

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTER DE L'ENSEIGNEMENT

SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN

MOHAMED BOUDIAF D'ORAN



FACULTE DE GENIE MECANIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THESE DE DOCTORAT

Présenté par : KHATIR Tawfiq

Pour L'obtention du Diplôme de Doctorat Es Science

THÈME

**ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES COUPLEUR
HYDRODYNAMIQUE (APPROCHE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE)**

Devant les membres du jury

Président	:	Mr. YUCEFI A.	Professeur	USTO-MB
Encadreur	:	Mr. BOUCHETARA M.	Professeur	USTO-MB
Co-Encadreur	:	Mr BOUTCHICHA D.	MCA	USTO-MB
Examineur	:	Mr BENAMAR.A.	Professeur	ENPO ORAN
		Mr.DRAOUI.B	Professeur	UNIV-BECHAR
		Mr.MANSOURI.B	Professeur	USTO-MB

Soutenu le : ../04/2015



DEDICACES

Je dédie ce travail tout particulièrement aux personnes qui me sont les plus chères au monde, qui m'inspirent et me donnent le courage et l'espoir, Mes parents.

Avec un très grand plaisir et joie:

A mes très chers frères et sœurs

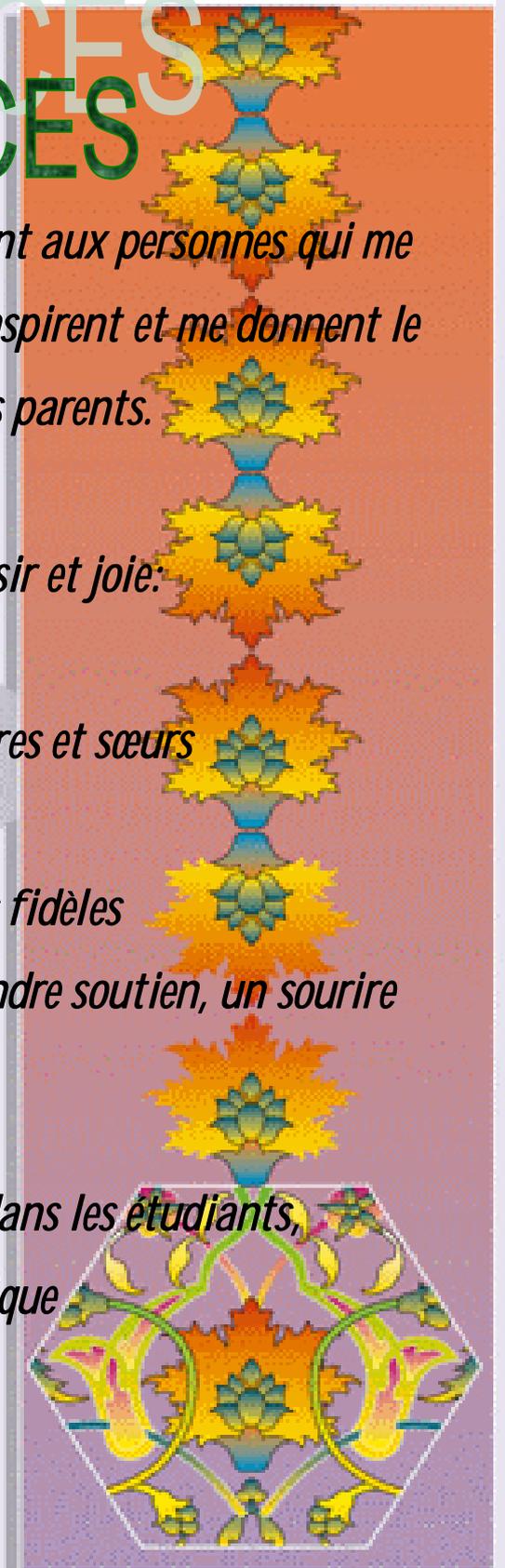
A tout mes amis fidèles

A tous ceux qui m'on accordé le moindre soutien, un sourire sincère.

Et à tous ceux qui me partent dans les étudiants,

De Génie Mécanique

KHATIR Tawfiq



Au terme de ce travail je remercie

Mon Dieu le tout puissant qui m'a donné la force, le courage et la volonté à fin de réaliser ce travail.

Monsieur **BOUCHETARA Mostefa**, Professeur à la faculté de génie mécanique à université USTO. Quoique je dise, les mots ne sauraient exprimer ma profonde gratitude pour avoir dirigé cette thèse et pour m'avoir encadré pendant mes études supérieures et pour la documentation qu'il a mise à ma disposition et répondre à mes questions durant mes recherches.. Ses encouragements et sa patience m'ont beaucoup aidé à surmonter toutes les difficultés. Je le remercie vivement d'avoir suivi et orienter ce travail.

Monsieur **BOUTCHICHA Djilali**, MCA à la faculté de génie mécanique à université USTO. Pour la confiance, les conseils et l'orientation qu'il m'a dirigé, et ses encouragements.

Monsieur **YOUCEFI Abdelkader**, Professeur à la faculté de génie mécanique à université USTO. Pour ces encouragement et d'avoir accepté de présider ce jury, qu'il trouve ici l'expression de mes meilleures considérations.

Monsieur **BENAMARA.A**, Professeur à ENPO Oran, pour sa disponibilité, sa gentillesse et d'avoir accepté de juger cette thèse.

Monsieur **DRAOUL.B**, Professeur à université de Béchar, pour sa fraternité, sa disponibilité et pour avoir accepté de juger cette thèse.

Monsieur **MANSOURI.B**, Professeur à la faculté de génie mécanique à université USTO, pour sa disponibilité, sa gentillesse et d'avoir accepté de juger cette thèse.

Je remercie beaucoup **Mes très chers parents, kaddour et Fatiha** (allah yarhamha) pour leur aide, compréhension, soutien moral, encouragement et surtout leur patience pour la réalisation de ce modeste travail.

Je remercie mes frères, Samir, Amine et Salim et mes sœurs et mes cousins abdelwahhab et khalil et abdelkarim et toute ma famille pour leur encouragement.

Je remercie très spécialement DJAFRI Mohammed, pour leur amitié, leur soutien inconditionnel et leur encouragement.

Je remercie vont également à tout ceux qui de près ou de loin, on contribuer à l'élaboration et la réalisation de ce travail.

