..., elle contribue à la compréhension de la physiologie du transport de l'urine, même si l'application de ses principes à un phénomène naturel aussi complexe impose des hypothèses ou des modélisations simplificatrices [16]. Ce chapitre, limité à ce qui est utile en hydrodynamique, a pour but de définir les termes utilisés, de préciser leurs domaines d'application et de rappeler quelques notions de physique, valables en toutes circonstances... même en urologie.

Dans ce parcours initiatique nous progresserons du plus simple au plus compliqué, à partir d'un dispositif comportant un réservoir communicant avec un conduit par l'intermédiaire d'un robinet (figure. I.1). L'énergie, c'est-à-dire la capacité à effectuer un travail, est une notion fondamentale.

Quand le robinet est fermé, le fluide est immobile et son énergie potentielle est régie par les lois de l'hydrostatique.

Quand le robinet est ouvert, le fluide est en mouvement; son écoulement est régi par les lois de l'hydrodynamique.

L'énergie potentielle initiale, ou charge initiale du fluide, est transformée en une énergie disponible et en une énergie consommée [17]. En effet, en raison de la résistance à l'écoulement, une partie de l'énergie initiale est perdue sous forme de chaleur: ce sont les

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

pertes de charge. Conformément au principe de conservation de l'énergie il est possible de faire un bilan énergétique entre le réservoir et un point quelconque du conduit :

$$\text{Énergie Initiale} = \text{Énergie disponible} + \text{Pertes de charge}$$

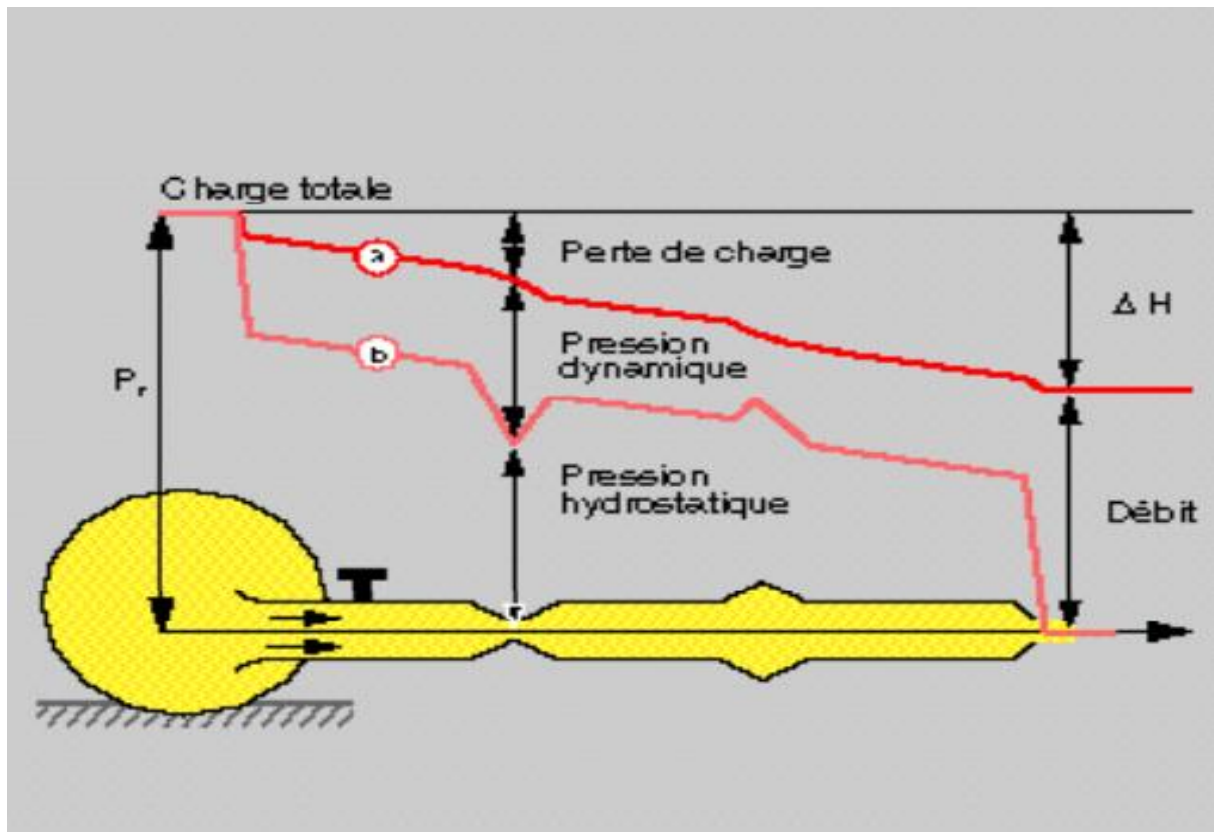


Fig. I.1. L'évolution des pressions depuis le réservoir jusqu'à la sortie

Pour simplifier, la notion d'énergie a été remplacée par celle de charge, dont les valeurs sont représentées par des hauteurs de colonne d'eau. L'énergie totale disponible, matérialisée par la ligne de charge 'a', est, en chaque point, la somme d'une énergie de pression (pression hydrostatique), d'une énergie cinétique (pression dynamique) séparées par la ligne piézométrique 'b', et d'une énergie potentielle de pesanteur (hauteur par rapport à un niveau de référence).

Dans le réservoir, le fluide est immobile ; son énergie est donc entièrement sous forme d'une pression hydrostatique P_r . Selon le principe de conservation de l'énergie, quand le fluide se met en mouvement, l'énergie initiale se répartit en une énergie cinétique et une énergie de pression. Mais cette transformation n'est pas complète en raison de la résistance à l'écoulement ; ce coût énergétique apparaît sous forme de perte de charge H .

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

A la sortie du conduit, l'énergie est entièrement sous forme cinétique (que nous évaluons en fonction du débit) car le flux est à la pression atmosphérique de référence.

Ainsi, la résistance au flux peut être exprimée comme une relation entre l'énergie initiale (P_T) et l'énergie restituée (débit). Dans ce dispositif horizontal, l'énergie potentielle de pesanteur est la même dans chaque segment.

IV. 1. Les lois de l'hydrostatique :

Ce ballon sphérique va devenir pour nous un "réservoir" rempli d'eau, qui, pour l'instant, est hermétiquement fermé. Deux tubes transparents, servant de manomètres à eau, sont introduits à des niveaux différents. Le fluide est immobile, nous sommes dans le domaine de l'hydrostatique.

1. La pression en un point du fluide est la même dans toutes les directions. Un capteur de pression placé en un endroit précis, indiquera donc la même valeur, quelle que soit l'orientation de sa surface sensible.
2. La pression est la même sur une même horizontale. C'est le principe des vases communicants, appliqué, en particulier, aux manomètres.
3. La différence de pression entre deux niveaux respectivement aux pressions P_2 et P_1 d'un fluide au repos est égale au poids d'une colonne de fluide de section 1 (unité) et de hauteur h en mètres, dénivellation entre les deux points, soit : $P_2 - P_1 = \rho gh$ (avec ρ , masse volumique du fluide en Kg/m^3 et g accélérations de la pesanteur en m/s^2). La pression dans le système Standard International (SI) est exprimée en pascals (Pa).
4. Un fluide transmet intégralement dans toutes les directions les variations de pression qu'il subit. C'est le principe de continuité.

Deux capteurs ont été introduits, à deux niveaux différents, afin de connaître les pressions :

$$p_1 = \rho gh_1, \quad p_2 = \rho gh_2 \text{ et la différence } P_2 - P_1.$$

Chacune des pressions se lit comme une hauteur d'eau au dessus de l'horizontale passant par le point où est effectuée la mesure. Il ne faut donc pas oublier de placer le zéro au bon niveau pour chaque mesure.

$P_2 - P_1$ est égale à $\rho g(h_2 - h_1) = \rho gh$ (avec $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$, masse volumique de l'eau et $g = 9,81 \text{ m/s}^2$). Cette différence de pression est souvent représentée de façon simplifiée par la

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

hauteur d'eau h . Mais si on veut obtenir la pression réelle, ou l'utiliser en pascals (unité SI de pression) dans des calculs, il ne faut pas oublier de multiplier par g .

L'enceinte est maintenant soumise à des forces pressantes F qui peuvent être extrinsèques (compression) ou intrinsèques (contraction). Dans les deux manomètres, le niveau monte de la même hauteur h ce qui montre que l'augmentation de pression ΔP est identique en P_1 et P_2 . Ainsi la transmission du surplus de pression s'est faite intégralement dans toutes les directions.

On démontre sur la partie A que l'énergie totale par unité de volume est la même dans tous les points d'un fluide immobile. En effet, l'énergie totale par unité de volume au point 1, où nous avons placé l'horizontale de référence, est $E_1 = P_1 + \rho gh = P_1$ car $h = 0$.

Au point 2 situé à $-h$, l'énergie totale par unité de volume est :

$$E_2 = P_2 - \rho gh = P_1 + \rho gh - \rho gh = P_1;$$

D'où

$$E_1 = E_2.$$

IV. 2. Énergie totale d'un fluide au repos

Isolons dans notre réservoir un volume quelconque d'eau immobile. Un travail peut être effectué en utilisant la pression hydrostatique P . De plus, si nous laissons tomber ce volume d'eau à un niveau de référence, nous pouvons utiliser l'énergie de pesanteur; c'est ce qui est fait en bas d'un barrage hydroélectrique. Finalement, l'énergie potentielle totale E , se décompose en :

$$E = PV + mgh \quad (1)$$

Avec :

m (en kg) : masse du volume V (en m^3)

P (en pascals) : pression hydrostatique.

h (en mètres) : hauteur par rapport à un niveau de référence $h_0 = 0$

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$: constante de gravité.

L'énergie de pression est PV . L'énergie potentielle de pesanteur est mgh .

Il devient nécessaire de s'affranchir de la notion de volume pour n'avoir que des pressions à mesurer. Pour cela, il suffit de diviser chaque terme de l'équation 1 par V , puis d'effectuer $m/V = \rho$, masse volumique du fluide. Nous obtenons l'énergie par unité de volume, $E(p)$, selon l'équation 2 :

$$\frac{E}{V} = \frac{pv}{v} + \frac{m}{vgh} \quad (2)$$

Soit :

$$\frac{E}{V} = E(p) = p + \rho vg \quad (3)$$

On démontre que, dans un fluide immobile, l'énergie totale par unité de volume est la même dans tous les points. C'est cette énergie qui va propulser le fluide dès que nous aurons ouvert le robinet

IV. 3.Fluide en mouvement hydrodynamique

En ouvrant le robinet, nous entrons dans le domaine de l'hydrodynamique. Il faut alors tenir compte des caractéristiques du fluide et du flux (viscosité, écoulement laminaire ou turbulent) de l'énergie totale (charge) et de la résistance à l'écoulement (perte de charge).

IV. 4.Caractéristiques du fluide et du fluide et du flux

IV.1.La viscosité

Le mot "Viscum" vient du latin. Il désigne le gui ("Viscum album") dont les baies gluantes étaient utilisées par les Romains pour attraper les petits oiseaux. L'urine est un fluide visqueux et homogène, par exemple, le plasma, la lymphe, le liquide céphalo-rachidien, et aussi comme l'eau, l'huile ou l'alcool. Ces fluides se mettent en mouvement dès qu'une force, aussi petite soit-elle, leur est appliquée; en cela ils se différencient des fluides plastiques, comme le mastic, qui ne se mettent en mouvement qu'à partir d'une certaine

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

force. Mais le mouvement se fait avec plus ou moins de difficulté en raison de ce qu'Isaac Newton avait décrit sous le terme de "frottement interne".

La viscosité μ quantifie cette difficulté à l'écoulement. La viscosité d'un fluide visqueux idéal ou newtonien est indépendante de la vitesse de l'écoulement. Elle varie avec la température, ce qui est sans conséquence en ce qui concerne l'excrétion urinaire [18]. L'unité de viscosité dynamique est le poise et l'unité de viscosité cinématique est le stokes en souvenir respectivement de Poiseuille et de Stokes (à 20°, la viscosité cinématique de l'eau est de $10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ou stokes).

IV.2. Les hypothèses sur l'écoulement

La description de l'écoulement d'un fluide réel est très compliqué et certainement au delà du cadre de ce cours de Physique Générale. Nous ferons les hypothèses limitatives suivantes :

- ❖ **Écoulement stationnaire** : La vitesse des particules de fluide passant en un point donné ne change pas au cours du temps, que ce soit en module ou en direction.
- ❖ **Fluide incompressible** : sa masse spécifique est constante et uniforme.
- ❖ **Écoulement non visqueux** : dans un fluide, existaient des forces de volume et des forces de surface. Les premières sont des "forces à longue portée" et s'exercent sur des éléments de volume, alors que les forces de surfaces s'exercent entre deux "couches" de fluide. Alors que pour un fluide en équilibre les forces de surface ne peuvent être que normales (ce sont les forces de pression), dans l'étude du mouvement des fluides, les forces de surface tangentielles participent directement au mouvement du fluide et agissent comme des forces de frottement, les couches de fluide rapides entraînant les couches lentes. La composante tangentielle des forces de surface est appelée "force de viscosité". Comme son nom l'indique, elle caractérise des fluides réels visqueux.
- ❖ **Écoulement irrotationnel** : Nous n'allons pas considérer les écoulements dans lesquels les éléments de fluide tournent autour d'un axe passant par son centre de masse.

IV.3. Description et principe de fonctionnement d'un coupleur hydrodynamique

Le principe de base d'un coupleur hydrodynamique peut être illustré par la figure I.3. Un moteur entraîne une pompe centrifuge qui débite le liquide d'huile à la vitesse V_1 dans la conduite 2, le liquide débité est arrivé ensuite à la turbine, cette dernière couplée à une charge

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

est entraînée par l'action du liquide, qui la quitte à une vitesse V_0 pour retourner finalement à la pompe par la conduite 4.

Exprimons la quantité d'énergie cinétique d'une masse « m » de liquide, on trouvera respectivement pour les conduites –aller- et – retour – les énergies suivantes :

$$E_{cA} = m \frac{V_1^2}{2} \quad (4)$$

Et

$$E_{cR} = m \frac{V_0^2}{2} \quad (5)$$

La différence entre ces deux énergies est :

$$\Delta E_C = E_{cA} - E_{cR} = \frac{1}{2} m (V_1^2 - V_0^2) \quad (6)$$

ΔE_C est donc la quantité d'énergie cinétique transmise à l'arbre de sortie sous forme d'énergie mécanique. Cette même quantité d'énergie doit être fournie mécaniquement par la pompe au fluide pour maintenir –conservé- le mouvement.

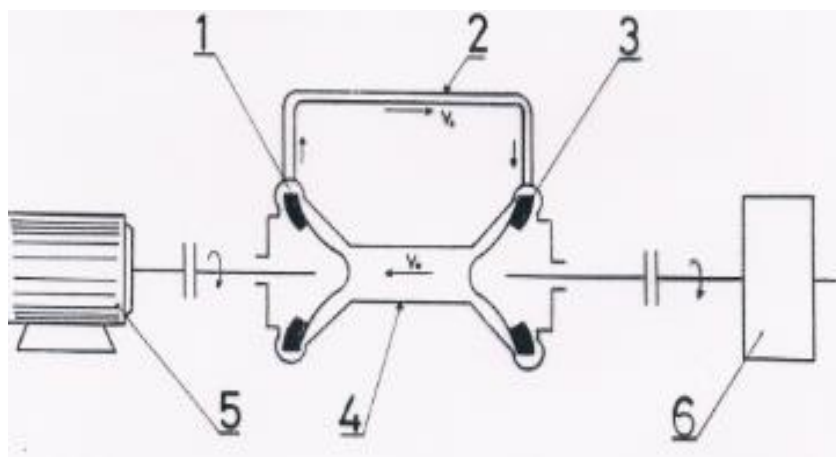


Fig. I.2. Principe de base d'un coupleur hydrodynamique

- 1-Pompe centrifuge 2- Conduite-aller 3- Turbine hydraulique 4- Conduite retour
5- fonctionnent 6- Charge (récepteur)

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

Comme le système envisagé sur la figure I.3, l'ensemble pompe-turbine se présente sous un aspect extrêmement compact.

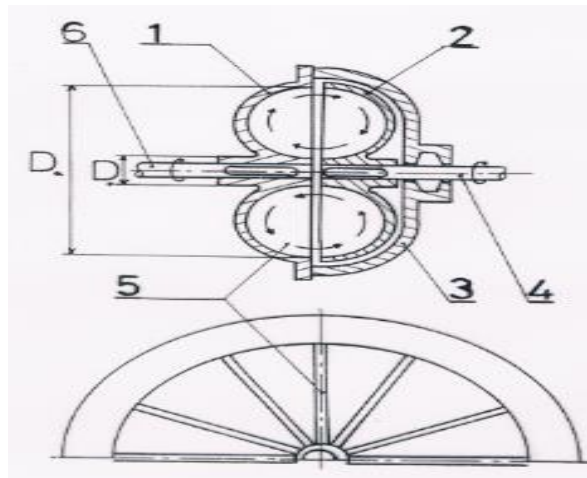


Fig. I.3. Coupleur hydrodynamique (principe de fonctionnement)

1. rotor primaire : pompe
2. rotor secondaire : turbine
3. l'enveloppe
4. l'arbre secondaire
5. aubes
6. l'arbre primaire (moteur)
7. Le rotor primaire (1) fonctionne en pompe, entraîné par un moteur est solidaire de l'enveloppe (3) (carter), étanche de l'ensemble contenant du liquide, l'élément turbine (2) ou rotor secondaire mené est solidaire de l'arbre (4) [19].