Je tiens à remercier l'ensemble du corps enseignant et le personnel du département de Génie Mécanique

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Fig.I.1.Principe de base d'un coupleur hydrodynamique	8
Fig.I.2.Coupleur hydrodynamique (principe de fonctionnement).....	8
Fig.I.3. Glissement dans un coupleur hydrodynamique en fonction du temps	12
Fig.I.4. Rendements d'un coupleur et d'un convertisseur hydrodynamique	12
Fig.I.5. Rendement d'un convertisseur hydrodynamique en fonction du rapport de vitesses ...	13
Fig.I.6. Couple transmis en fonction du glissement pour différents taux de remplissage	13
Fig.I.7. Formes de circulation du fluide dans un coupleur rempli à 50%	14
Fig.I.8. Coupleur avec déflecteur	14
Fig.I.9. Couple moteur à pleine charge(I) et à charge partielle(II) et Couple transmis en fonction de la vitesse de rotation pour différents glissements	16
Fig.I.10. Influence du glissement sur le couple transmis à vitesse constante de la pompe	16
Fig.I.11. Caractéristiques du coupleur	17
Fig.I.12. Caractéristique de l'ensemble Moteur à combustion interne-coupleur	18
Fig.I.13 Caractéristique Moteur électrique-coupleur.....	18
Fig.I.14. Circulation du fluide contenu dans le tore	19
Fig.I.15. Types de coupleurs à remplissage constant	21
Fig.I.16. Performance $K_p = F(i) ; K_p + f(\gamma)$ pour coupleur à remplissage constant	22
Fig.I.17. Convertisseur de couple	24
Fig.I.18. Coupleur simple	25
Fig.I.19. Schéma d'ensemble du système convertisseur-embayage de pontage-amortisseur avec stratégie de pontage	22
Fig.I.17. Convertisseur de couple	24
Fig.I.18. Coupleur simple	25

Chapitre II

Fig. II .1. Cycle de fonctionnement d'une machine motrice	37
Fig. II .2. Tube de courant	38
Fig. II .3. Plan méridien	40

Chapitre III

Fig. III.1. Tube de courant	46
Fig. III .2. Triangles des vitesses	48
Fig. III .3. Vitesses du fluide dans le tube de courant.....	49
Fig. III .4. Plan méridien d'un convertisseur hydrodynamique	50
Fig. III .5. Triangle des vitesses de l'écoulement du fluide dans un convertisseur hydrodynamique	51
Fig. III.6. Efforts agissant sur l'élément fluide	53

Chapitre V

Fig.V.1. Le rendement en fonction de λ_N	82
Fig. V.2. Variation du coefficient de vitesse α en fonction de la vitesse spécifique.....	84
Fig. V.3. Chaîne cinématique (coté pompe).....	86
Fig. V.4. Chaîne cinématique (coté turbine).....	86
Fig. V.5. Courbe du moment	90
Fig.V.6.Diagramme de Smith acier A60.....	91
Fig. V.7.Diagramme de Smith	92

Chapitre VI

Fig. VI. 1. Schéma du banc d'essai du coupleur hydrodynamique	98
Fig. VI. 2. Courbe caractéristique statique du moteur	99
Fig. VI. 3. Vue en coupe du dispositif de mesure de couples	101
Fig. VI. 4. Géométrie des deux rotors	101
Fig. VI. 5. Schéma de principe	103
Fig. VI. 6. La courbe d'étalonnage	104

Chapitre VII

Fig. VII. 1.Résultats de la simulation (mode 1).....	107
Fig. VII. 2. Résultats de la simulation (mode 2).....	110
Fig. VII. 3.Résultats de la simulation (mode 3).....	112
Fig. VII. 4.Résultats de la simulation (mode 4).....	113
Fig. VII. 5.Résultats de la simulation (freinage).....	115
Fig. VII. 6. Caractéristique en régime stationnaire d'un convertisseur	117
Fig. VII. 7. Rapport de couple μ_0 en fonction du rapport de vitesse ν_0	118
Fig. VII. 8. Rendement η_0 et débit volumique spécifique \dot{V}/\dot{V}_0 en fonction du rapport de vitesse..	118
Fig. VII. 9. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation de la pompe constante.	119
Fig. VII. 10. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation croissante.	119

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Valeurs du rapport de vitesses, du rapport du couple transmis et du couple nominal et du rendement du coupleur.....	17
Tableau.I.2. Tendances générales observées et objectifs de développement de l'ensemble convertisseur – boîte de vitesses	30
Tableau.I.3. Recommandations pour la viscosité de l'huile.....	32
Tableau.VI.1: Tableau d'étalonnage	103

Notations et symboles :

<u>symbole</u>	<u>définition</u>	<u>unité</u>
M_p	: Moment sur la roue pompe	daN.m
M_t	: Moment sur la roue turbine	daN.m
A	: Section transversale	m^2
C	: Vitesse méridienne	$m.s^{-1}$
J	: Moment d'inertie	$kg.m^2$
L	: Coefficient total de friction	-
L	: Coefficient de self	Henry (H)
E	: Énergie	J
V	: Vitesse absolue	$m.s^{-1}$
W	: Vitesse relative	$m.s^{-1}$
U	: Vitesse linéaire tangentielle	$m.s^{-1}$
P	: Puissance	w
Q	: Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
Z	: Longueur de débit parcourue	m
K	: Facteur de sensibilité de la jauge	-
R	: Résistance d'un fil conducteur	Ω
A	: Section du fil conducteur	m^2
G	: Conductance	Ω^{-1}
I	: Intensité	A
L	: Inductance d'une bobine	Henry (H)
T	: Température	$^{\circ}K$
N	: Nombre de spires d'une bobine	
H	: Intensité du champ magnétique	$A.m^{-1}$
\dot{R}_m	: Réductance	A / Weber
\dot{V}	Débit volumique à travers tous les canaux de passage du convertisseur. m^3/s	
n_0	: Nombre de tours du moteur	trs/ mn
l	: Longueur total de la ligne de courant moyenne	m
m	: Masse	kg
r	: Rayon	m
r_1	: Rayon intérieur	m
r_2	: Rayon extérieur	m
u_L	: Tension à vide	V
u_s	: Tension d'alimentation	V
s	: Glissement	-
t	: Paramètre temps	s
i	: Rapport de vitesses	-
dl	: Élément de longueur de la ligne de flux	m

α	: Angle entre la vitesse absolue c et la vitesse périphérique u , la direction dans le sens positif.	degré
β	: Angle d'aube entre la direction tangentielle à l'aube et la vitesse périphérique, dans le sens négatif.	degré
γ	: Angle entre la vitesse méridienne c_m et l'axe de rotation	degré
ε	: Accélération angulaire	rad. s ⁻²
ω_0	: Vitesse angulaire du moteur	rad. s ⁻¹
λ	: Coefficient de perte de charge	-
ω	: Vitesse angulaire	rad.s ⁻¹
ρ	: Masse volumique du fluide	kg.m ⁻³
η	: Rendement	-
Φ	: Paramètre de longueur	m
ϕ	: Flux magnétique	Weber
ρ	: Résistivité	$\Omega.m$
ε	: Allongement	-
δ	: Distance de l'entrefer	m
σ	: Contrainte	daN.m ⁻²
E	: Module d'élasticité	daN.m ⁻²
α_p	: Coefficient de température	-
α_M	: Coefficient de la résistance électrique	-
α_{jc}	: Coefficient de la dilatation longitudinale	-
ε_s	: Allongement relatif apparent	-
ΔT	: Variation de température	°K
Re	: Nombre de Reynolds.	
μ	: Rapport de couple.	

Indices :

1	: Entrée
2	: Sortie
H	: Hydraulique.
0	: Fonctionnement stationnaire.
hul	: Huile.
P	: Pompe.
R	: Réacteur.
T	: Turbine.
ch	: Choc.
sec	: Coté secondaire.
th	: Théorique.

Résumé

Les accouplements ou coupleurs hydrodynamiques sont largement utilisés dans les transmissions et les systèmes d'entraînement vu leur très bon comportement au démarrage des organes récepteurs et leur capacité de réduction des chocs et des vibrations.

Des modèles dynamiques reproduisant le comportement du coupleur dans différentes situations de fonctionnement sont nécessaires pour la conception des transmissions hydrodynamiques et également pour une simulation numérique de leur comportement dynamique ou aux régimes transitoires.

Dans ce travail, on a élaboré deux modèles de simulation numérique permettant d'analyser le comportement des principales caractéristiques de fonctionnement du coupleur et du convertisseur dans des domaines d'exploitation divers. En parallèle, une identification expérimentale accompagnée d'une analyse du comportement d'exploitation sous excitations dynamiques est effectuée sur un banc d'essai de coupleurs hydrodynamique. Les modèles dynamiques de l'accouplement hydrodynamique sont décrits par différents paramètres de fonctionnement. Les simulations expérimentales dans le domaine temporel sont réalisées et visualisées sous forme de graphes.

Les modèles numériques de simulation du comportement des coupleurs et des convertisseurs hydrodynamiques sont basés sur la théorie des turbomachines et les équations de mouvement des pompes et des turbines. Un programme de calcul en langage Fortran 90 fut développé. Les résultats des simulations numériques sont comparés aux résultats expérimentaux. Le modèle dynamique peut être amélioré à travers les résultats des mesures en régime stationnaire. Ces modèles ne sont cependant valables que pour le cas du régime de fonctionnement nominal.

Mots-clés: transmission hydrodynamique - coupleur hydrodynamique – convertisseur hydrodynamique -roue-pompe - roue de turbine – réacteur – turbomachines- équations de mouvement- simulation numérique- modèle dynamique.

Abstract

The hydrodynamic clutch is a device of coupling which works according to the principle of the hydrodynamic transmission. Fluid couplings are widely used in transmissions for their good startup behavior and their ability to reduce shock and vibration. It has been used in automobile transmissions as an alternative to a mechanical clutch.

Dynamic models reproducing fluid coupling behavior in different operating situations are necessary for the design of hydrodynamic transmissions and also to numerical simulation of their dynamic behavior in transient operating regimes.

In this work, we developed two simulation models to analyze the behavior of the main operating characteristics of the coupler or converter in different operating cases. In parallel, an experimental identification accompanied by behavior analysis under dynamic excitations is performed on a hydrodynamic couplers test bench. Dynamic models of the hydrodynamic coupling are described by different parameters. Experimental simulations in the time are performed and visualized as graphs.

The numerical simulation models of hydrodynamic couplers and converters are based on the theory of turbomachinery and the motion equations of the wheel-pump, the wheel-turbine and the fluid. For this purpose, a computing program in Fortran 90 was developed. The results of numerical simulations are compared with experimental results. The dynamic model can be improved through the measurement results at steady state. These models, however, are only valid for the rated operating conditions.

Keywords: hydrodynamic transmission - hydrodynamic coupling – hydrodynamic converter- wheel pump - wheel turbine - reactor - turbomachinery- movement equations - numerical simulation -dynamic model.

Sommaire

Avant - propos

Notations et symboles

Introduction	2
--------------------	---

Chapitre I: Notions fondamentales sur les coupleurs et les convertisseurs hydrodynamiques

I.1. Notions de base sur les coupleurs hydrodynamiques.....	7
I.1.1. Description et principe de fonctionnement d'un coupleur hydrodynamique.....	7
I.1.2. Rendement du coupleur hydrodynamique	10
I.1.3. Rendement total d'une transmission hydrodynamique.....	11
I.1.4. Notion de glissement	11
I.1.5. Comparaison entre les rendements du coupleur et du convertisseur.....	12
I.1.6. Influence du remplissage sur le fonctionnement du coupleur	13
I.1.7. Réglage des coupleurs hydrodynamiques.....	14
I.1.8. Influence de la vitesse de rotation	15
I.1.9. Courbes caractéristiques du coupleur hydrodynamique.....	17
I.1.10. Circulation du fluide dans le tore	19
I.1.11. Avantages et inconvénients des coupleur hydrodynamique	20
I.1.12. Différents types de réalisation et de montage.....	21
I.2. Notions de base sur les convertisseurs de couple	24
I.2.1. Description et fonctionnement du convertisseur de couple.....	24
I.2.2. Régimes de fonctionnement	26
I.2.3. Efficacité et démultiplication de couple	28
I.2.4. Stratégie de commande du système de pontage	29
I.2.5. Fluide des transmissions hydrodynamiques	31
I.2.6. Matériaux et technologies d'exécution	32
I.2.7. Domaines d'utilisation.....	33

Chapitre II: Equations fondamentales des coupleurs hydrodynamiques

II. Équation de mouvement d'un coupleur hydrodynamique	38
II.1 Équation du moment d'un tube de courant	38
II.2. Hypothèses.....	39
II.3. Système d'équations de mouvement instationnaire du coupleur hydrodynamique.....	40

Chapitre III : Équations fondamentales des convertisseurs hydrodynamiques

III.1. Conditions et hypothèses	45
III.2.Équations locales de conservation de la quantité de mouvement instationnaire	45
III.3. Equation de l'énergie d'un écoulement instationnaire	52

Chapitre IV: Résolution des systèmes d'équations pour le cas du coupleur et convertisseur

IV.1. Résolution analytique des équations différentielles pour le coupleur hydrodynamique....	62
IV.1.1. Plan de résolution du système d'équations	64
IV.1.2. Organigramme principal	65
IV.1.3. Sous-programme RES	66
IV.1.4. Sous-programme IMPRIM	67
IV.2. Résolution analytique des équations différentielles pour le cas du convertisseur hydrodynamique.....	68
IV.2.1. Résolution du système d'équations différentielles	68
IV.2.2.Organigramme principale de calcul	69
IV.2.3. Etude du cas stationnaire	69
IV.2.4. Organigramme de calcul pour le cas stationnaire	70
IV.2.5.Etude des cas de chargement	71
IV.2.5.1 Coté secondaire déchargé	71
IV.2.5.2. Coté secondaire chargé	75
IV.2.6. Détermination des constantes	78

Chapitre V : Calcul des principaux paramètres du coupleur étudié

V.1. Paramètres hydrauliques caractérisant le coupleur	81
V.1.1. Données de départ	81
V.1.2. Calcul du glissement	81
V.1.3. Calcul du rendement	82
V.1.4. Calcul du diamètre actif du coupleur	82
V.1.5. Calcul du nombre d'aube de la pompe et de la turbine	83
V.1.6. Calcul du débit de la pompe	83
V.1.7. Calcul du couple transmis à la turbine	83
V.1.8. Calcul du diamètre maximal à l'entrée de la pompe	84
V.2.Détermination des paramètres constants	85
V.2.1. Détermination des moments d'inertie	85
V.2.2. Calcul des paramètres adimensionnels constants	87