Les rotors sont munis d'aubes (5) dans la plus part des cas radiales.

Les deux rotors primaire et secondaire constituent un tore creux, dont la cavité est remplie à 90% d'huile minérale.

Si le remplissage était total, la dilatation du liquide sous l'effet de la chaleur dégagée aurait pour conséquences de développer sur les parois une pression excessive, pour cette raison, les coupleurs peuvent parfois éclater.

Quand la roue pompe commence à tourner, le liquide contenu entre les aubes est entraîné dans son mouvement de rotation, il est donc soumis à la force centrifuge qui tend à le rejeter vers l'extérieur.

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

Au départ, la roue turbine est immobile, l'huile aspirée par la pompe puis refoulée par celle-ci, entre dans la turbine et provoque la rotation de cette dernière, puis sort et retourne de nouveau dans la pompe, et le cycle se reproduit ainsi aussi longtemps qu'il existe une différence de vitesses entre les deux roues.

Pendant la marche normale, la turbine tourne toujours un peu moins vite que la pompe, c'est cette différence qui oblige l'huile à circuler dans le rotor.

A vitesses égales, les forces centrifuges s'équilibrent et la circulation est arrêtée, rendant impossible tout transfert d'énergie.

Chaque fraction du liquide circulant dans le coupleur emprunte de l'énergie de la pompe et la transmet à la turbine sans que ces rotors soient reliés rigidement l'un à l'autre.

Pour éviter le risque de vibration et de résonance, il est recommandé de ne pas utiliser le même nombre d'aubes dans les deux roues P et T. dans ce cas, le liquide ne passera pas simultanément par toutes les aubes, D'une roue et l'autre.

La fabrication des roues P et T se fait par moulage ou par assemblage d'éléments soudés par point, ou par sertissage.

Pour le calcul du nombre d'aubes, connaissant le diamètre actif de l'aubage, D_a , on utilise en pratique généralement des formules empiriques :

Pour la roue- pompe

$$Z_p = 8.65 D_a^{0.28}$$

Pour la roue-turbine

$$Z_T = Z_p + (1/3)$$

Z_p et Z_T étant respectivement le nombre d'aubes de la roue-pompe et le nombre d'aubes de la roue- turbine.

Remarque :

La fabrication des roues (P) et (T) se fait par :

- Moulage
- Assemblage d'élément soudé par points.

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

- Sertissage (Mode de Forgeage)

IV.4. Rendement du coupleur hydrodynamique

Le rendement du coupleur hydrodynamique est défini par le rapport:

$$\eta = P_t / P_p \quad (7)$$

Avec

P_T : Puissance de la roue turbine,

P_P : Puissance de la roue pompe.

$$\eta_c = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_t \omega_T}{M_p \omega_p} \quad (8)$$

Avec

ω_T : vitesse angulaire de la turbine,

ω_P : vitesse angulaire de la pompe.

$$\frac{\omega_T}{\omega_P} = i \quad (8)$$

i : rapport des vitesses.

$$M_T = M_P - \Delta M_{P_{\text{pert}}} \quad (9)$$

M_P : moment de la roue pompe,

M_T : moment de la roue turbine,

ΔM_{pert} : le couple perdu à cause de frottement dans les paliers,
dans les dispositifs d'étanchéité et à cause des pertes
de charge par choc hydraulique.

Ces pertes résultantes de la viscosité et de la turbulence au sein du liquide, donc :

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

$$\eta_c = \frac{M_T \omega_T}{M_P \omega_P} = \frac{M_P - \Delta M_{pert}}{M_P} \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P}$$
$$\eta_c = \frac{M_P - \Delta M_{pert}}{M_P} \cdot i \quad (10)$$

En faisant abstraction des pertes d'énergie, le couple moteur est toujours égal à celui exercé sur la roue turbine (en régime normal): $M_T \approx M_P$

Donc

$$\eta_c = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T}{M_P} \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{\omega_T}{\omega_P} = i$$

En désignant par :

η_C : Le rendement de la pompe.

η_T : Le rendement de la turbine.

$\eta_{\Sigma C}$: Le rendement total dans les conduites (en réalité on parle de pertes dans les conduites).

Alors le rendement global de la transmission sera :

$$\eta_t = \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_{\Sigma C} \quad (11)$$

Festingier (1905) a regroupé la pompe et la turbine dans le même corps (tore), autrement dit : l'utilisation des tubes de connexion n'est plus indispensable entre P et T [20].

Il n'y'aura donc plus question de pertes dans les conduites. Cependant, cette suppression de tubes de connexion présentait pour Föttinger deux grands avantages :

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

IV.4.1. Premier avantage :

Le rendement de la transmission augmente et son expression devient :

$$\eta_t = \eta_P \cdot \eta_T \quad (12)$$

Et on voit bien que, $\eta_{t(2)} > \eta_{t(1)}$ puisque $(\eta < 0)$

IV.4.2. Deuxième avantage :

Une réduction considérable d'encombrement tout l'ensemble

IV. Notion de glissement

On appelle glissement (s) la différence relative des vitesses de rotation de la pompe et de la turbine.

Le glissement est différent de zéro ($s \neq 0$); tant qu'il existe une différence entre les vitesses de rotation de la pompe et de la turbine.

$$S = \frac{n_p - n_T}{n_p} = 1 - \frac{n_T}{n_p} = 1 - i \quad (13)$$

$$S = 1 - i$$

Comparaison entre les rendements du coupleur et du convertisseur

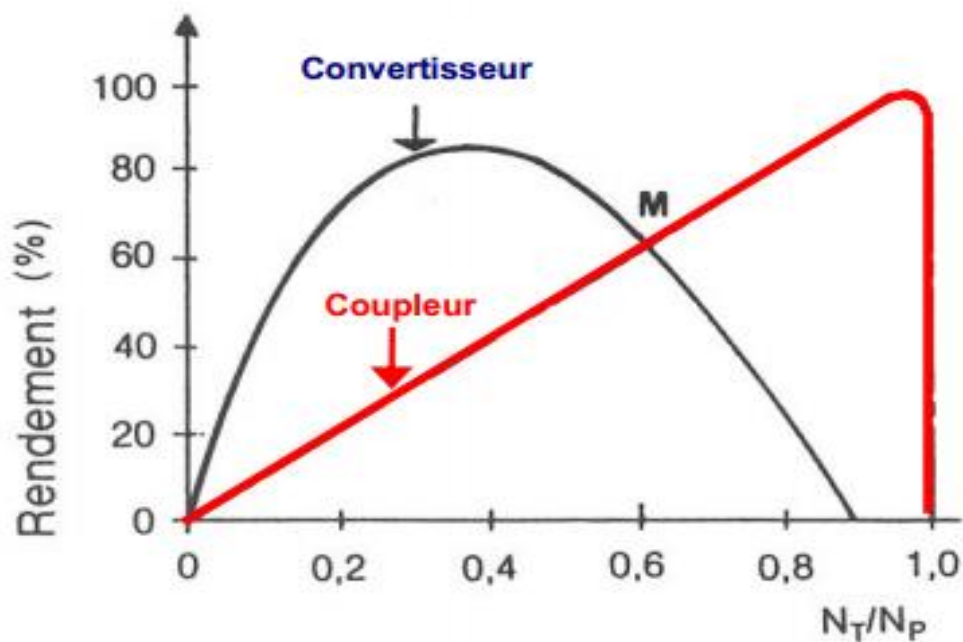


Fig. I.3. Comparaison entre les rendements du coupleur et du convertisseur

Point de couplage (M) : Passage de convertisseur à celui de coupleur (grâce à la roue libre).

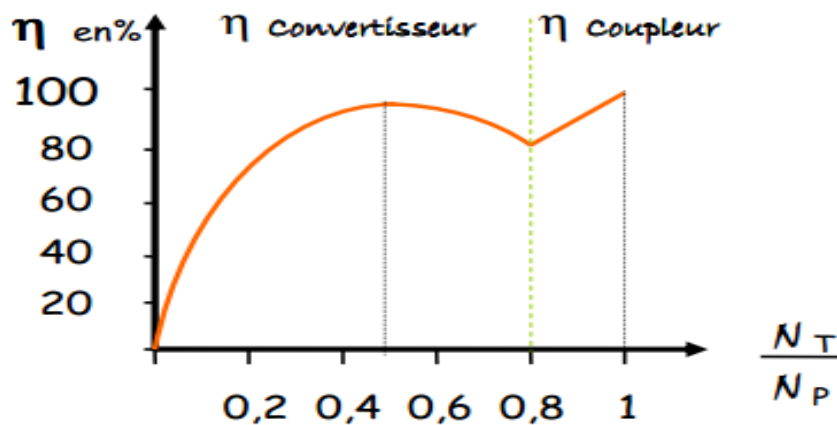


Fig. I.4. Courbe d'un convertisseur

IIV.1. Notion de remplissage du coupleur

On entend par remplissage la quantité d'huile introduite dans le coupleur. Plus cette quantité sera grande, c'est-à-dire plus l'anneau d'huile sera épais, plus le couple transmis par le coupleur sera grand. Pour connaître le taux de remplissage, on procède de la manière suivante:

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

On remplit l'appareil au maximum par l'un des bouchons de vidange, ce bouchon étant disposé à la verticale de l'axe de l'appareil et au point haut. Ce remplissage maximum est désigné par le terme remplissage « O », les remplissages plus petits sont mesurés sous l'angle α

$\alpha = 0^\circ$, remplissage O

$\alpha = 30^\circ$, remplissage 30°

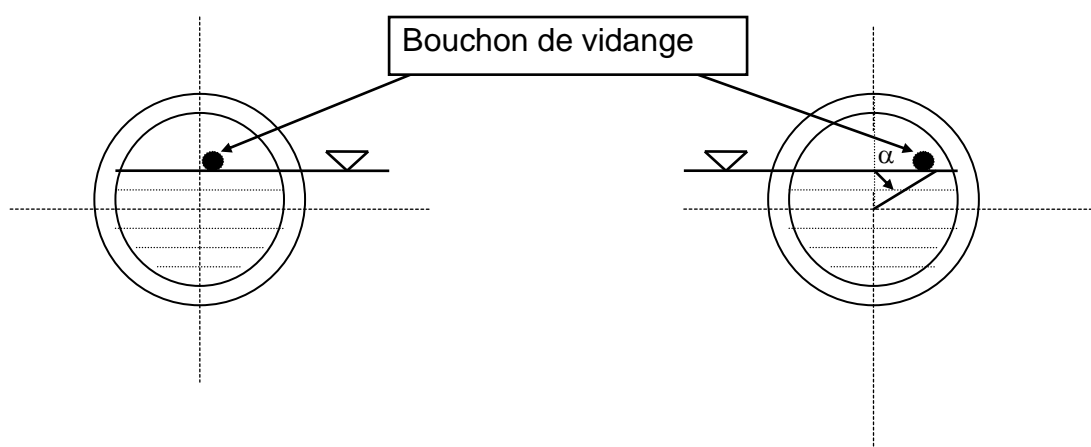


Fig. I .5. remplissage du coupleur

Les faibles remplissages (α voisin de 100°) peuvent provoquer des instabilités dans le couplage (accélération et décélération successives) (voir Figure I.5).

Le remplissage optimal est compris entre 80% à 90% de la capacité totale du coupleur.

Pour le remplissage 100%; le coupleur risque de s'éclater en raison de la dilatation de l'huile chauffée. Pour un excès éventuel de température, on prévoit dans certaines constructions des bouchons fusibles qui fondent à des températures $> 80^\circ\text{C}$.

L'influence du remplissage est donnée par le réseau de courbes de la figure -8-on remarque qu'il est facile de modifier le couple maximum comme le couple à 100% de glissement en agissant sur le remplissage.

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

IIV.2.Remplissage optimal

C'est la quantité d'huile qui permet un bon fonctionnement du coupleur et pour conséquent un maintien de température de fonctionnement normale. Le remplissage optimal est 80 à 90% de la capacité totale du coupleur.

IIV.3.Remplissage 100%

Risque d'entraîner des pressions excessives sur les parois internes du coupleur, sous l'effet de la dilatation de l'huile ($t^0=80c$) chauffé; l'appareil risque d'éclater.

Pour un excès éventuel de température ($>80c$); on prévoit dans certaines constructions des bouchons fusibles qui fondent à des températures supérieurs à 80 c.

IIV.4.Réglage des coupleurs hydrodynamiques

Plusieurs moyens sont employés pour le réglage de la vitesse de sortie N_t ou bien du couple transmissible, le réglage peut être effectué par :

- Interposer un déflecteur entre la pompe et la turbine,
- Procéder par remplissage progressif après démarrage.

Selon des essais pratiques, un coupleur à remplissage partiel a deux cercles de circulation: un petit et un autre grand comme le montre la figure I.6.

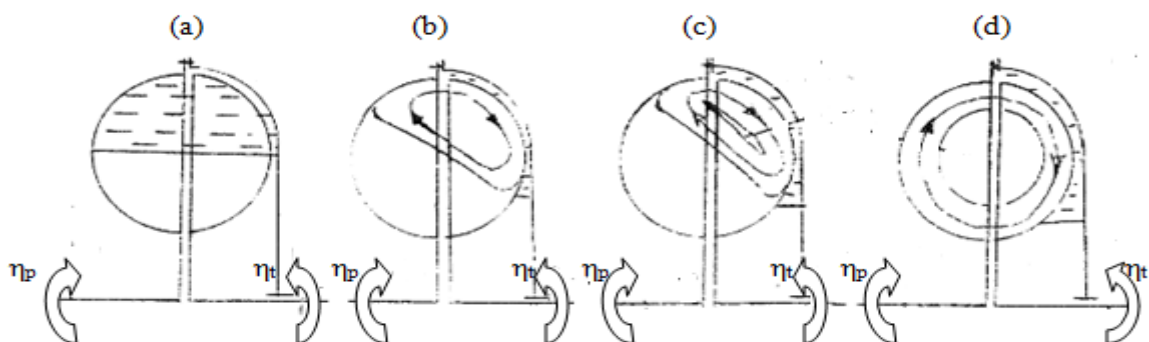


Fig. I .6.Coupleur à remplissage 50%

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

- a- pas de circulation du liquide (repos relatif),
- b et c – circulation du liquide sous forme d'un petit cercle,
- d- circulation du liquide sous forme d'un grand cercle.

Le passage de l'un à l'autre provoque des vibrations, pour éviter ces phénomènes, on fixe un déflecteur (plateau circulaire) à l'un des rotors le long du bord le plus rapproché de l'axe de façon à obstruer partiellement la section d'écoulement du liquide (voir figure I.7).

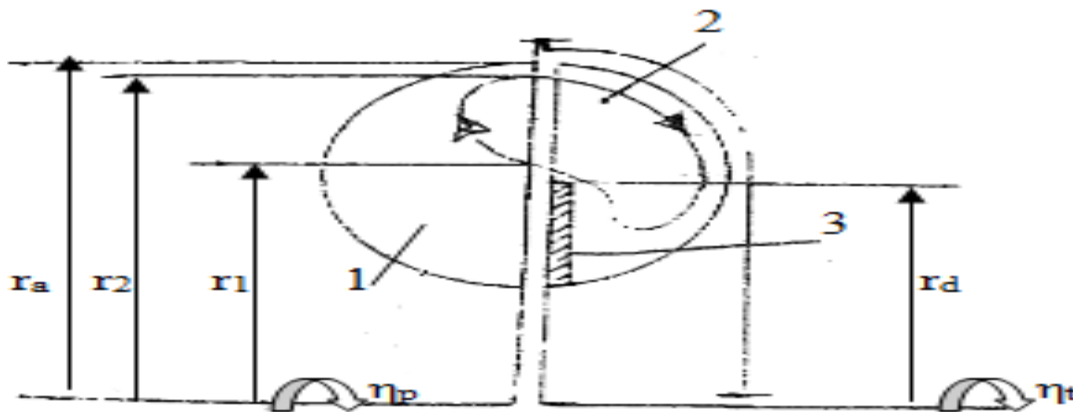


Fig. I .7.Coupleur avec déflecteur

Aux régimes normaux, le liquide est rejeté par la force centrifuge vers la périphérie du coupleur, et dans ces conditions, le déflecteur ne gêne pratiquement pas sa circulation.

Au contraire, à l'arrêt de la turbine et au démarrage, la vitesse de rotation du liquide est peu élevée par rapport à sa vitesse de circulation autour du noyau, et la force centrifuge due à ce dernier mouvement repousse le liquide contre la paroi externe du tore, et sa circulation est très gênée par le déflecteur.

Au fur et à mesure qu'augmente la vitesse de rotation, la force centrifuge augmente, tandis que diminue la force centrifuge due au mouvement de circulation, et l'effet de déflecteur s'atténue progressivement.