V.2.3. Détermination des coefficients constants permettant le passage des résultats adimensionnels en résultats dimensionnels.....	88
V.3. Dissipation calorifique dans le coupleur	89
V.4. Calcul de résistance	89
V.4.1. Calcul de vérification de l'arbre primaire " d_p "	89
V.4.2. Calcul de la contrainte de torsion sur l'arbre	89
V.4.3. Calcul du coefficient de sécurité	91
V.4.4. Calcul de τ_m et $\tau_{a,n}$	93
V.4.5. Choix de γ, χ, K_β et $\tau_{a,l,e,p}$	94
V.4.6. Choix des roulements du coupleur	95

Chapitre VI : Etude Expérimentale d'un coupleur hydrodynamique

VI.1. Description du banc d'essai du coupleur hydrodynamique.	98
VI.2. Étalonnage du banc d'essai	103
VI.3 Modes d'essais de démarrage et de freinage	104

Chapitre VII : Résultats expérimentaux et théoriques

VII.1. Résultats expérimentaux et théoriques du coupleur hydrodynamique.	107
VII.1.1. Essai de démarrage : Mode 1	107
VII.1.2. Essai de démarrage : Mode 2	110
VII.1.3. Essai de démarrage : Mode 3.	111
VII.1.4. Essai de démarrage : Mode 4	113
VII.1.5 Essai de freinage : mode 5	115
VII.2. Résultats de la simulation numérique du convertisseur de couple	117
CONCLUSION.....	121
BIBLIOGRAPHIE	

Introduction

1. Introduction

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 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, introduisit 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 Flywheel.

Pendant ce temps, aux États-Unis, de sérieuses études étaient menées par les grandes compagnies automobiles. En 1938, Chrysler présentait Fluid Drive, une transmission semi-automatique 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 :

- coupleurs hydrodynamiques ;
- convertisseurs hydrodynamiques de couple ;
- coupleurs-convertisseurs ;
- 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 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 :

- comme dispositif de sécurité (limiteur de couple, filtre contre les vibrations de torsion et les chocs);
- comme embrayage : l'embrayage et le débrayage a lieu sans arrêter le moteur (coupleur et convertisseur de couple);
- comme variateur continu de vitesse;
- comme transmissions automatiques.

Les raisons d'utilisation des transmissions hydrodynamiques sont multiples :

- La vitesse de l'arbre de sortie change automatiquement suivant la charge imposée ;

- En raison du glissement qui existe entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire ne peut pas caler dans le cas de surcharge ;
- 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 ;
- 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.

Chapitre I

*Notions Fondamentales sur les
Coupleurs et les Convertisseurs
Hydrodynamiques*



Notions fondamentales sur les coupleurs et les convertisseurs hydrodynamiques

Dans ce chapitre, on va présenter le principe de fonctionnement des coupleurs et des convertisseurs hydrodynamiques, leurs avantages et inconvénients et l'influence des principales grandeurs caractéristiques telles que les dimensions géométriques, le rapport de vitesse, le régime de fonctionnement, le glissement, le taux de remplissage sur le rendement de tels organes de transmission de puissance.

I.1. Notions de base sur les coupleurs hydrodynamiques

I.1.1. Description et principe de fonctionnement d'un coupleur hydrodynamique

Le principe de base d'un coupleur hydrodynamique peut être illustré par la figure I.1. Un moteur entraîne une pompe centrifuge qui débite le fluide d'huile à la vitesse V_1 dans la conduite 2. Le fluide débité passe ensuite à la turbine, cette dernière couplée à une charge est entraînée par l'action du fluide, qui la quitte à une vitesse V_0 pour retourner finalement à la pompe par la conduite 4 [1].

Les quantités d'énergie cinétique d'une masse de fluide m circulant respectivement dans la conduite de sortie de pompe et de la turbine s'expriment comme suit [2] :

$$E_{cA} = m \frac{V_1^2}{2} \quad \text{et} \quad E_{cR} = m \frac{V_0^2}{2} \quad (\text{I.1})$$

La différence entre ces deux énergies est égale à:

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

ΔE_C représente 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 le mouvement.

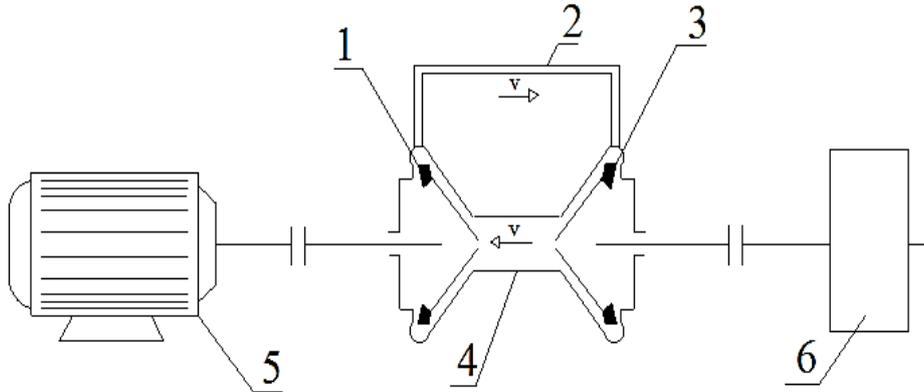


Fig. I.1. Principe de base d'un coupleur hydrodynamique

Pompe centrifuge (1), Conduite-aller ou de sortie de la pompe (2), Turbine hydraulique (3), Conduite retour ou de sortie de la turbine (4), Moteur (5), Charge ou récepteur (6)

L'ensemble pompe-turbine se présente sous forme compacte comme le montre la figure I.2.

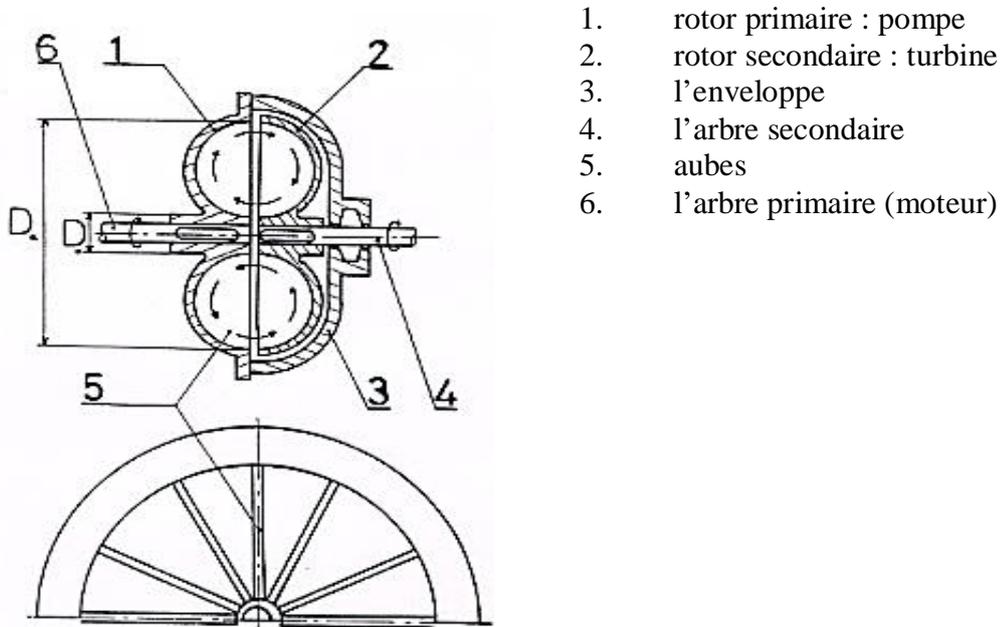


Fig. I.2. Coupleur hydrodynamique (principe de fonctionnement)