Donc, dans le coupleur avec déflecteur, il n'existe qu'un petit cercle de circulation, ce qui évite complètement les chocs et les vibrations dans les transmissions hydrodynamiques.

Pour permettre une bonne progressivité, on utilise des coupleurs à remplissage progressif.

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

Le plus simple moyen d'obtenir une progressivité est de constituer un réservoir. Lorsque le coupleur est au repos, le liquide se répartit entre le circuit de travail et le volume libre.

Lors de la mise en route, le liquide présent dans ce volume libre est poussé vers la périphérie par effet centrifuge et il entre progressivement dans le circuit de travail en passant par l'interstice périphérique existant entre la cloche et le rotor secondaire. Un moyen plus élaboré pour contrôler l'admission du liquide est d'utiliser une chambre de retardement, qui communique librement avec la partie centrale du circuit de travail.

IIV.5. Influence de la vitesse de rotation de l'arbre

Pour un taux de remplissage et un glissement donnés, le couple transmis est proportionnel au carré de la vitesse de rotation (voir figure I .8). D'après les lois générales applicables aux turbomachines, on a :

$$M = K.N^2 .D^5 \quad (14)$$

Où : N : Vitesse de rotation (trs/mn),
D : Diamètre actif (mm),
K : Coefficient constant.

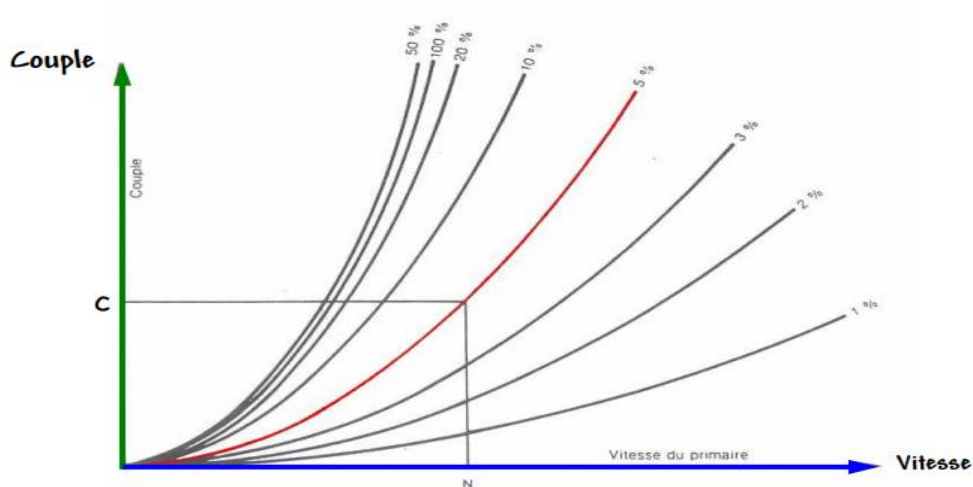


Fig. I .8. Réseau des paraboles d'équiglissement relevées au banc, spécifiant un coupleur hydrocinétique

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

- Pour un glissement donné (exemple : 100%),le couple transmis est proportionnel au carré de la vitesse de l'impulseur.
- Il croît suivant une parabole dite d'équiglissement.

Note : pour un glissement de 5% correspond un rendement de 95%.

❖ Application avec une Banc d'essai mécanique

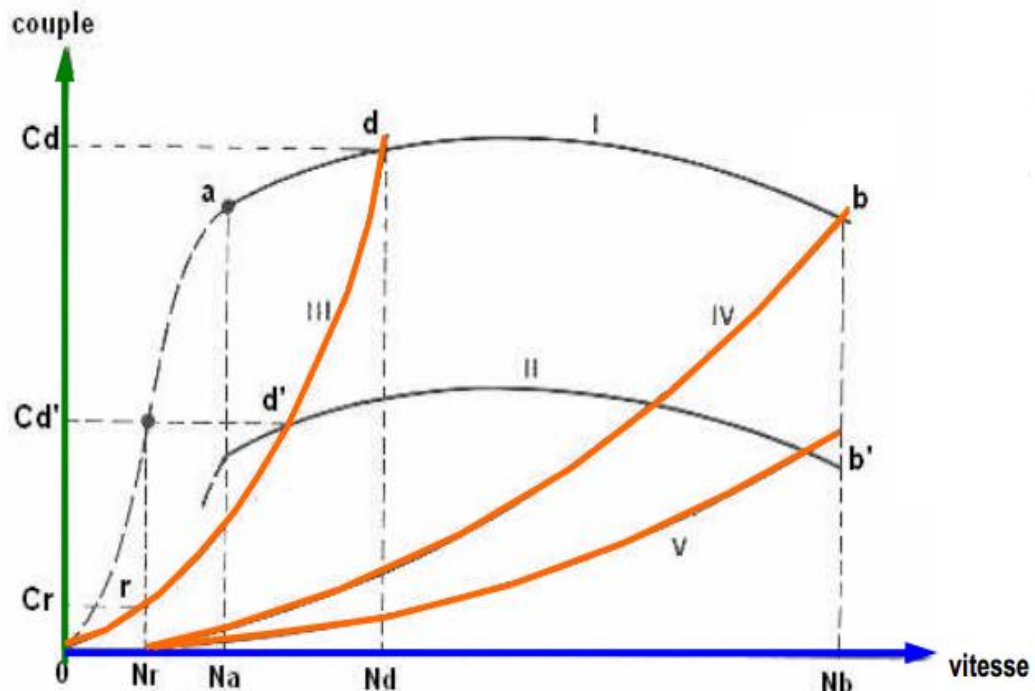


Fig. I.9. Influence de la vitesse de rotation de l'arbre

❖ *Courbe de couple moteur :*

- à pleine charge
 - à demi charge
- Nr :régime moteur au ralenti.
Cr :couple de trainé
d' :point d'accrochage.
b :glissement de 5% à vitesse maximal.
b' :glissement de 1% à vitesse maximal
- avec 100% de glissement
 - avec 5% de glissement
 - avec 1% de glissement

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

-L'existence d'un couple de trainée « Cr » au ralenti ne permet pas le passage de vitesse (B.V.traditionnelle)

- On utilise alors, un organe de coupure : un embrayage mécanique.

Puissance transmise :

$$P = Cw = C \frac{2\pi N}{60} = K' N^3 D^6 \quad (15)$$

K' : coefficient constant ;

$$K' = K \cdot \frac{\pi}{60} \quad (16)$$

❖ Mouvement du liquide contenu dans le tore

Le liquide est animé de deux mouvements comme illustré dans la figure I .19:

- un mouvement autour de l'axe de l'appareil.
- Un mouvement autour de noyau annulaire.

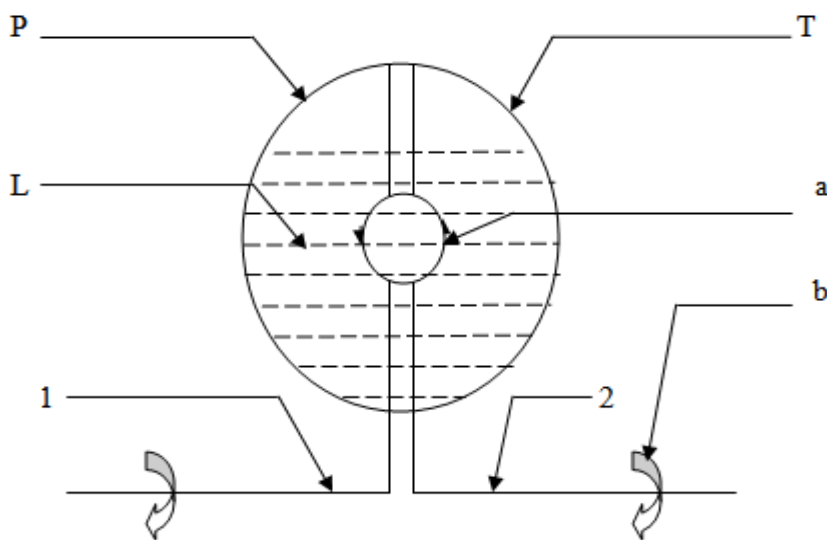


Fig. I .10. Mouvement du liquide contenu dans le tore

- a- Rotation autour du noyau annulaire.
- b- Rotation autour de l'axe de l'appareil.

Chapitre I Étude Théorique des coupleurs hydrodynamiques

Comme la section d'écoulement du liquide autour de noyau annulaire est constante (régime normal), la vitesse reste constante dans la circulation autour du noyau (mouvement autour noyau annulaire).

Quand au mouvement autour de l'axe du coupleur, la vitesse du liquide diminue dans son passage de la pompe, résulte une augmentation d'énergie cinétique. la différence d'énergie devant être empruntée à la pompe, cela signifie que pour accroître la vitesse du liquide qui la traverse, la pompe doit vaincre une certaine résistance.

Le maintien de sa vitesse de rotation malgré cette résistance, entraîne une consommation d'énergie. dans la turbine le liquide ralenti son mouvement en exerçant ne certaine énergie. ainsi chaque fraction de liquide circulant dans le coupleur emprunte de l'énergie à la pompe et la transmet à la turbine sans que ces deux roues -P- et -T- soient reliées rigidement l'une à l'autre.

Le coupleur hydrodynamique ne dispose d'aucun point d'appui extérieur, on peut admettre, en faisant abstraction des pertes d'énergie, que le couple moteur est toujours égal à celui exercé sur la roue-turbine (en régime normal-stationnaire).

❖ Avantages et inconvénients

Avantages

- ✓ Démarrage souple et sans chocs
- ✓ Calage du moteur pratiquement impossible
- ✓ Absence de torsion entre l'arbre primaire et l'aube secondaire.

Inconvénients

✓ Le coupleur n'est pas un convertisseur de couple : il est donc nécessaire de placer après lui, une boîte de vitesses permettant de faire varier le couple sur l'arbre d'entrée du différentiel.

✓ La coaxialité entre le primaire et le secondaire n'est jamais parfaitement assurée. La plage d'utilisation est strictement réduite pour un rapport de transmission (i) petit, voir figure I.11.

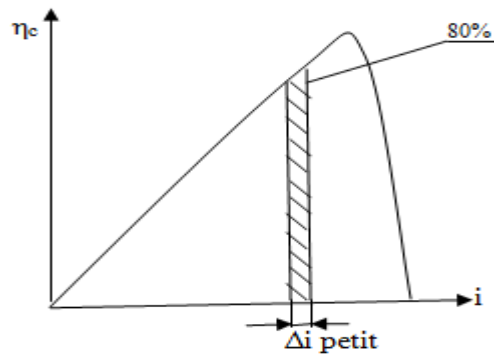


Fig. I.11. Le rapport de transmission

IIV.6. Courbes caractéristiques du coupleur hydrodynamique

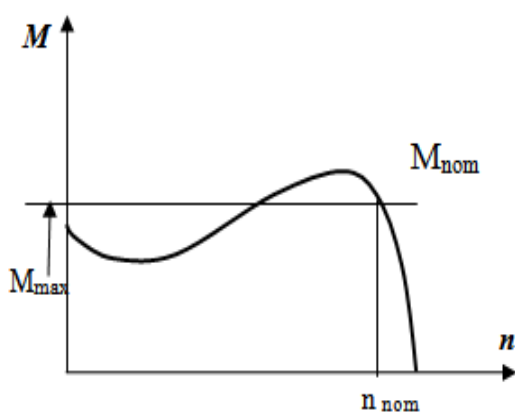
Les paramètres influençant les caractéristiques du coupleur hydrodynamique sont :

- ✓ La vitesse de rotation de l'arbre (primaire ou secondaire)
- ✓ Le diamètre actif du coupleur
- ✓ Le remplissage (glissement)
- ✓ Le diamètre de déflecteur.

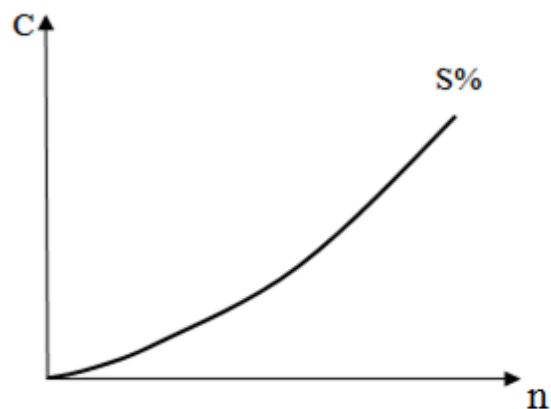
On a vu dans les paragraphes (2-4) et (2-5) l'influence de remplissage et du déflecteur.

IIV.6. Domaine d'application du coupleur hydrodynamique

IIV.6.1. Application des moteurs électriques au coupleur hydrodynamique



(a) Caractéristique du moteur électrique



(b) Caractéristique du coupleur

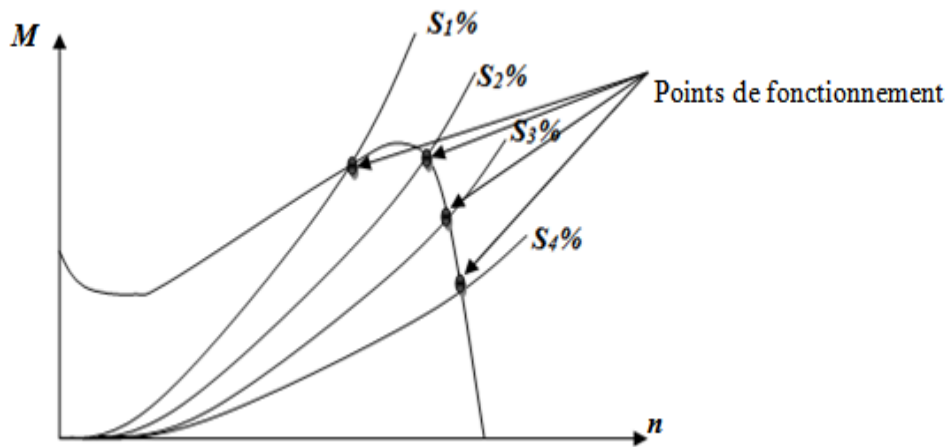
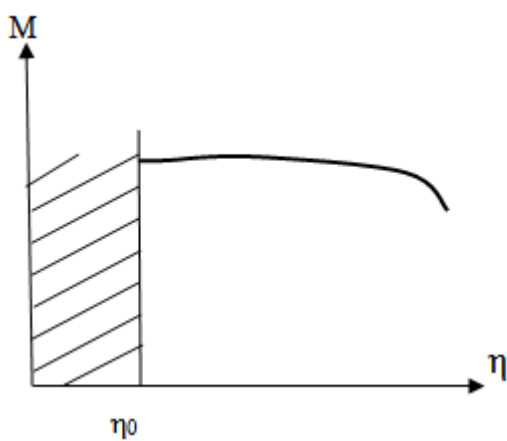


Fig. I.12. Application des moteurs électriques ou coupleur hydrodynamique

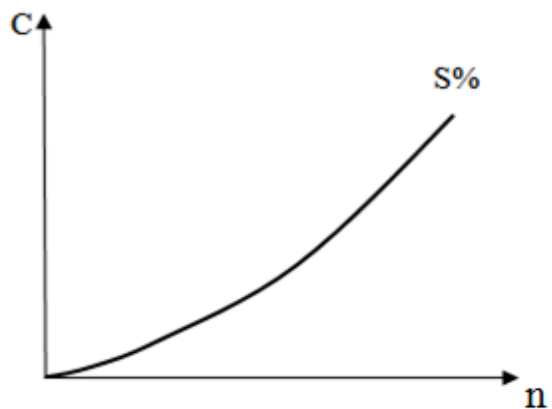
❖ *Domaine d'utilisation*

Ponts roulants-grues-bétonnières- concasseurs- centrales thermiques-construction ferroviaires- industrie : chimique-métallurgique-textile ect.....

IIV.6.2. Application des moteurs thermiques au coupleur hydrodynamique



(a) Caractéristique du moteur thermique



(b) Caractéristique du coupleur

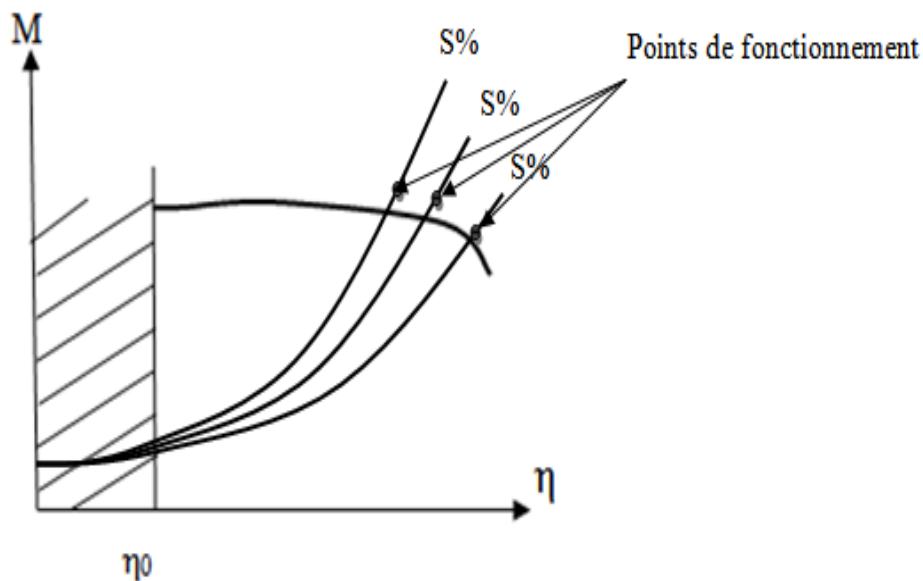


Fig. I.13. Application des moteurs thermiques au coupleur hydrodynamique

❖ *Domaine d'utilisation*

Engins de terrassement- véhicules (automobile)- construction ferroviaire- grue- construction navale.

❖ *Remarque*

Différent du moteur à combustion interne; le moteur électrique exigé pas d'être accéléré puis couplé; mais il peut entrainer le récepteur (coupleur) à partir de $n=0$; alors que le moteur thermique nécessite d'abord d'être accéléré seul pour atteindre un certain niveau de moment suffisant pour entrainer l'appareil (coupleur) [26].

IIV.6.3. Entretien

Les coupleurs hydrodynamiques n'exigent pratiquement aucun entretien. Les roulements sont largement dimensionnés, et les bagues d'étanchéité ont été spécialement conçues.

L'unique opération d'entretien consiste à vérifier périodiquement (tout les 6 mois par exemple) l'état et le niveau d'huile utilisée.

IIV.6.4. Différents types de réalisation et de montage.

IV.6.4.1. Coupleur simple sans réservoir

Il n'est pratiquement plus employé (voir figure I.14.a). La courbe (voir figure I.15.) montre en effet qu'à vitesse N donnée sous même couple, il glisse d'avantage que le coupleur de même taille avec réservoir, ce qui est défavorable aux applications à vitesse variable sur moteurs thermique pouvant être utilisés momentanément à plein couple à mi-régime [27].

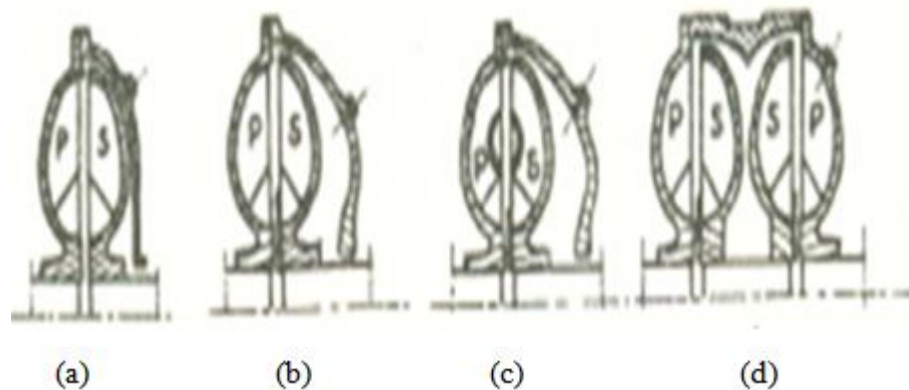


Fig. I .14. Schémas des différents types de coupleurs à remplissage constant

P : primaire S secondaire

- a- coupleur simple, sans réservoir ni déflecteur
- b- coupleur simple, avec réservoir et déflecteur
- c- coupleur simple, avec noyon central de guidage.
- d- coupleur double, avec déflecteur.

IV.6.4.2. Coupleur simple avec réservoir :

C'est le plus couramment employé (figure. I.23.b); il ne comporte pas de noyau central de guidage. Au démarrage une importante quantité d'huile contenu dans le réservoir se déverse automatiquement des- que la vitesse est suffisante, dans le circuit de travail assurant ainsi la souplesse de mise en marche. Au calage, le réservoir absorbe une partie de l'huile du « vortex » déviée par le déflecteur, et contribue plus ou moins suivant le remplissage, à réduire le couple de trainée au ralenti. il laisse un espace suffisant pour la dilatation thermique de l'huile et empêche la pression d'augmenter dangereusement dans l'appareil, même si au calage la température dépassait notablement 80 C. enfin, il augmente la surface de rayonnement du coupleur.

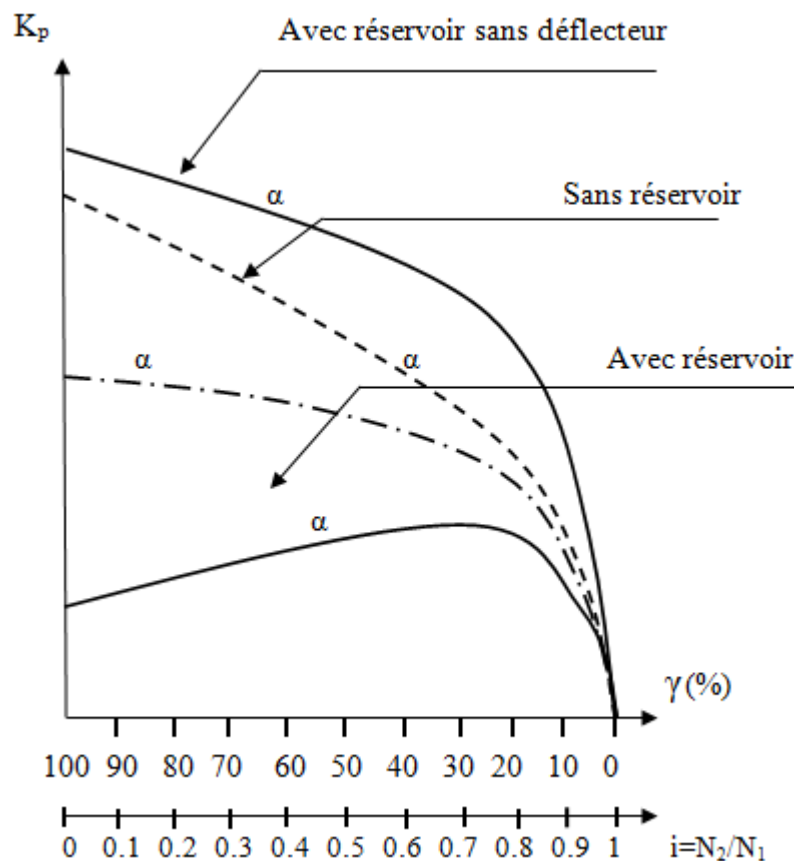


Fig. I.15. Performance $K_p = F(i) ; K_p + f(\gamma)$ pour coupleur à remplissage constant

K_p : Coefficient de puissance

α : Angle de remplissage

IIV.6.4.3. Coupleur simple avec noyau central de guidage :

Il n'est plus employé (figure. I.14.c), le noyau réduit le rendement en utilisation normale et complique la coulée des rotors en alliage d'aluminium.

IIV.6.4.4. Coupleur double :

Bien que constitué par deux coupleur identiques montés dos à dos en tandem, le coupleur double (figure. I.14.d), foudre de réservoir d'expansion d'une capacité suffisante, ne peut accepter des taux de remplissage aussi élevés que ceux du coupleur simple précédent, et n'a pas pour ses réglages usuels, de performances doubles de celles du coupleur simple.

Il est presque (1.3) fois plus encombrant en longueur que le coupeur simple de même puissance et chauffe un peu plus vite.

Equations Fondamentales Des Transmissions Hydrodynamiques

I. Équations fondamentales du mouvement in stationnaire d'une transmission hydrodynamique :

I.1 Équation du mouvement in stationnaire d'un coupleur hydrodynamique :

Le coupleur hydrodynamique comprend une pompe et une turbine enveloppées dans un tore.

II.1.1 Hypothèses :

Pour établir les équations fondamentales du mouvement in stationnaire du coupleur, on suppose que :

- le fluide soit incompressible,
- le fluide circule macroscopiquement le long de la ligne moyenne de courant car l'analyse des phénomènes sous un aspect microscopique est très compliqué.
- L'écoulement s'effectue le long de l'aube,
- L'espace entre la pompe et la turbine soit négligeable

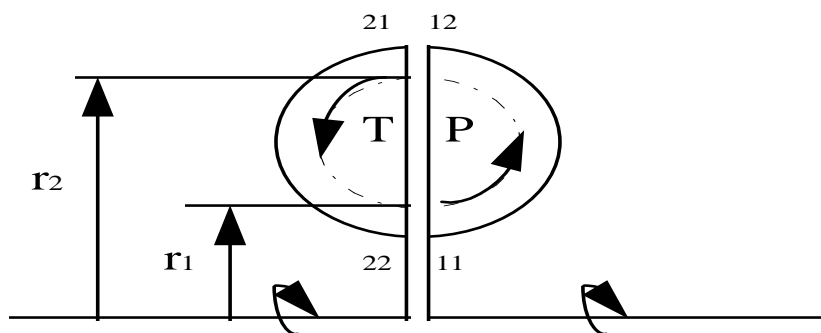


Fig. I .1. Plan méridien

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

L'énergie cinétique de la masse totale du fluide

$$E_c = \oint \rho \frac{V^2}{2} \cdot A \cdot dL$$

Où \oint : intégral fermé du courant de fluide,

A : section méridienne du courant de fluide, qui est perpendiculaire au plan méridien.

Donc la variation de l'énergie cinétique par rapport au temps est :

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{d}{dt} \oint \rho \frac{V^2}{2} \cdot A \cdot dL = \frac{1}{2} \rho \oint \frac{dV^2}{dt} \cdot A \cdot dL$$

$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \oint \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V^2}{\partial t} + \frac{\partial V^2}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t} \right) \cdot A \cdot dL$$

où Z : paramètre de longueur pour la ligne moyenne de courant.

Puisque $V = \frac{dz}{dt}$, alors le second terme de l'intégral (5) devient :

$$\begin{aligned} \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial V^2}{\partial z} \frac{dz}{dt} \cdot A \cdot dL &= \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial V^2}{\partial t} \cdot V \cdot A \cdot dL \\ &= \frac{1}{2} \rho Q \oint dV^2 = 0 \end{aligned}$$

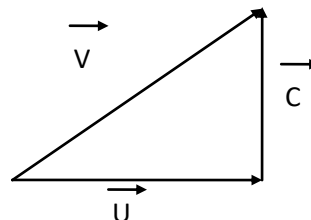
Donc :

$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial V^2}{\partial t} \cdot A \cdot dL$$

La vitesse absolue (V) s'exprime comme suit :

$$V^2 = U^2 + C^2$$

Avec $U = r \cdot \omega$



Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

L'intégral (30) devient :

$$\begin{aligned} \frac{dE_c}{dt} &= \rho \int \frac{1}{2} \frac{\partial(u^2 + c^2)}{\partial t} . A.dL \\ &= \rho \left(\int r\omega \frac{\partial r\omega}{\partial t} . A.dL + c \frac{dc}{dt} . A.dL \right) \end{aligned}$$

$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \left(\int r\omega \frac{\partial r\omega}{\partial t} . A.dL + Q.\Phi. \frac{dc_2}{dt} \right)$$

avec

$$Q = A.c$$

$$\Phi = \int \left(\frac{A_2}{A} \right) dL$$

A2: section méridienne du courant de fluide,

C2: vitesse méridienne à l'entrée de la turbine.

En substituant (Vu) par (r ω) et dm par $\rho.A.dl$ dans l'équation (3), le moment de la pompe sera :

$$M_1 = \int_{11}^{12} \frac{\partial(r^2\omega)}{\partial t} . \rho.A.dL + \rho.Q.(r_2^2\omega_1 - r_1^2\omega_2) \quad (1)$$

Le moment de la turbine sera :

$$M_2 = \int_{21}^{22} \frac{\partial(r^2\omega)}{\partial t} . \rho.A.dL + \rho.Q.(r_1^2\omega_2 - r_2^2\omega_1) \quad (2)$$

Les puissances hydrauliques de la pompe et la turbine seront :

$$P_1 = \rho\omega_1 \left[\int_{11}^{12} r \frac{\partial(r\omega)}{\partial t} A.dL + Q(r_2^2\omega_1 - r_1^2\omega_2) \right] \quad (3)$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$P_2 = \rho \omega_2 \left[\int_{21}^{22} r \frac{\partial(r\omega)}{\partial t} A \cdot dL - Q(r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \right] \quad (4)$$

➤ **Equation du mouvement de fluide :**

$$\Phi \frac{dc_2}{dt} = \frac{1}{2} [(r_2^2 - r_1^2)(\omega_1^2 - \omega_2^2) - LC_2^2] \quad (4)$$

➤ **Equation du mouvement de la pompe**

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - \rho A_2 c_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \quad (5)$$

➤ **Equation du mouvement de la turbine**

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = \rho A_2 c_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) - M_T \quad (6)$$

1.2. Équation du moment d'un tube de courant :

Le moment agissant sur le tube de courant est égal à la variation du moment angulaire par rapport au temps :

$$M = \frac{d(J\omega)}{dt} \quad (7)$$

J : moment d'inertie,

ω : vitesse angulaire.

Ligne de courant moyenne

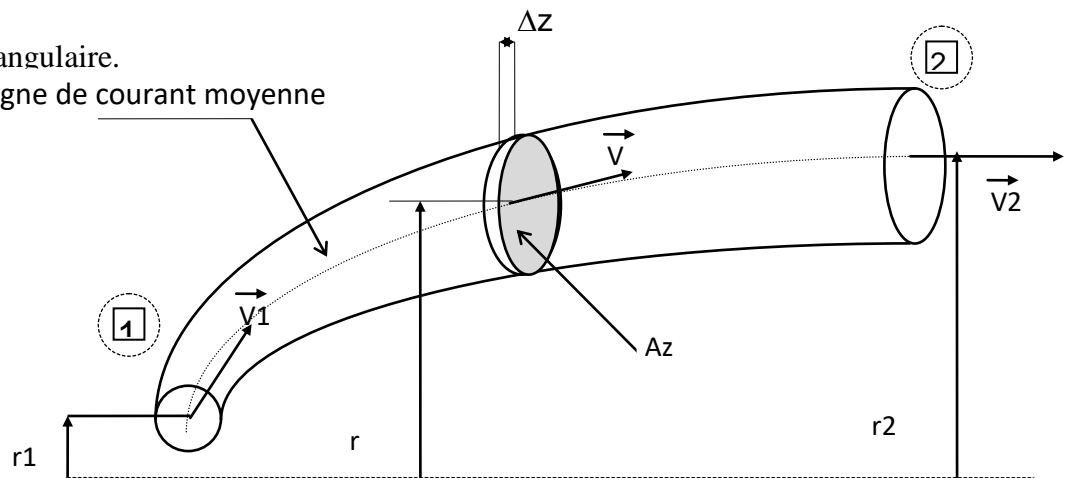


Fig. II .2. Tube de courant

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

r_1 : rayon à l'entrée du tube,

r_2 : rayon à la sortie du tube,

v_1 : vitesse à l'entrée du tube,

v_2 : vitesse à la sortie du tube,

Δz : la longueur d'un élément du tube de courant,

Az : la section transversale de l'élément de tube de courant,

v et r : la vitesse et le rayon correspondants à Az .

Si le fluide est concentré le long de la ligne moyenne du courant, le moment élémentaire ΔM agissant sur la masse élémentaire Δm sera :

$$\Delta M = \frac{d(\Delta m \cdot V_u \cdot r)}{dt}$$

$$\Delta M = \Delta m \frac{\partial(V_u \cdot r)}{\partial t} + \rho \cdot Q \cdot \frac{\partial(V_u \cdot r)}{\partial z} \Delta z \quad (8)$$

Avec Q : débit volumique,

V_u : composante circonférentielle de « V »,

En intégrant l'équation (2), on obtient :

$$\int_1^2 \Delta M = \int_1^2 \left[\Delta m \frac{\partial(V_u \cdot r)}{\partial t} + \rho \cdot Q \cdot \frac{\partial(V_u \cdot r)}{\partial z} \Delta z \right]$$

Remplaçons Δm par dm :

$$M = \int_1^2 \left[\frac{\partial(V_u \cdot r)}{\partial t} dm + \rho \cdot Q \cdot (V_{u2} \cdot r_2 - V_{u1} \cdot r_1) \right] \quad (9)$$

() et () indiquent respectivement l'entrée et la sortie du tube.

I.3. Résolution du système d'équations :

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Le système d'équations fondamentales du mouvement in stationnaire d'un coupleur hydrodynamique s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} \Phi \cdot \frac{dc_2}{dt} = \frac{1}{2} [(r_2^2 - r_1^2)(\omega_1^2 - \omega_2^2) - L \cdot c_2^2] \\ J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - \rho \cdot A_2 \cdot c_2 \cdot (r_2^2 \cdot \omega_1 - r_1^2 \cdot \omega_2) \\ J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = \rho \cdot A_2 \cdot c_2 \cdot (r_2^2 \cdot \omega_1 - r_1^2 \cdot \omega_2) - M_T \end{cases} \quad (10)$$

C'est un système de 3 équations à 5 inconnues à savoir :

ω_1 [rad/s] : vitesse angulaire de la roue pompe,

ω_2 [rad/s] : vitesse angulaire de la roue turbine,

c_2 [m/s] : vitesse méridienne du fluide,

M_p [daN.m] : moment sur la roue pompe,

M_t [daN.m] : moment sur la roue turbine.