Le rotor primaire (1) a le rôle d'une pompe, il est entraîné par un moteur et solidaire de l'enveloppe (3) (carter), étanche de l'ensemble contenant du fluide, l'élément turbine (2) ou rotor secondaire mené est solidaire de l'arbre (4) [3-5]. Les rotors sont munis d'aubes (5) généralement 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 fluide sous l'effet de la chaleur dégagée aurait pour conséquences de développer sur les parois une pression excessive qui pourrait conduire à l'éclatement du coupleur.

Quand la roue pompe commence à tourner, le fluide 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.

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 elle sort et retourne de nouveau dans la pompe. Le cycle se reproduit aussi longtemps qu'il existe une différence de vitesses entre les deux roues.

Pendant le fonctionnement normal, la turbine tourne toujours un moins vite que la pompe, c'est cette différence de vitesses qui permet à l'huile de 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 fluide circulant dans le coupleur emprunte de l'énergie de la pompe et la transmet à la turbine sans que les 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 ces conditions, le fluide 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 [6-7].

Pour le calcul du nombre d'aubes (Z) en connaissant le diamètre actif de l'aubage (D_a), on utilise en pratique des relations empiriques :

Pour la roue- pompe :

$$Z_p = 8.65 D_a^{0.28} \quad (I.3)$$

Pour la roue-turbine :

$$Z_T = Z_P + (1/3) \quad (I.4)$$

I.1.2. Rendement du coupleur hydrodynamique

Le rendement du coupleur hydrodynamique est défini par le rapport:

$$\eta = \frac{P_T}{P_P} \quad (I.5)$$

P_T : Puissance de la roue turbine

P_P : Puissance de la roue pompe

$$\eta_c = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_t \omega_T}{M_p \omega_p} \quad (I.6)$$

ω_T : vitesse angulaire de la turbine

ω_P : vitesse angulaire de la pompe

$$\frac{\omega_T}{\omega_P} = i \quad (I.7)$$

i : rapport des vitesses

$$M_T = M_P - \Delta M_{P_{ert}} \quad (I.8)$$

M_P : moment de la roue pompe,

M_T : moment de la roue turbine,

$\Delta M_{P_{ert}}$: couple du au frottement dans les paliers, dans les dispositifs d'étanchéité et aux pertes de charge par choc hydraulique. Ces pertes dépendent de la viscosité et de la turbulence du fluide.

$$\eta_c = \frac{M_T \omega_T}{M_P \omega_P} = \frac{M_P - \Delta M_{P_{ert}}}{M_P} \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P} \quad (I.9)$$

$$\eta_c = \frac{M_P - \Delta M_{P_{ert}}}{M_P} \cdot i \quad (I.10)$$

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

Le rendement sera égal au rapport de vitesses :

$$\eta_c = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T}{M_P} \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{\omega_T}{\omega_P} = i \quad (\text{I.11})$$

I.1.3 Rendement total d'une transmission hydrodynamique

En désignant par η_p le rendement de la pompe, η_T le rendement de la turbine et $\eta_{\Sigma C}$ le rendement dans les conduites (pertes de charge), le rendement global de la transmission s'écrit :

$$\eta_t = \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_{\Sigma C} \quad (\text{I.12})$$

Föttinger (1905) a regroupé la pompe et la turbine dans le même corps (tore) et l'utilisation des conduites de connexion n'est plus indispensable entre P et T [8-9]. Il n'y'aura donc plus de pertes dans les conduites. Cette solution présente deux avantages :

- Le rendement de la transmission augmente et la relation (I.12) devient :

$$\eta_t = \eta_P \cdot \eta_T \quad (\text{I.13})$$

- Une réduction importante de l'encombrement de l'ensemble pompe-turbine qui est regroupé dans le même corps.

1.1.4. Notion de glissement

On appelle glissement (s) la différence relative des vitesses de rotation de la pompe et de la turbine [10-11]. 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, figure I.3 :

$$s = \frac{n_p - n_T}{n_p} = 1 - \frac{n_T}{n_p} = 1 - i \quad (\text{I.14})$$

n_p : vitesse de rotation de la pompe

n_T : vitesse de rotation de la turbine

i : rapport de vitesses

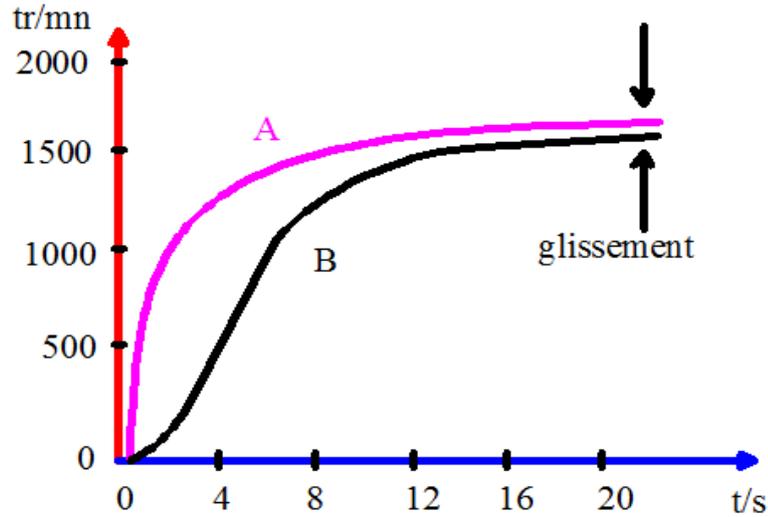


Fig. I.3. Glissement dans un coupleur hydrodynamique en fonction du temps
(A : vitesse de la pompe, B : vitesse de la turbine)

Si $n_p = n_T \Rightarrow s = 0 (i=1) \Rightarrow$ aucun transfert d'énergie \Rightarrow aucune circulation du fluide.

I.1.5. Comparaison entre les rendements du coupleur et du convertisseur

La figure ci-dessous montre à titre comparatif les courbes de rendement d'un coupleur et d'un convertisseur hydrodynamique. [12] Le point d'intersection M, appelé point de couplage représente le point de passage du convertisseur de couple pur au coupleur dans le cas d'un convertisseur hydrodynamique (Figure I.4).