Pour avoir les paramètres adimensionnels, la vitesse angulaire des deux roues sera dévissée par la vitesse angulaire du moteur, et le temps sera multiplié par la même valeur.

Le système (21) devient alors :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt_{11}} = \frac{1}{2p} [(1 - a^2)(y^2 - z^2) - L \cdot x^2] \\ Q_1 \cdot \frac{dy}{dt} = T_1 - x(y - a^2 \cdot z) \\ Q_2 \cdot \frac{dz}{dt} = x(y - a^2 \cdot z) - T_2 \end{cases} \quad (11)$$

Avec

ω_0 : vitesse angulaire du moteur,

$t_{11} = \omega_0 \cdot t$: temps adimensionnel,

$x = \frac{c_2}{r_2 \cdot \omega_0}$: vitesse adimensionnelle,

$T_1 = \frac{M_p}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3 \cdot \omega_0^2}$: Moment adimensionnel sur la roue pompe,

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$T_2 = \frac{M_T}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3 \cdot \omega_0^2} : \text{Moment adimensionnel sur la roue turbine,}$$

$$Q_1 = \frac{J_1}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3} : \text{Moment d'inertie adimensionnel du coté pompe,}$$

$$Q_2 = \frac{J_2}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3} : \text{Moment d'inertie adimensionnel du coté turbine,}$$

$$P = \frac{\Phi}{r_2} : \text{Paramètre de longueur adimensionnel.}$$

Le système (22) devient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{x_{i+1} - x_i}{t_{1i+1} - t_{1i}} = \frac{1}{2p} \left[(1 - a^2)(y^2 - z^2) - L \cdot x^2 \right] \\ T_{1i+1} = Q_1 \frac{y_{i+1} - y_i}{t_{1i+1} - t_{1i}} + x_{i+1} (y_{i+1} - a^2 \cdot z_{i+1}) \\ T_{2i+1} = -Q_2 \frac{z_{i+1} - z_i}{t_{1i+1} - t_{1i}} + x_{i+1} (y_{i+1} - a^2 \cdot z_{i+1}) \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{i+1} = x_i \cdot (t_{1i+1} - t_{1i}) \cdot \frac{1}{2p} \left[(1 - a^2)(y_i^2 - z_i^2) - L \cdot x_i^2 \right] \\ F_{i+1} = x_{i+1} (y_{i+1} - a^2 \cdot z_{i+1}) \\ T_{1i+1} = Q_1 \frac{y_{i+1} - y_i}{t_{1i+1} - t_{1i}} + F_{i+1} \\ T_{2i+1} = -Q_2 \frac{z_{i+1} - z_i}{t_{1i+1} - t_{1i}} + F_{i+1} \end{array} \right. \quad (12)$$

Pour résoudre le système (), on va considérer dans le programme d'analyse y et z respectivement les vitesses angulaires adimensionnelles de la pompe et de la turbine comme données.

- X , T_1 , T_2 respectivement : vitesse adimensionnelle du fluide, moments adimensionnels sur les roues pompe et turbine, seront les inconnus à déterminer.

I.4 .Détermination des paramètres constants [4]

I.4.1 Détermination des moments d’inertie :

Dans un premier temps, on détermine les moments d’inertie des pièces tournantes du banc d’essai, en faisant l’analyse du coté pompe, puis du coté turbine.

Coté pompe :

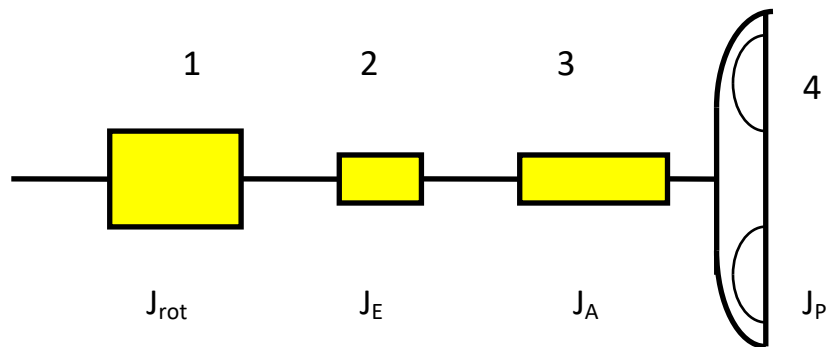


Fig. I .4.1.Chaîne cinématique (coté pompe)

1- moteur 2- embrayage 3- arbre de mesure 4- pompe.

On a : $J_1 = J_{rot} + J_E + J_A + J_p$

Avec

$$J_{rot} = 14.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_E = 3.82.10^{-4}.kg.m^2$$

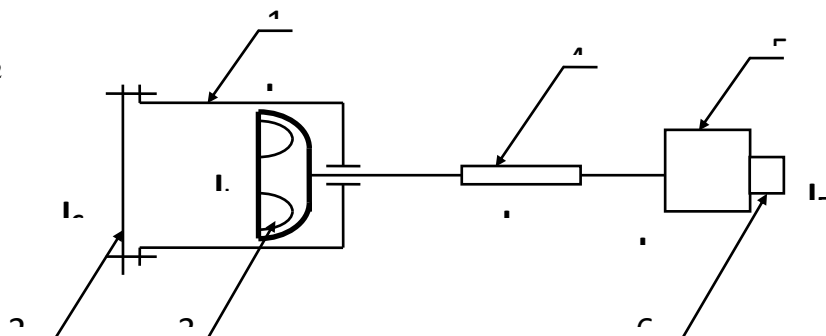
$$J_A = 4.628.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_p = 4.379.10^{-4}.kg.m^2$$

D’où

$$J_1 = 26.827.10^{-4}.kg.m^2$$

Coté turbine:



Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Fig. I .4. Chaîne cinématique (coté turbine)

- 1- Tore.
- 2- couvercle
- 3- turbine
- 4- arbre de mesure
- 5—volant
- 6- frein électromagnétique

$$J_T = 7.36.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_t = 55.63.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_e = 11.63.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_A = 0.4628.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_v = 147.0.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_p = 5.75.10^{-4}.kg.m^2$$

$$J_2 = J_T + J_t + J_e + J_A + J_V + J_F$$

$$J_2 = 227.832 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

I.4.2 Détermination des coefficients constants permettant le passage des résultats adimensionnels en résultats dimensionnels :

- La constante du temps R_T :

$$t_{11} = \omega_0 \cdot t \Rightarrow R_T = \omega_0 = 150.2 \text{ rad /s}$$

- La constante de vitesse méridienne R_x :

$$x = \frac{c_2}{r_2 \cdot \omega_0} \quad R_x = r_2 \cdot \omega_0 = 13.29 \text{ m/s}$$

- Les constantes de la vitesse angulaire : R_y , R_z

$$\begin{cases} y = \frac{\omega_p}{\omega_0} \\ z = \frac{\omega_t}{\omega_0} \end{cases} \Rightarrow R_y = R_z = \omega_0 = 150.2 \text{ rad/s}$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

I.4.3 Calcul des paramètres adimensionnels constants :

✓ Moment d'inertie adimensionnel du côté pompe :

$$Q_1 = \frac{J_1}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3}$$

A_2 : La section transversale de la roue-turbine.

$$A_2 = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) - Z_T \cdot e \cdot (r_2 - r_1)$$

$Z_T = 16$ aubes,

$e = 5 \div 6$ (épaisseur de l'aube),

$$A_2 = 0.0138 \text{ m}^2.$$

$$Q_1 = \frac{26.827 \cdot 10^{-4}}{800 \times 0.0138 \times (88.5 \times 10^{-3})^3}$$

$$Q_1 = 0.35$$

✓ Moment d'inertie adimensionnel du côté turbine

$$Q_2 = \frac{J_2}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3}$$

$$Q_2 = \frac{227.832 \times 10^{-4}}{800 \times 0.0138 \times (88.5 \times 10^{-3})^3}$$

$$Q_2 = 2.97$$

✓ Paramètre adimensionnel de longueur :

$$P = \frac{\Phi}{r_2}$$

$$\Phi = 2 \cdot \pi \cdot r_m$$

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$\Phi = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_1 + r_2}{2} = 0.43m$$

$$P = \frac{0.43}{88.510^{-3}}$$

$$P = 4.86$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

- Rapport des rayons :

$$a = \frac{r_1}{r_2} = \frac{4810^{-3}}{88.510^{-3}} = 0.54$$

✓ Coefficient de frottement total (L) :

Pour un coupleur :

$$L = \frac{(\lambda_p + \lambda_t)}{2}$$

On a

$$\lambda_p = \lambda_t = \lambda$$

$$L = \frac{2\lambda}{2} = \lambda$$

Selon les normes:

$$\lambda = 0.015$$

II- Calcul analytique

II. Hydraulique

Il est pratiquement impossible de prédéterminer par le calcul un couple hydrocinétique. une théorie aussi exacte ne peut en aucun cas donnée des résultats qui coïncident avec la réalité. Les constructeurs font donc appel aux expériences pour la mise au point d'un coupleur.

La méthode employée est la « théorie de similitude »

II.1. Généralité sur la théorie de similitude

Très souvent les systèmes d'équations décrivant un écoulement sont très complexes pour pouvoir être résolu complètement par le calcul.

On préfère donc avoir recours aux essais sur maquette.

La maquette est généralement une réplique à petite échelle du prototype à construire et beaucoup plus couteuse. Elle se prête à une étude de plus facile. On peut, non seulement déterminer directement et facilement mais aussi rapidement les meilleures dispositions à adapter pour son fonctionnement, rendement et économie. les résultats de mesures

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

expérimentales et les conclusions établies sur la maquette doivent être applicables au prototype sous certaines conditions de similitude.

II.2. Triangles de vitesses

On peut définir, la vitesse absolue \vec{C} , la vitesse relative \vec{W} par rapport à la turbine et la vitesse d'entraînement \vec{U} d'une particule du liquide traversant la roue de celle-ci.

La relation vectorielle suivante est vraie pour chaque instant.

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$$

\vec{C} : vitesse absolue

\vec{W} : vitesse relative

\vec{U} : vitesse d'entraînement

Du fait que les aubes du coupleur sont planes et radiales, il en résulte :

$$C^2 = W^2 + U^2$$

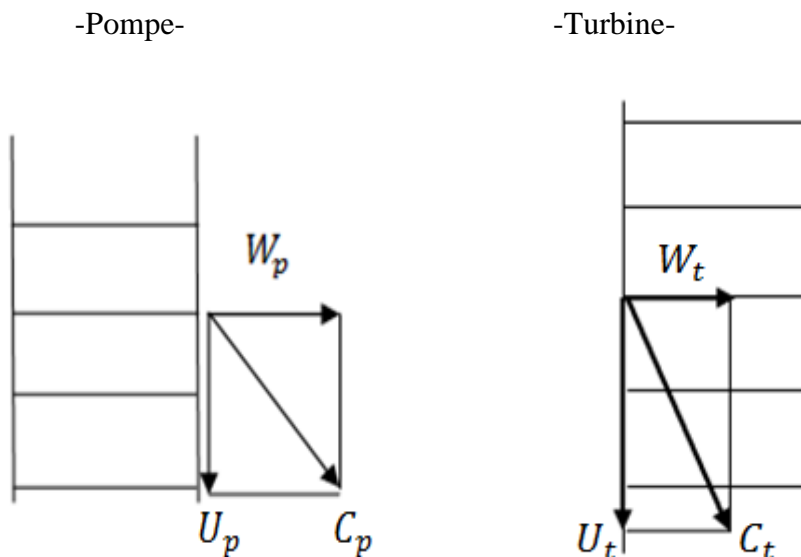


Fig. II.2. Grille d'aubes

$U_p = C_p - W_p$: vitesses à la sortie de la pompe.

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$U_i = C_i - W_i$: vitesses à l'entrée de la turbine.

Remarque :

Le triangle de vitesse varie le long du rayon des rotors.

III. Paramètres hydrauliques caractérisant le coupleur

III.1. Données de calcul

Puissance de moteur : $P_m = 4(kw)$

Nombre de tours nominal : $n_m = 1435(tr / mn)$

Vitesse spécifique n_s pour les coupleurs hydrauliques.

$$n_s = 50 \dots 70$$

On prendra $n_s = 65$

L'huile utilisée : huile spéciale pour les transmissions automatiques

Masse volumique de l'huile $\rho \cong 800(kg / m^3)$

En négligeant les pertes par frottement, on supposera que la pompe tourne à peu près à la même vitesse que le moteur.

$$P_p = P_m \text{ et } n_p = n_m$$

III.1.2. Glissement

Pendant la marche normale du coupleur hydrodynamique, la turbine tourne toujours moins vite que la pompe. Comme on l'a déjà défini le glissement étant donc la différence de vitesse relative entre le primaire et secondaire.

Le glissement conditionne le fonctionnement du coupleur

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

Généralement le glissement varie de 0.02 à 0.05

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

On prendra $S = 0.03$

II.3.3. Rendement

En faisant abstraction des pertes d'énergie, on admet que le couple entrainant est toujours égal au couple entraîné.

$$C_p = C_t \text{ (Régime normal)}$$

En sachant que le rendement étant égal au rapport des puissances de la turbine et de la pompe, alors

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{C_p \cdot \omega_p} = \frac{n_t}{n_p} = i = 1 - S$$

$$\text{D'où } \eta = 1 - 0.03$$

$$\eta = 0.97$$

II.3.4. Détermination du diamètre actif

Le diamètre actif est calculé d'après la formule empirique

$$D = \left[\frac{P \cdot 10^3}{\rho (0.01 \cdot n_p)^3 \cdot \lambda_N} \right]^{1/5}$$

Avec λ_N : Coefficient appelé « coefficient de puissance ».

Le graphe suivant donne le rendement en fonction de λ_N

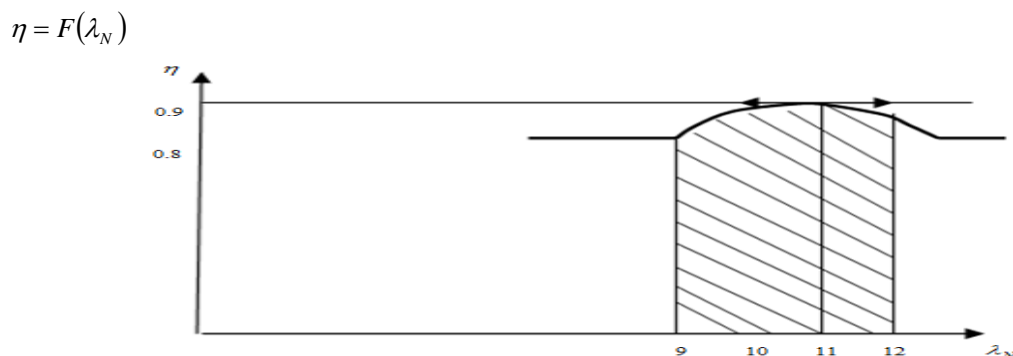


Fig. II .3.3. le rendement en fonction de λ_N

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$\lambda_N = 11$; Valeur correspondant au rendement optimal.

On peut donc déterminer D

$$D = \left[\frac{4 \cdot 10^3 \cdot 1,36}{800 \cdot (0,01 \cdot 1435)^3 \cdot 11} \right]^{1/5}$$

$$D = 183,7(\text{mm})$$

II.3.5. Détermination du nombre d'aube

La relation empirique suivante ; donne le nombre d'aubes en fonction du paramètre actif

$$Z_p = 8,65 \cdot D^{0,28}$$

Où Z_p est le nombre d'aubes de la roue pompe

$$Z_p = 8,65(183,7)^{0,28} = 37,2$$

Donc $Z_p = 37 \text{ aubes}$

Pour Z_t ; le nombre d'aubes de la roue turbine

$$Z_t = Z_p + (1 \div 3) = 37 + (1 \div 3) = 40$$

$$Z_t = 40 \text{ aubes}$$

Z_t est pris différent de Z_p

II.3.6. Remplissage

La taille du coupleur ayant été choisie en fonction de la vitesse de rotation et de la puissance à transmettre, la quantité de l'huile à introduire sera déterminée.

- D'une part ; par la puissance réellement absorbée par la machine
- D'autre part, par le couple de démarrage exigé.

Le remplissage maximal admissible est environ 80% du volume total du coupleur.

II.3.7. Calcul du débit

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Charge effective du liquide

$$H_p = \left[\frac{10^3 \cdot P_p \cdot n_p^2 \cdot \eta_p}{\rho \cdot n_s^2} \right]^{1/5}$$

$$H_p = \left[\frac{10^3 \cdot 4 \cdot (1435)^2 \cdot 0,97}{800 \cdot (65)^2} \right]^{0,4}$$

$$H_p = 22,36(m)$$

Débit du liquide

$$Q = \frac{75 \cdot P_p \cdot \eta_p}{\rho \cdot H_p}$$

$$Q = \frac{75 \cdot 4 \cdot 0,97}{800 \cdot 22,36}$$

$$Q = 0,0162(m^3 / s)$$

II.3.8. Détermination du couple transmis

On détermine le couple transmis par la relation suivante :

$$|C_n| = |C_R| = C = \left| \rho \cdot Q \cdot \omega_p (R_{1p}^2 (1-s) - R_{2p}^2) \right|$$

Les inconnues sont donc R_{1p} et R_{2p}

R_{1p} : Rayon médian à l'entrée de la roue pompe.

R_{2p} : Rayon extérieur d la roue pompe.

La détermination de R_{1p} et R_{2p} se fait comme suit :

$$C_m = \alpha \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p}$$

C_m : vitesse méridienne

α : Coefficient de vitesse est donné par le diagramme de la figure suivante :

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

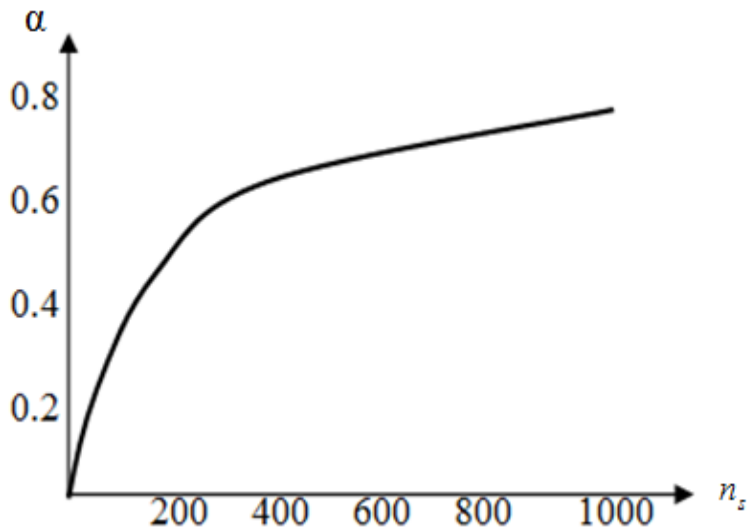


Fig. II.3.8. Variation du coefficient de vitesse α en fonction de la vitesse spécifique

Pour $n_s = 65$; α correspondant est $\alpha = 0,07$

$$C_m = \alpha \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p} \Rightarrow C_m = 0,07 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 22,36}$$

$$C_m = 1,466 \text{ (m/s)}$$

➤ **Diamètre maximum à l'entrée de la pompe**

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_m} + d_b^2}$$

d_b : diamètre du moyeu de la roue pompe ; il est au maximum égal à $2d$

$$d_b = 2d$$

Où : d : diamètre de l'arbre de la pompe

$$d = 14,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p}{\eta_p}}$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$d = 14,5,3 \sqrt{\frac{4}{1435}}$$

$$d = 20(mm)$$

On prendra $d_b = 1,5.d$

Donc $d_b = 1,5.20$

$$d_b = 30(mm)$$

D_0 est donc égal à

$$D_0 = \sqrt{\frac{4.0,0162}{\pi.1,466} + (0,03)^2}$$

Diamètre méridien à l'entrée de la roue pompe

$$D_{1p} = \frac{D_0 + d_b}{2} = \frac{0,122 + 0,03}{2} = 0,076(m)$$

Largeur du canal à l'entrée de la pompe

$$b_{1p} = \frac{Q}{\pi.D_{1p}.C_m} = \frac{0,0162}{\pi.0,076.1,466} = 0,046(m)$$

Diamètre extérieur de la roue pompe

$$D_{2p} = \frac{60.U_{2p}}{\pi.\eta_p}$$

Où U_{2p} : vitesse à la sortie de la roue pompe

$$U_{2p} = \sqrt{U_{1p}^2.\eta_c + 9.H_{TP\infty}}$$

Où U_{1p} : vitesse à l'entrée de la roue pompe

$H_{TP\infty}$: Hauteur théorique infinie

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$U_{1p} = \frac{\pi \cdot D_{1p} \cdot \eta_p}{60}$$

$$U_{1p} = \frac{\pi \cdot 0,076 \cdot 1435}{60} = 5,71(m/s)$$

$$H_{TP\infty} = \frac{H_p}{\eta_{hp}} = \frac{22,36}{0,98} = 22,8(m)$$

$$\text{Donc } U_{2p} = \sqrt{(5,71)^2 \cdot 0,97 + 9,81 \cdot 22,8} = 15,97 \approx 16(m/s)$$

Et donc on peut remplacer U_{2p} dans l'expression de D_{2p}

$$D_{2p} = \frac{60 \cdot 16}{\pi \cdot 1435} = 0,212(m)$$

Ce qui nous permettra de tirer R_{1p} et R_{2p}

$$R_{1p} = \frac{D_{1p}}{2} = \frac{0,076}{2} = 0,038(m)$$

$$R_{2p} = \frac{D_{2p}}{2} = \frac{0,212}{2} = 0,106(m)$$

Le couple est donc égal à :

$$C = \left| 800 \cdot 0,0162 \cdot 157 \cdot (0,038)^2 (0,97) - 0,106 \right| = 212,83(N.m)$$

$$C = 21,283(daN.m)$$

III. Dissipation calorifique dans le coupleur

La perte de puissance résultant du glissement est convertie en chaleur, d'abord transmise uniformément par le fluide à la surface du coupleur de rotation et ensuite à l'air (par convection puis par rayonnement).

Il est donc nécessaire de s'assurer que la température du coupleur en service restera acceptable.

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Pour cela, certaines constructions où la température peut atteindre parfois 140 °C environ, on prévoit un bouchon fusible fondant à 140 °C afin d'éviter l'endommagement de l'installation.

III.1. Calcul de résistance

III.1.1. Calcul de vérification de l'arbre primaire "d_p"

M_p : Moment à l'entrée de "P" (régime nominal)

N_p : vitesse de rotation de "P" (régime nominal)

En régime nominal :

$M_p \approx M_m$ (moment du moteur) : $M_{nominal}$

$N_p \approx N_m$: $N_{nominal}$

On négligera les pertes de puissance entre l'arbre moteur et l'arbre de la pompe.

On fera le calcul de l'arbre de la pompe "P" et pour l'arbre de la turbine "T" ; on conservera le même ϕ comme pour l'arbre de "P" puisqu'on considère le travail en régime nominal.

III.1.2. Calcul de la contrainte de torsion sur l'arbre

Remarque

Nous négligerons l'influence de la flexion (arbres courts) devant la torsion, c'est pourquoi nous supposons que l'arbre est sollicité à une torsion simple.

$$\tau = \frac{M_{t \max}}{\omega_t} \leq [\tau_{adm}]$$

$M_{t \max}$: Moment de torsion dynamique maximum pris pour des conditions de démarrage.

ω_t : Module de résistance à la torsion.

$$M_{t \max} = M_m \cdot K_d$$

Avec K_d : coefficient de démarrage

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$K_d = 1 \div 3$$

M_m : Moment de torsion nominal

En faisant abstraction des phénomènes vibratoires, la figure III .4.représente la courbe du moment.

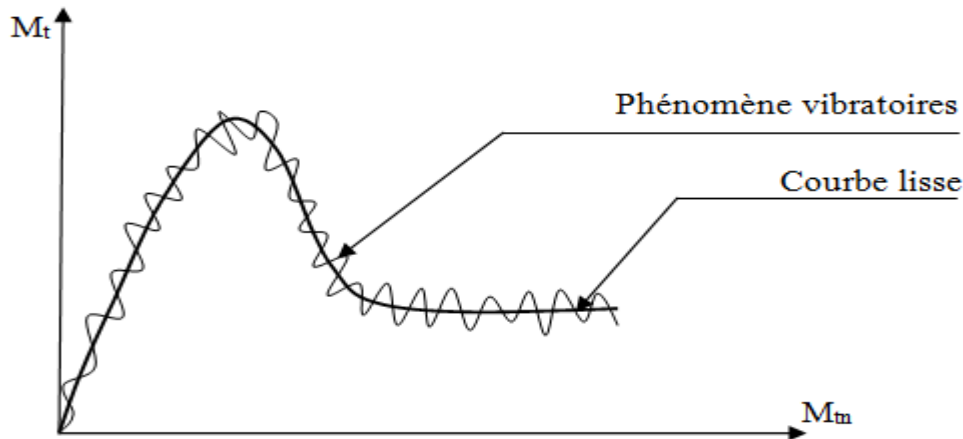


Fig. III .4.Courbe du moment

$$M_m = \frac{P_n}{\omega_n}$$

$P_n ; \omega_n$: Données nominales du moteur

$$M_{t \max} = K_d \cdot M_m$$

Pour majorer la charge on prendra $K_d = 3$ et donc $M_{t \max}$ devient

$$M_{t \max} = 3M_m$$

$$M_{t \max} = 3 \frac{P_n}{\omega_n} = 3 \cdot \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 60$$

$$M_{t \max} = \frac{90 \cdot P_n}{\pi \cdot N} = \frac{90 \cdot 4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1435} = 79,85(N.m)$$

$$\Rightarrow M_{t \max} = 7,985(daN.m)$$

$$\omega_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \text{ Module de résistance à la torsion}$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

d : Diamètre de l'arbre de la pompe.

D'après les données du banc existantes ; le diamètre de l'arbre à l'entrée de la pompe est égal à $d = 20(mm)$.

Pour les calculs, on prendra ce diamètre et à l'aide d'un calcul de vérification, on verra si ce diamètre est capable de transmettre de couple nécessaire avec une sécurité rassurée.

La contrainte de torsion est donc égale à :

$$\tau = \frac{M_{t \max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{7,985 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot (20)^3}{16}}$$

$$\tau = 5,083 (daN/mm^2)$$

Sachant que $\tau_{adm} = 0,65 \cdot \sigma_{adm}$ (Acier)

$$\text{Et } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{n}$$

Avec, n : coefficient de sécurité $n = 2 \div 5$

Et σ_e : contrainte d'élasticité.

On prendra l'acier (A60) dont on connaît le diagramme de 'Smith' pour la torsion figure III.5.

$$\text{Alors } \sigma_e = 33,75 (daN/mm^2)$$

$$\Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{33,75}{n} \text{ pour } n \text{ allons de } 2 \div 5$$

$$\sigma_{adm} = (6,75 \div 16,875) (daN/mm^2)$$

$$\text{D'où } \tau_{adm} = 0,65 \cdot \sigma_{adm}$$

Si on prendra $n = 4$

$$\text{Alors } \sigma_{adm} = 8,43 (daN/mm^2)$$

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$\Rightarrow \tau_{adm} = 0,65.8,43(\text{daN/mm}^2)$$

Pour $n = 4 \Rightarrow \tau_{adm} > \tau$

Ce qui est donc admis.

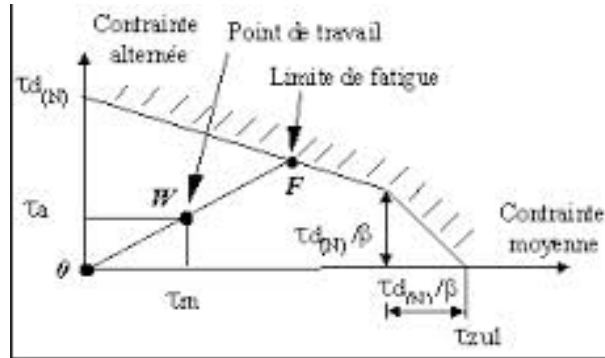


Fig. III .1.1.Diagramme de Smith acier A60

III.1.2. Calcul du coefficient de sécurité

Si l'on considère que la torsion de l'arbre, il s'agit d'un emploi simple.

L'expression du coefficient de sécurité pour la torsion, en se servant du diagramme de Smith es donné telle que

$$n_{\tau} = \frac{n_{a\tau} \cdot n_{m\tau}}{n_{a\tau} + n_{m\tau}}$$

Où $n_{a\tau}$: Coefficient de sécurité du niveau amplitude.

$n_{m\tau}$: Coefficient de sécurité du niveau moyen

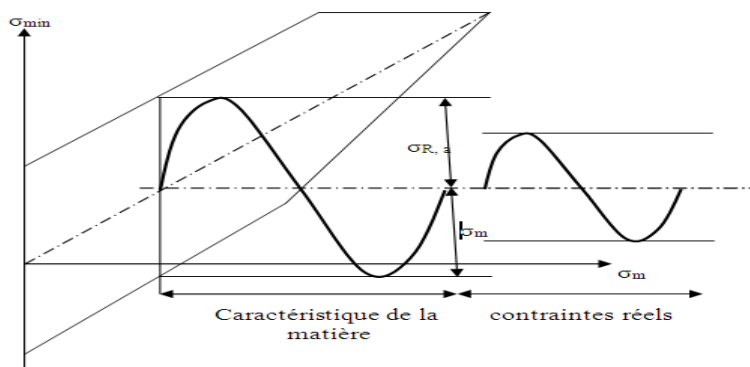


Fig. III.2.1. Diagramme de Smith

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$n_{a,n}$: Contrainte d'amplitude nominale.

$n_{l,p}$: Contrainte d'amplitude limite.

$n_{l,a,p}$: Contrainte d'amplitude limite d'endurance de la pièce.

σ_m : Contrainte moyenne.

$n_{a\tau}$ et $n_{m\tau}$ sont données pour les expressions suivantes :

$$n_{a\tau} = \frac{\gamma \cdot \chi}{k_\beta} \cdot \frac{\tau_{a,l,p}}{\tau_{a,n}}$$

$$n_{m\tau} = \frac{\tau_e}{\tau_m}$$

γ : Coefficient de dimension

χ : Coefficient de qualité de surface.

k_β : Coefficient de contraction de contrainte.

τ_e : limite d'élasticité à la torsion.

On calcul τ_m par

$$\tau_m = \frac{M_m}{\omega_t} = \frac{M_m}{\omega_t}$$

En fait τ_m est la contrainte de torsion nominale moyenne. Et τ_a se calcul par :

$$\tau_a = \frac{M_{ta}}{\omega_t} = \tau_{a,n}$$

$\tau_{a,n}$: Contrainte amplitude nominal

Avec :

M_{ta} : Moment de torsion du niveau amplitude

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Il est donné par la relation

$$M_{ia} = (K_d - 1)M_m$$

K_d :coefficient de démarrage ;prenons $K_d = 3$

$$\tau_{a,n} = \frac{M_m (K_d - 1)}{\omega_t}$$

III.2.3. Calcul de τ_m et $\tau_{a,n}$

$$M_m = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{P_n}{2.\pi.N} .60 = \frac{60.4.10^3}{2.\pi.1435}$$

$$M_m = 26,62(N.m)$$

$$\Rightarrow \tau_m = \frac{26,26.16.10^3}{\pi.(20)^3} = 16,949(N/mm^2)$$

$$\tau_m = 1,7(daN/mm^2)$$

$$\tau_{a,n} = \frac{M_m (K_d - 1)}{\omega_t} = \frac{26,62.16.10^3.2}{\pi.(20)^3} = 33,89(N/mm^2)$$

$$\Rightarrow \tau_{a,n} = 3,39(daN/mm^2)$$

III.2.4. Choix de γ, χ, K_β et $\tau_{a,l,e,p}$

L'acier A60 que nous avons déjà choisi, est un acier non allié normalisé d'usage courant.

Pour cet acier, il est donné le diagramme de Smith (voir figure III .6) donnant τ_{\max} et τ_{\min} en $F(\tau_m)$.

Comme on donne aussi les abaques de γ, χ et K_β .en connaissant au départ, le diamètre de l'arbre "d" de la pompe, nous pouvons donc tire ces différents coefficients à l'aide de ces abaques.

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$K_\beta = 1,3$ pour la torsion Tiré du livre « machine design »

- Pour la torsion $\gamma_{tor} = \gamma_{Fi}$

Et pour $d = 20(mm) \Rightarrow \gamma_{Fi} = 0,9 = \gamma_{tor}$ (abaque)

Toujours pour la torsion $\chi_{tor} = 0,9 \cdot \chi_0 + 0,4$ (Formule empirique)

χ_0 : est tiré du diagramme donné par l'abaque

Pour l'acier A60 ; $\sigma_r = 60(daN/mm^2)$

Une rectification cylindrique plane, est suffisante pour avoir un bon état de surface de notre arbre, ainsi le coefficient de qualité de surface pour flexion, traction et compression, $\chi_0 = 0,88$ (abaque).

Donc $\chi_{tor} = 0,6 \cdot 0,88 + 0,4 = 0,928$

Ou diagramme de Smith (fig-21-), on tire $\tau_{a,l,e,p}$ sachant τ_e et τ_m

$$\Rightarrow \tau_{a,l,e,p} = 20,5(daN/mm^2)$$

- Calculons donc $n_{a\tau}$

$$n_{a\tau} = \frac{\gamma \cdot \chi}{K_\beta} \cdot \frac{\tau_{a,l,e,p}}{\tau_{a,m}} = \frac{0,9 \cdot 0,928}{1,3} \cdot \frac{20,5}{3,389} = 3,88$$

$$n_{m,\tau} = \frac{\tau_e}{\tau_m} = \frac{22}{1,7} = 12,94$$

$$\text{Donc } n_\tau = \frac{n_{a,\tau} \cdot n_{m,\tau}}{n_{a,\tau} + n_{m,\tau}} = \frac{3,88 \cdot 12,94}{3,88 + 12,94} = 2,985$$

$$\Rightarrow n_\tau \approx 3 > 1$$

On peut donc conclure que notre arbre sous les conditions de service imposées ; travaille sans risque d'endommagement.