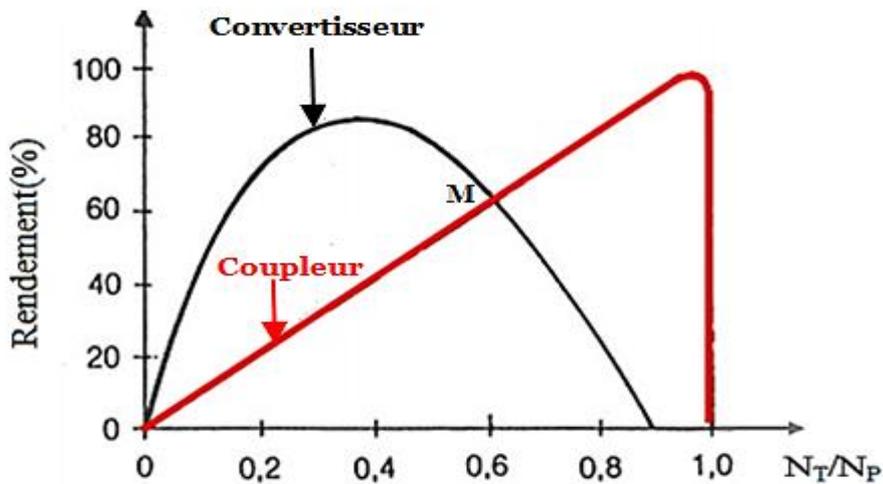


Fig.I.4. Rendements d'un coupleur et d'un convertisseur hydrodynamique

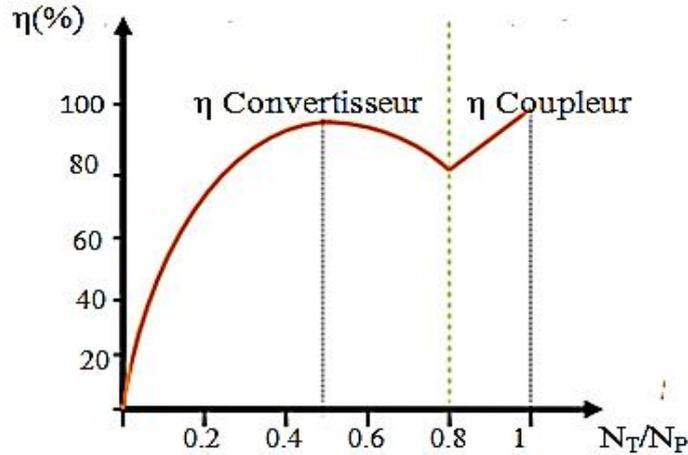


Fig.I.5. Rendement d'un convertisseur hydrodynamique en fonction du rapport de vitesses

I.1.6. Influence du remplissage sur le fonctionnement du coupleur

On entend par remplissage la quantité d'huile introduite dans le coupleur. Plus cette quantité sera grande, plus le couple transmis par le coupleur sera grand. Un faible remplissage peut provoquer des instabilités dans le couplage (accélération et décélération successives). Pour un remplissage à 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 supérieures à 80°C. Le remplissage optimal est compris entre 80% à 90% de la capacité totale du coupleur [13-16].

L'influence du taux de remplissage sur le couple transmis en fonction du glissement est donnée par la figure I.6. On constate qu'il existe une zone d'instabilité du coupleur qui dépend du taux de remplissage et du glissement.

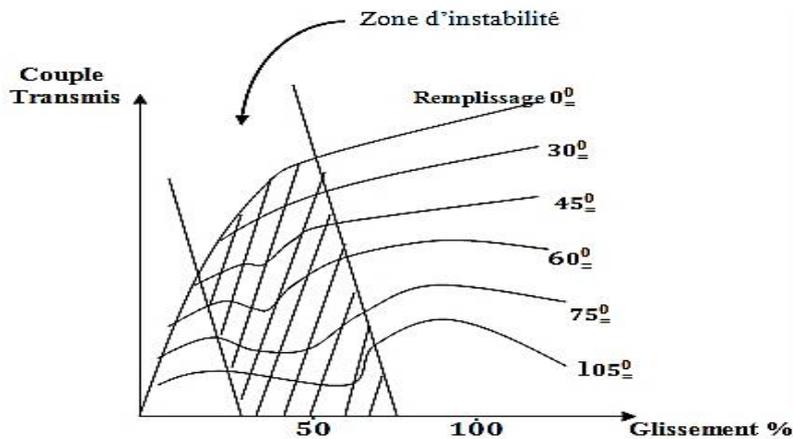


Fig.I.6. Couple transmis en fonction du glissement pour différents taux de remplissage

I.1.7. Réglage des coupleurs hydrodynamiques

Plusieurs moyens sont employés pour le réglage de la vitesse ou du couple de sortie. Le réglage peut être effectué par :

- interposition d'un déflecteur entre la pompe et la turbine,
- remplissage progressif après démarrage.

Selon les essais pratiques, un coupleur à remplissage partiel a deux cercles de circulation: un petit et un autre grand comme le montre la figure I.7.

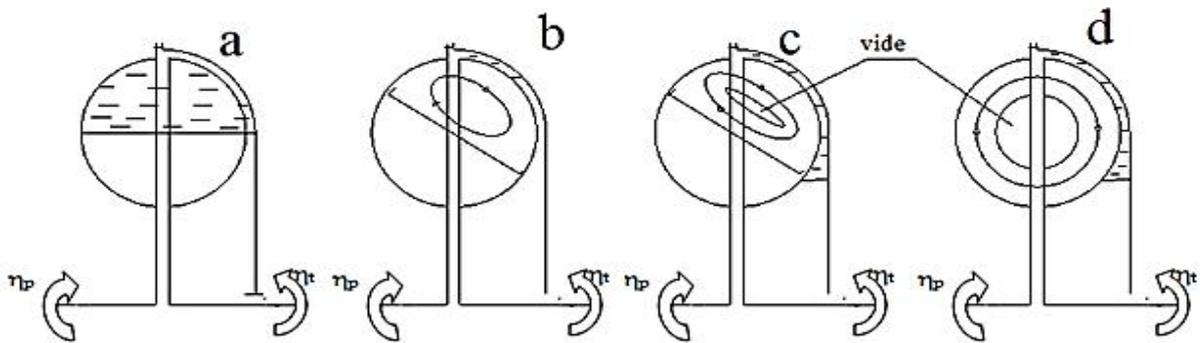


Fig. I.7. Formes de circulation du fluide dans un coupleur rempli à 50%

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

Le passage de l'une à l'autre forme de circulation du fluide engendre des vibrations. Pour éviter ce phénomène, 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 fluide, figure I.8. [17].

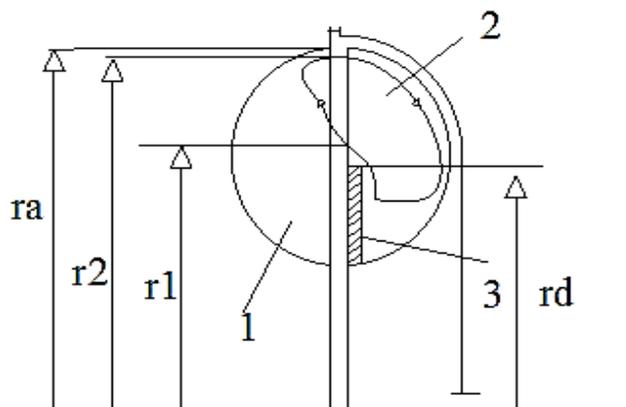


Fig. I.8. Coupleur avec déflecteur

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

Par contre, à l'arrêt de la turbine et au démarrage, la vitesse de rotation du fluide est peu élevée par rapport à sa vitesse de circulation autour du noyau, et la force centrifuge tend à repousser le fluide contre la paroi externe du tore, et sa circulation devient très perturbée par le déflecteur.