Abaque donnant le coefficient de dimension γ et le coefficient de qualité de surface χ

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

III.3. Choix des roulements

Le critère de choix le plus prépondérant est la direction de la charge appliquée sur le roulement. Cette charge peut être : radiale-axiale ou les deux au même temps.

Le roulement peut être aussi choisi en fonction de la vitesse de rotation maximale à ne pas dépasser, et de l'encombrement dimensionnel à respecter.

Sachant avec notre coupleur sera utilisé pour un fonctionnement intermittent pour une durée de deux à quatre heures en moyenne par jour, alors en se référant aux recommandations des constructeurs.

Une durée de vie des roulements $L_h = 8000 \text{heures}$ correspond moyennement aux exigences de fonctionnement de notre coupleur.

Puisqu'on connaît le diamètre, on peut donc effectuer un choix de la charge dynamique de base "C" dans les normes pour les deux types de roulements utilisés.

- La charge dynamique équivalente est donnée par :

$$P = \left(\frac{C}{L}\right)^{1/k} + (16666/N.L_h)^{1/k} . C$$

L : en million de tours

L_h : en heures.

- Roulement à bille(02)

$$\phi_d = 20(\text{mm}) \Rightarrow C_{cat} = 980(\text{daN})$$

$$P = \left(\frac{C}{L}\right)^{1/k}; K = 3$$

$$\Rightarrow P_1 = 110,965(\text{daN})$$

- Roulement à rouleau cylindrique

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

$$\phi_d = 20(mm) \Rightarrow C_{cat} = 1340(daN)$$

$$P = \left(\frac{C}{L}\right)^{1/5}; K = 10/5$$

$$\Rightarrow P_2 = 188,656(daN)$$

Donc :

$$\Rightarrow P = \min(P_1, P_2) = 110,965(daN)$$

On prendra la charge dynamique équivalente la plus petite pour s'assurer que les deux roulements peuvent la supporter.

III.3.1. Classification et disposition des jauges de contrainte

Les jauges de contrainte métalliques sont:

- Soit des fils fins conducteurs ayant un diamètre d'environ 20 μ m,
- Soit des feuilles en bandes métalliques ayant une épaisseur d'environ 4 μ m.

La grille de mesure est collée entre deux feuilles, en matière plastique (acétate), l'une servant de support et l'autre comme couvercle et il est collé à l'objet à mesurer.

Les fils de connexion (électrodes) sont soudés à la jauge de contrainte. Les points d'attache par soudure entre les électrodes et les câbles d'amenée au pont de mesure évitent les risques d'endommagement de la jauge au cours des sollicitations mécaniques des câbles d'amenée.

Les jauges à semi-conducteurs sont des bandes d'une épaisseur de 200 μ m, qui sont aussi collées sur des feuilles d'acétate, elles doivent être protégées de la lumière afin d'éviter l'influence de l'effet photoélectrique sur la résistance.

- disposition de plusieurs jauges

Outre les grilles de mesure simples avec lesquelles on mesure l'allongement moyen d'une surface rectangulaire de la grille de mesure, des dispositions avec plusieurs jauges sont courantes, où l'allongement est mesuré simultanément dans plusieurs directions.

Deux jauges forment un angle de 90°, ou trois jauges avec un angle de 120°.

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

Pour la mesure de la pression par déformation d'une membrane, on utilise des dispositions circulaires, où deux jauges se trouvent dans la zone du plus fort allongement et deux jauges dans la zone de la plus forte contraction de la surface de la membrane.

➤ Application des jauges

- mesure de force,
- mesure de couple,
- mesure d'accélération, d'accélération angulaire,
- mesure de pression.

➤ Caractéristiques des jauges

• Jauges métalliques :

- surface du treillis de mesure ($1\text{mm}^2..20.5\text{mm}^2$),
- rayon de courbure admissible (12 mm),
- allongement relatif admissible ($\varepsilon = \pm 400\mu\text{m/m}$).

- domaine de température :

$t = -50..200^\circ\text{C}$ (mesure statique)

$t = -200 \dots + 250^\circ\text{C}$ (mesure dynamique)

- température maxi : $t = 900^\circ\text{C}$

- résistance nominale: $R_{\text{nom}} = 120, 300, 400\Omega$

- intensité admissible : $I_{\text{adm}} = 20\text{mA}$ pour 300Ω

• jauges semi -conductrices :

- longueur de mesure (quelques mm)

- largeur $\geq 1\text{mm}$

- rayon de courbure admissible : 3mm

Chapitre II équations fondamentales des transmissions hydrodynamiques

- allongement = 1000 $\mu\text{m/m}$

- résistance nominale = 120 Ω

- intensité admissible = 10 mA

IV

Résultat et discision

I-Historique du fortran

Le fortran (FORMULA TRANSLATION) est le premier langage informatique de haut niveau. Né à la fin des années 1950 sous l'impulsion de John Backus , il a été standardisé en 1972 sous la forme du fortran 66 et son efficacité dans le calcul scientifique en a fait le langage le plus utilisé dans les applications non commerciales. La mise à jour du standard à la fin des années 1970 a apporté d'énormes améliorations en particulier dans le traitement des chaînes de caractères avec le fortran 77. Mais c'est avec fortran 90, dont la norme fut particulièrement longue à négocier, qu'est intervenue une véritable modernisation du langage fortran. Cette nouvelle version a permis un nettoyage des éléments les plus obsolètes du fortran (format fixe par exemple, lié à l'utilisation des cartes perforées). Elle a aussi introduit des fonctionnalités nouvelles parfois présentes dans des langages plus récents, parmi lesquelles nous ne soulignerons que les plus attendues dans notre domaine d'applications : – langage de programmation structuré

- outils de manipulation des tableaux (multidimensionnels) puissants, concis et adaptés au calcul vectoriel et parallèle

- gestion dynamique, pointeurs

- création de types dérivés (structures), surcharge d'opérateurs, généricité, ...

- fiabilisation des passages d'arguments entre procédures. Enfin, l'évolution

du langage fortran a continué avec le fortran 95, qui constitue une révision mineure, mais surtout le fortran 2003, dont le standard a été publié en novembre 2004 . Il

apporte notamment :

- une interopérabilité normalisée avec le langage C

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

- de nouvelles possibilités concernant les tableaux dynamiques et les types dérivés
- des fonctionnalités de programmation orientée objet, notamment l’extension des types dérivés et l’héritage, la notion de procédure attachée (bound) à un type
- une meilleure intégration dans le système d’exploitation. Une partie de ces fonctionnalités étaient déjà intégrées dans certains compilateurs fortran 95 sous forme d’extensions, mais la publication de la norme a accéléré leur intégration 3 et garantit leur portabilité. Dans ce contexte, nous ne documenterons pas en général les aspects qualifiés d’obsolescents en fortran 90/95, donc destinés à disparaître des prochaines versions. La norme fortran 2008 constitue une évolution mineure 4 par rapport au fortran 2003 avec notamment la notion de sous-module, des outils de programmation parallèle, en particulier les tableaux distribués, ou courras, la notion de bloc avec ses variables locales, de nouvelles fonctions mathématiques intrinsèques...

II. Étude du banc d’essai d’un coupleur hydrodynamique

II.1. Types de bancs d’essais

On distingue deux types :

Type A : banc d’essai , dont on va décrire ultérieurement.

Type B: banc d’essai représenté sur la figure IV. 1. Il est composé de [2]:

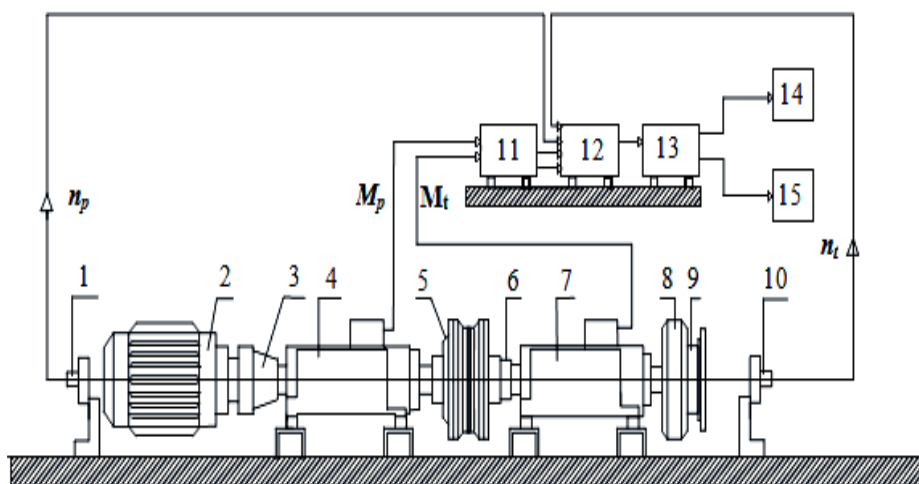


Fig. II .1. Schéma du banc d’essai du coupleur hydrodynamique

- | | |
|--------------------------------------|----------------------------|
| 1. Redresseur de fréquence (120 KVA) | 8. Calculateur |
| 2. Moteur asynchrone | 9. Imprimante |
| 3. Coupleur hydrodynamique | 10. Table traçante |
| 4. Volant d’inertie | 11. Mesure de couple M_1 |

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 5. Génératrice (charge) | 12. Mesure de vitesse de rotation n_1 |
| 6. Échangeur de chaleur | 13. Mesure de vitesse de rotation n_2 |
| 7. Analyseur de temps (interface) | 14. Mesure de couple M_2 . |

Remarque :

- la génératrice est destinée pour régler la charge pour différents points stationnaires,
- le volant doit être choisi de telles façons que la sortie donne des signaux de mesure élevés.

II.2. Description général du banc d'essai

La figure 1 présente le schéma du banc d'essai qui est composé de:

II.2.1- Tachymètre A :

C'est un dispositif pour mesurer la vitesse d'entrée n_p (nombre de tours de la roue pompe).

II.2.2- Moteur électrique :

C'est un moteur électrique asynchrone à rotor à court circuit, type VZ 112M-4, ce moteur est fabriqué par EVIG (HONGRIE), dont la courbe caractéristique mesurée est indiquée sur la figure (IV.2).

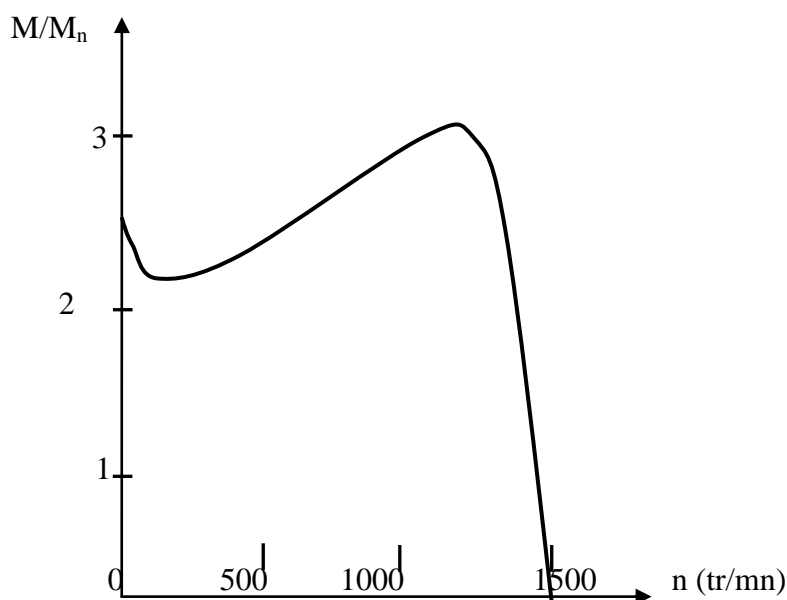


Fig. II .2.2.Courbe caractéristique statique du moteur

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

- Caractéristiques techniques du moteur :

P(KW)	n(tr/mn)	In(A-380V)	cosφ	η%
4	1435	8.75	0.83	83

- Le couple nominal : $M_n = \frac{P_n}{\omega_n}$

P_n : Puissance nominal du moteur ($P_n = 4KW$),

ω_n : Vitesse angulaire nominal ($\omega_n = \frac{2\pi n_n}{60}$)

Pour $n_n = 1435$ tr/mn $\Rightarrow M_n = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1435} = 2.663 daN.m$

$M_n = 2.663 daN.m$

II.2.3- Embayage électromagnétique:

C'est un embayage à commande électromagnétique, à lamelles sèches, à bagues glissantes, de fabrication Danuvia-stromay (Type EKE-2T).

-Caractéristiques techniques:

M_{sta} daN.m	M_{dyn} daN.m	n_{max} t/mn
2.75	2.5	3000

II.2.4- Appareil de mesure de couple :

L'appareil de mesure de couple était développé par l'utilisation d'une boîte de palier, dans la boîte, l'arbre de mesure de couple est logé avec deux paliers à billes. Voir (voir figure II.2.2.), les deux bouts d'arbre permettant l'accouplement. On dispose de deux arbres :

Le premier est accouplé d'un bout au moteur, de l'autre à la pompe.

Le deuxième est lié d'un bout à la turbine, de l'autre à la charge (volant).

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

Le signal de mesure proportionnel avec le couple de rotation est conduit par les balais en bronze à partir des bagues glissantes en bronze argenté jusqu'au raccordeur.

Les balais deux à deux prélèvent le signal à partir d'une bague glissante, les bagues glissantes sont isolées l'une de l'autre par les cales plastiques. En dehors de mesurage, pour la réduction de l'usure, l'arbre peut être tourné par la tête de l'accouplement, les balais sont également isolés par des cales plastiques.

L'appareil de mesure de couple ne nécessite aucun traitement spécial, les bagues glissantes sont en contact avec les balais à sec, le raccordeur électrique est doré, par conséquent il n'oxyde pas.

II.2.5- Coupleur hydrodynamique :

Il est constitué d'une roue pompe et d'une turbine réunies par le tore (voir figure II.4).

- Caractéristiques techniques du coupleur :

- Pompe et turbine : Alliage d'Aluminium, $\rho=2705 \text{ Kg/m}^3$

- Tore : Fonte, $\rho=7500 \text{ Kg/m}^3$

- Couvercle : Acier $\rho=7000 \text{ Kg/m}^3$

- L'huile utilisée :

Huile spéciale pour les transmissions automatiques, $\rho=7000 \text{ Kg/m}^3$.

- Remplissage du coupleur :

- Capacité totale de remplissage : $V_t = 2.3$ litres.

- Capacité de service à 80% de V_t : $V_s = 1.84$ litres.

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

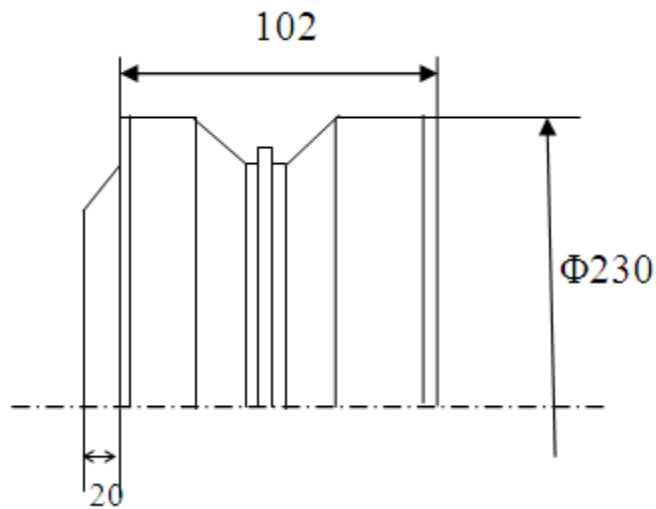


Fig. II .3.La géométrie des deux rotors

II.2.6- Accouplement rigide :

Organe de transmission mécanique entre le coupleur et l'appareil de mesure de couple.

II.2.7- Le volant :

Le couple d'inertie $\theta_g = 0.015 \text{ daN.m.sec}^2$.

II.2.8- Frein électromagnétique :

Frein à course sèche : type EFL-4T

Caractéristiques techniques du frein:

M_{sta} daN.m	M_{dyn} daN.m
4.4	4

II.2.9-Tachymètre B :

C'est un dispositif pour mesurer la vitesse de sortie n_t (nombres de tours de la roue turbine).

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

II.2.10- Controller-UNIT-GDI [6]:

La destination du "Controller" est de satisfaire des exigences de courant de commande en connexion avec les mesurages des accouplements et des freins à commandes électromagnétiques.

La construction de l'appareil est entièrement de semi-conducteur, le "Controller" a un service additionnel, il fournit même une tension proportionnelle avec le courant de sortie pour que les phénomènes puissent être enregistrés.

Pour élargir son domaine d'utilisation, un amplificateur de mesure des couples a été installer dans la boîte, l'amplificateur sert également à l'enregistrement.

- Caractéristiques technique de l'amplificateur
- Tension d'alimentation : 5V – intérieur.
- Sensibilité : 0.4 mV/ μ .str.120 Ω pont : k=2.
- Résistance de sortie... : 100 Ω

II.2.11- Enregistreur :

Une table traçante est destinée à l'enregistrement graphique des couples et des vitesses.