Au fur et à mesure que la vitesse de rotation augmente, la force centrifuge du fluide augmente, tandis que la force centrifuge due au mouvement de circulation diminue grâce à l'effet de déflecteur [18]. Dans le coupleur avec déflecteur, il n'aura 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. Le plus simple moyen d'obtenir une progressivité est de constituer un réservoir. Lorsque le coupleur est au repos, le fluide se répartit entre le circuit de travail et le volume libre.

Lors du démarrage, le fluide présent dans ce volume libre est poussé vers la périphérie par la force 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 fluide est l'aménagement d'une chambre de retardement qui communique librement avec la partie centrale du circuit de travail.

1.1.8. Influence de la vitesse de rotation

Pour un taux de remplissage et un glissement donnés, le couple transmis est proportionnel au carré de la vitesse de rotation, figure I.9. D'après les lois générales applicables aux turbomachines [19], on a :

$$M = K.N^2 D_a^5 \quad (I.15)$$

N : Vitesse de rotation (tr/mn)

D_a : Diamètre actif (mm)

K : Constante

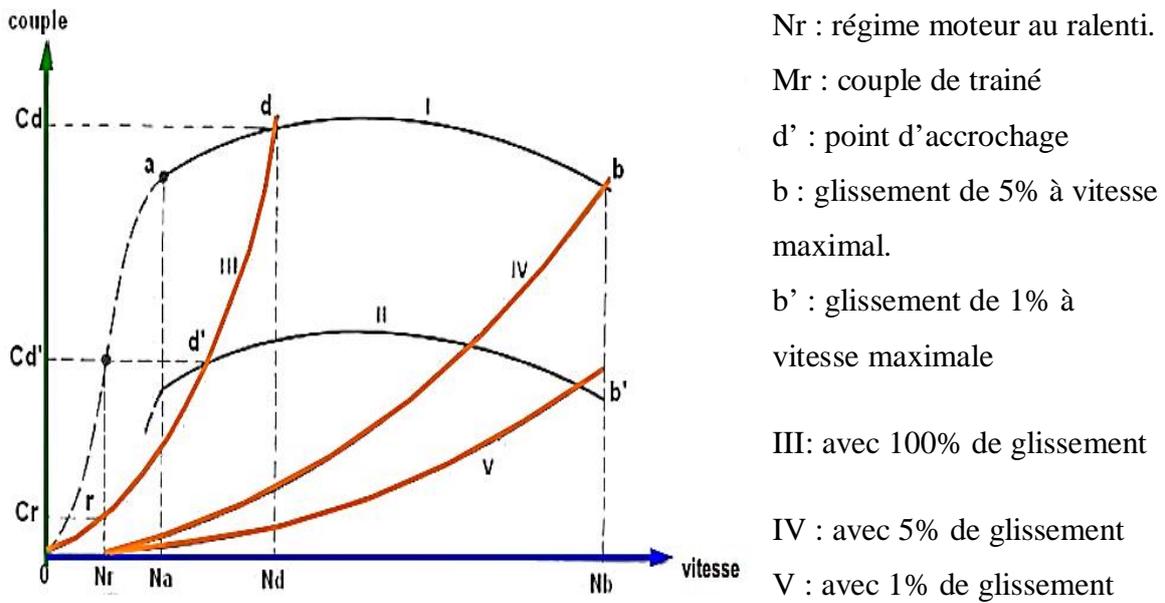


Fig. I .9. Couple moteur à pleine charge(I) et à charge partielle(II) et Couple transmis en fonction de la vitesse de rotation pour différents glissements

L'existence d'un couple de trainée M_r au ralenti ne permet pas le passage de vitesse comme c'est le cas des boîtes de vitesses mécaniques. On utilise alors un organe de liaison, un embrayage mécanique [20].

Pour un glissement donné, le couple transmis augmente d'une manière parabolique avec l'augmentation de N_p .

Pour une vitesse de rotation N_p constante; le couple transmis diminue, quand le glissement diminue, figure I.10.

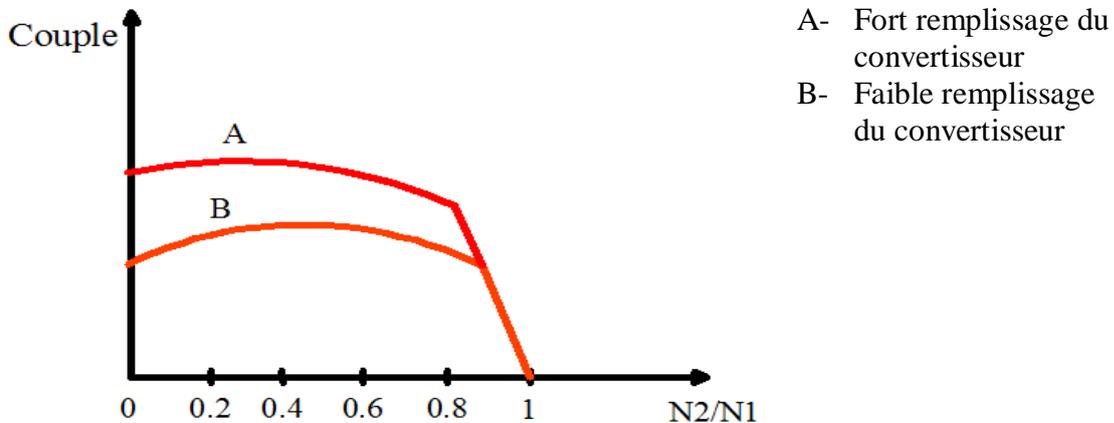


Fig. I .10. Influence du glissement sur le couple transmis à vitesse constante de la pompe

1.1.9. Courbes caractéristiques du coupleur hydrodynamique

D’après la relation I.15, on remarque que le couple transmis dépend fortement du diamètre actif (D_a), c.à.d. des dimensions géométriques du coupleur.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs du rapport de vitesses, du rapport du couple transmis et du couple nominal et du rendement du coupleur indépendamment de la dimension du coupleur [24].

$i_n = \frac{N_T}{N_P}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
M/Mn	21	20.5	19.8	18.6	17.7	16.4	14.8	12.9	10.6	7.53	0
$\eta_t\%$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	0

Tableau.I.1 : Valeurs du rapport de vitesses, du rapport du couple transmis et du couple nominal et du rendement du coupleur

D’après la figure I.11, on remarque qu’au voisinage de $i_n=1$, le rendement chute brusquement, ceci est dû à l’annulation des forces centrifuges (force centrifuge dans la pompe est égale à celle de la turbine) .On aura aucune circulation du fluide à l’intérieur du coupleur

Au démarrage, le couple moteur est très faible par rapport au couple résistant du récepteur. Avec l’augmentation du rapport de vitesse (i_n), le couple résistant diminue.