- Nomination: Potentiomètre recorder,
- Type : OH-814/1,
- Fabriquée par RADELKIS (BUDAPEST)

III- Manipulation et essais

III.1.Essais au démarrage

III.1.1. Mode 1 :

- Étapes et conditions d'essai :
 - Moteur initialement en marche normale, et la turbine est bloquée,
 - Embrayer, pompe-moteur, turbine est encore bloquée,
 - débloquer la turbine, pompe et moteur en marche normale.

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

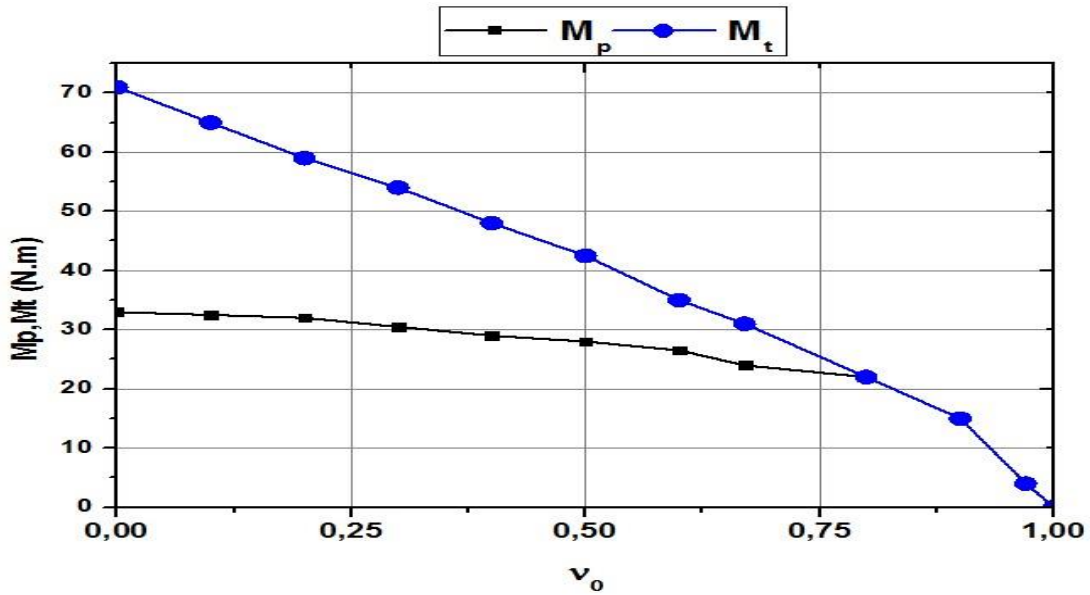


Fig. III.1.1. Résultats de la simulation (mode 1)

La figure VII.6 montre les courbes de en fonction obtenues par l'application numérique. Les deux moments décroissent avec l'augmentation de .

III.1.2. Mode 2 :

- Étapes et conditions d'essai :
 - Moteur initialement en marche normale, et la turbine est débloquée,
 - Embrayer, pompe-moteur, turbine reste débloquée,

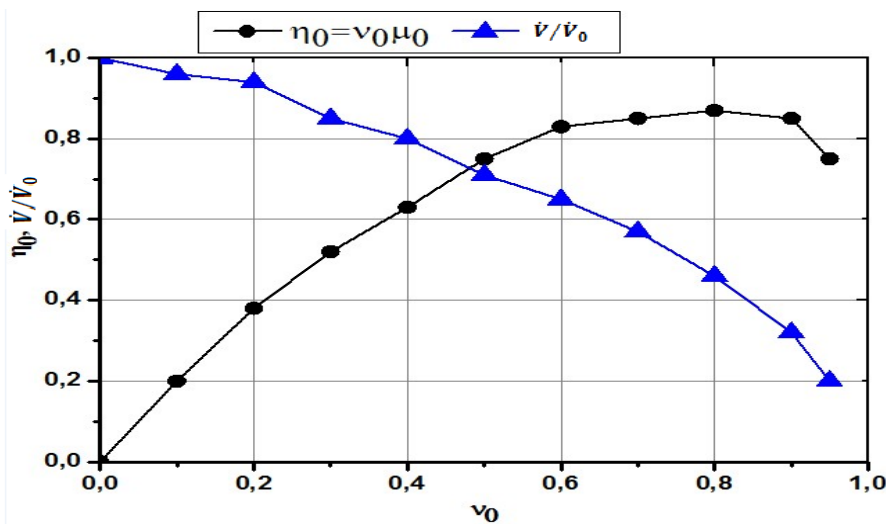


Fig. III.1.2. Rendement η_0 et débit volumique spécifique \dot{V} / \dot{V}_0 en fonction du rapport de vitesse

Fig. III.1.2 montre respectivement l'évolution d'une rendement η_0 , qui représente le produit entre v_0 et μ_0 , et du débit volumique spécifique \dot{V} / \dot{V}_0 en fonction de v_0 .

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

On constate que le rendement augmente avec U_0 jusqu'à $U_0=0.8$, puis il commence à diminuer en raison de la diminution de μ_0 . Le débit volumique a une allure décroissante en fonction de U_0 .

III.1.3. Mode 3 :

- Étapes et conditions d'essai :

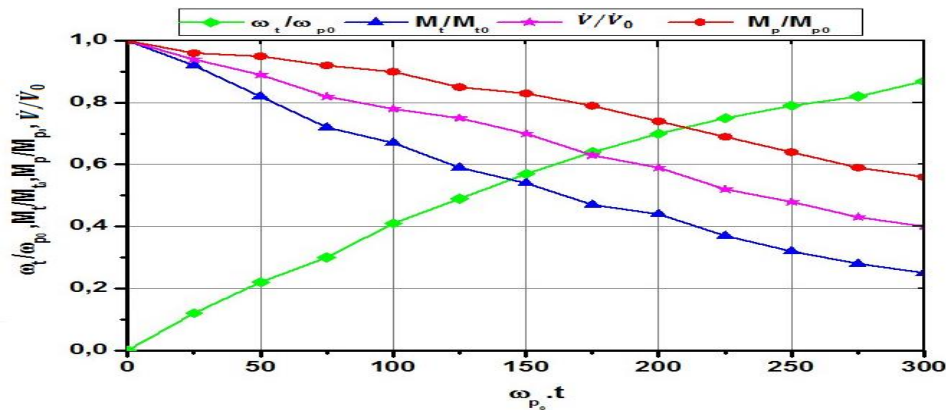


Fig. III.1.3 Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation de la pompe constante

Fig. III.1.3 montre les courbes obtenues par le calcul de $\left(\frac{M_p}{M_{p_0}}, \frac{M_t}{M_{t_0}}, \frac{\omega_t}{\omega_{p_0}}, \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \right)$ en fonction de

l'angle de rotation $\varphi_{p_0} = \omega_{p_0} \cdot t$.

Pour le cas de régime in stationnaire avec coté secondaire déchargé, on a une diminution presque linéaire de moment de la pompe et de la turbine, et une augmentation de la vitesse de rotation de la turbine.

- Moteur initialement en arrêt, et la turbine est bloquée,
- Embrayer, pompe-moteur, moteur à l'arrêt et turbine est encore bloquée,
- Mise en marche du moteur,
- Débloquer la turbine.

III.1.4. Mode 4 :

- Étapes et conditions d'essai :
 - Moteur initialement en marche normale, et la turbine est débloquée,
 - Embrayer, pompe-moteur, turbine est encore débloquée et moteur à l'arrêt,
 - Mise en marche du moteur.

CHAPITRE 4 : Résultat et discision

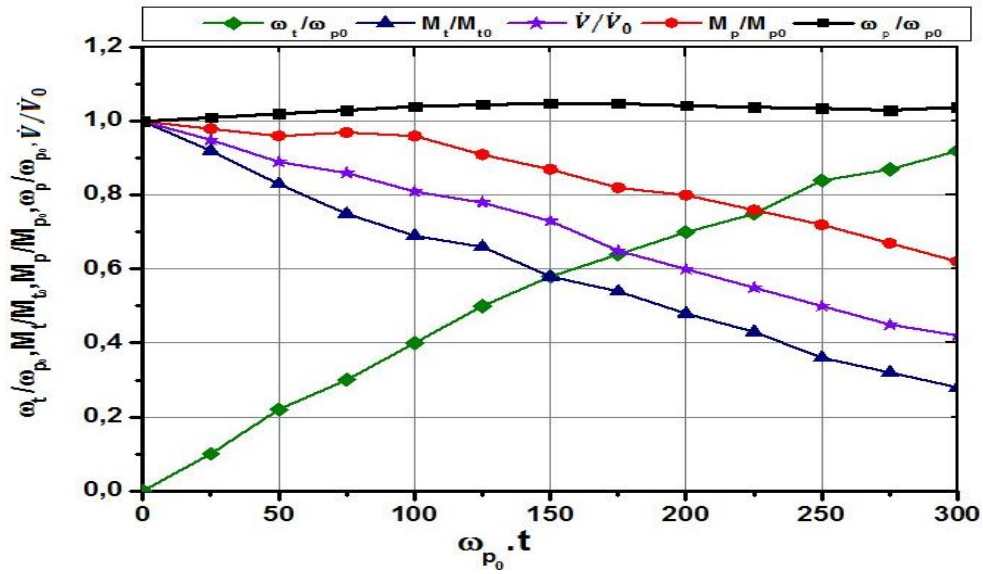


Fig. III.1.4.. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation croissante

D'après la Fig. III.1.4, on constate que même résultat de la figure précédente en plus on remarque une

augmentation linéaire de $\frac{\omega_p}{\omega_{p_0}}$ en fonction du temps.

Conclusion générale

La simulation est un instrument qui nous a permis la description des relations entre les différentes grandeurs caractéristiques de la transmission hydrodynamique.

Le besoin croissant de traiter et d'analyser le mouvement instationnaire des transmissions hydrodynamiques ont été à l'origine de notre étude.

La simulation développée dans ce projet est basée sur l'élaboration d'un système d'équations différentielles, qui décrit le mouvement du coupleur hydrodynamique dans les régimes instationnaires. Le système d'équations différentielles est composé de :

- Equation du mouvement de fluide [$C=f(\omega_p, \omega_t)$].
- Equation du mouvement de la pompe [$M_p = f(\omega_p, \omega_t)$].
- Equation du mouvement de la turbine [$M_T = f(\omega_p, \omega_t)$].

Puisque le système d'équations différentielles est non linéaire; on a utilisé une méthode de résolution numérique qui est basée sur la méthode des différences finies.

Pour la simulation, on a conçu un programme spécifique qui est écrit en **FORTRAN 77**. On a réussi à trouver les valeurs des grandeurs caractéristiques des vitesses et des moments qui sont presque égales aux valeurs expérimentales.

On a pu mettre le banc d'essai en état de marche. On a conçu un dispositif qui assure l'embrayage du moteur avec le coupleur.

Le banc d'essai existant ne correspond pas à l'état technique actuel. Vu l'importance de ce type de banc d'essai dans l'étude expérimentale des accouplements mécaniques ou hydrauliques, il est impératif d'équiper le laboratoire par des appareils de mesure récents et d'introduire le micro-ordinateur comme moyen de traitement et d'analyse des données expérimentales pour cela on doit élaborer une carte d'interface.

Ce travail représente une contribution non négligeable dans l'étude des coupleurs hydrodynamiques.

Références bibliographiques

1. **Asl, H. A.; Azad, N. L.; McPhee, J.** 2014. Math-based torque converter modelling to evaluate damping characteristics and reverse flow mode operation, *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 91, 36-55.
2. **Lindas, R.**1988.**Embrayages.** Etude technologique. Tech niques de l'ingénieur. Génie mécanique : B5851 .5851- B5851-5822.
3. **Chapallaz, J. M; Eichenberger, P; Fischer, G.** 1992. Manual on pumps used as turbines.
4. **Heisler, H.** 2002. Advanced vehicle technology. Access Online via Elsevier.
5. **Vasylius, M; Didžiokas, R; Mažeika, P;Barzdaitis, V.** 2008. The rotating system vibration and diagnostics,*Mechanika.-Kaunas: Technologija* 4: 72.
6. **Bajkowski, J;Grzesikiewicz, W.** 2001. Matematyczny opisukładów napędowych z uwzględnieniem sił tarcia suchego. *Zeszyty Naukowe, Mechanika/Politechnika Opolska*: 35-50.
7. **BÄRGLÄZAN, M.** 2010. Dynamic Identification of a Hydrodynamic Torque Converter. *UPB Sci. Bull, Series D*, 724.
8. **Kesy, A; Kadziela, A.** 2009. Application of statistical formulas to hydrodynamic torque converter modelling, *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 94: 33-48.
9. **Zdankus, N; Kargaudas, V.** 2009. Hydraulic machine wear control by working regime, *Mechanika* 5: 68-73.
10. **Kolb, A;Cuntz, N.** 2005. September. Dynamic particle coupling for GPU-based fluid simulation, In *Proc. Symposium on Simulation Technique* pp: 722-727.
11. **Müller, M;Charypar,D;Gross,M.** 2003. July. Particle-based fluid simulation for interactive applications. In *Proceedings of the 2003 ACM SIGGRAPH/Eurographics symposium on Computer animation* pp: 154-159. Eurographics Association.
12. **Batty, C; Bertails, F;Bridson, R.** 2007. A fast variational framework for accurate solid-fluid coupling. *ACM Transactions on Graphics TOG*, 263-100.
13. **Hasegawa,T;Iida, M.** 1996.U.S. Patent No. 5,542,307. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
14. **Whitfield, A; Wallace, F.J; Patel, A.** 1983. Design of three element hydrokinetic torque converters, *International Journal of Mechanical Sciences* 257: 485-497.
15. **Krivchenko, G. I.** 1994. Hydraulic machines: turbines and pumps. Boca Raton, FL: Lewis publishers.
16. **Robinette, D; Grimmer, M; Beikmann, R.** 2011. Dynamic Torque Characteristics of the Hydrodynamic Torque Converter, *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 42: 1023-1032.
17. **Hellinger, W.** 2004. U.S. Patent No. 6,698,195. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
18. **Adleff, K; Höller, H; Hercher, G. P; Tietz, M.** 2001. Hydrodynamic coupling, European Patent No. EP 0801244. Munich, Germany: European Patent Office.
19. **Adleff, K; Hercher, G. P; Tietz, M.** 2002. European Patent No. EP 0801243. Munich, Germany: European Patent Office.
20. **Lang, T. Romer, A; Seeger, J.** 1998. Entwicklungen der Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen: Beobachtungen anlässlich der agritechnica'97, *Ölhydraulik und Pneumatik* 422: 87-94.

21. **Folberth, T.** 2006. Hydrodynamische Kupplung und Antriebseinheit mit einer hydrodynamischen Kupplung.
22. **Kęsy, A; Kaździela, A.** 2011. Construction optimization of hydrodynamic torque converter with application of genetic algorithm, Archives of Civil and Mechanical Engineering 114: 905-920.
23. **Lindas, R.** 1988. Coupleurs. Techniques de l'ingénieur. B5860, B5860-1.
24. **Lennevi, J.** 1995. Hydrostatic Transmission Control: Design Methodology for Vehicular Drivetrain Applications. Department of Mechanical Engineering, Linköping University.
25. **Martelli, M; Zarotti, L.** 2005. Hydrostatic Transmission with a Traction Control. 2nd ISARC.
26. **Kesy, A; Kesy, Z.** 1993. Damping characteristics of a transmission system with a hydrodynamic torque converter, Journal of sound and vibration: 1663, 493-506.
27. **Grandperrin, G.** 2007. Lignes de courant de fluides incompressibles.
28. **Ishihara, T. and Emori, R.I.** 1966. Torque converter as a vibrator damper and its transient characteristics, SAE :Paper 660368.
29. **Kotwicki, A. J.** Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles, SAE Technical Paper 820393, 1982, doi: 10.4271/820393.
30. **Hrovat, D; Tobler, W. E.** 1985. Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters, Journal of the Franklin Institute 319: 93-114.

S u m m a r y

The hydrodynamic clutch is a device of coupling which works according to the principle of the hydrodynamic transmission. Fluid couplings work on the hydrodynamic principle. It consists of a pump-generally known as impeller and a turbine generally known as rotor, both enclosed suitably in a casing. It is a hydrodynamic device used to transmit rotating mechanical power. The Fluid coupling has centrifugal characteristics during starting, thus enabling no load start-up of prime mover, which is of great importance. It has been used in automobile transmissions as an alternative to a mechanical clutch. This study aimed at the installation of a test bench of hydrodynamic couplings or clutches, on which it was planned to, analyze the pressing problems of the coupler in its not still regime. One parallel in the experimental part, we made a theoretical study of these phenomena which based itself essentially on the resolution of a system of equations of movement of the wheel-pump, the wheel-turbine and the fluid. For the numerical simulation, a special program is written in FORTRAN 90 were used, we'll find the values of characteristic of speed and the moments, we compared the two results. They are given in the form of the curves.

Keywords: clutch – hydrodynamic coupling – numerical simulation –coupler – wheel-pump – wheel-turbine – hydrodynamic transmission – fluid coupling.