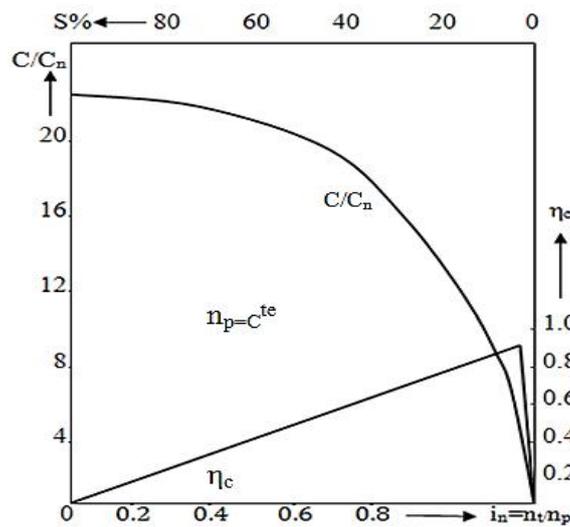


Fig.I.11.Caractéristiques du coupleur

La figure suivante montre la caractéristique de fonctionnement d’un coupleur avec un moteur à combustion interne.

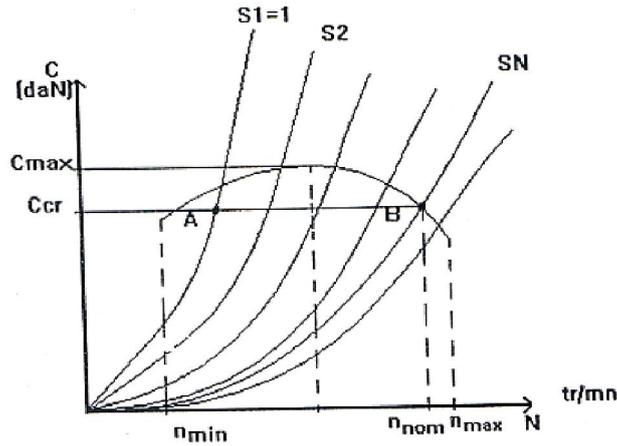


Fig. I.12. Caractéristique de l'ensemble Moteur à combustion interne-coupleur

Les moteurs thermiques ne sont pas capables de fournir un couple qu'au-delà d'une vitesse minimale (vitesse de ralenti). En régime normal et pour des conditions d'alimentation données, le couple varie peu avec la vitesse de rotation, généralement selon une caractéristique en forme de « cloche aplatie ». Le couple transmis au point A correspond au couple résistant M_r et la machine ou le récepteur démarre [21].

Le glissement va décroître progressivement et le point représentatif du fonctionnement sur la figure se déplace le long de la courbe représentant « C » à l'intersection de cette courbe avec les courbes du coupleur pour des valeurs successivement décroissantes de glissement jusqu'au point d'équilibre D où le couple du moteur est égal au couple du récepteur [22]. A la fin de la phase de démarrage, le glissement en régime stabilisé correspond au point D (SN).

La figure I.13 montre les courbes caractéristiques de l'ensemble moteur électrique-coupleur.

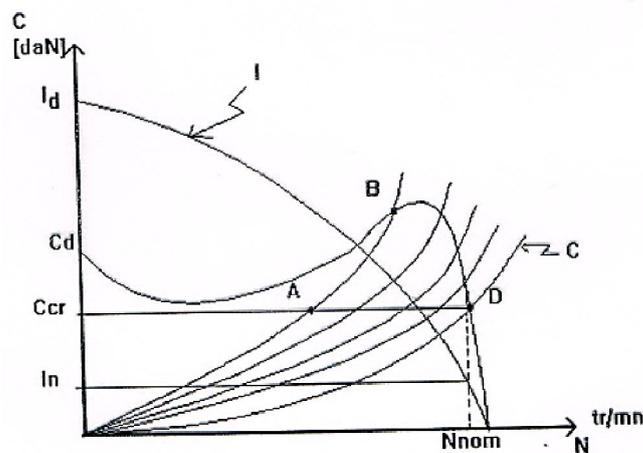


Fig.I.13. Caractéristique Moteur électrique-coupleur

Pour le moteur électrique asynchrone, l'évolution du couple en fonction de la vitesse peut être représentée par une partie ensellée pour les vitesses correspondant à la période de démarrage, et une partie pratiquement linéaire décroissante pour les vitesses proches de la vitesse de fonctionnement normal [23].

L'intensité du courant I dans le moteur suit une loi décroissante indiquée en tiret sur la figure. L'un des rôles du coupleur est de limiter autant que possible l'échauffement du au passage de ce courant, en amenant le plus vite possible l'ensemble au voisinage des caractéristiques nominales.

A la mise en route du moteur, le couple du coupleur augmente suivant sa caractéristique pour $s=1$, jusqu'au point A ($M=M_r$); à partir de cet instant, l'organe récepteur est entraîné; le glissement diminue et le point représentatif du fonctionnement passe sur les caractéristiques au glissement plus faible jusqu'à l'égalité entre le couple moteur et le couple du récepteur. L'ensemble est alors stabilisé avec glissement du coupleur correspondant au point D (SN).

I.1.10 Circulation du fluide dans le tore

Le fluide est animé de deux mouvements, figure I.14:

- un mouvement autour de l'axe du coupleur (b) et
- un mouvement autour de noyau annulaire (a).

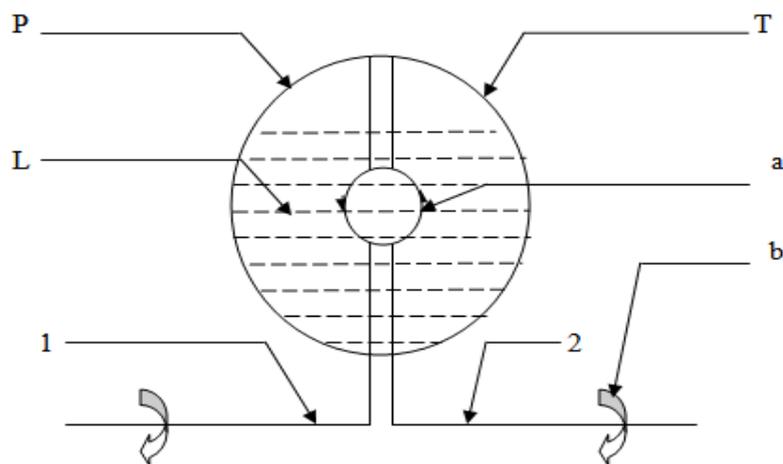


Fig. I.14. Circulation du fluide contenu dans le tore

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

autour noyau annulaire). Quant au mouvement autour de l'axe du coupleur, la vitesse du fluide diminue dans son passage de la pompe [24].

La différence d'énergie doit être empruntée à la pompe, cela signifie que pour accroître la vitesse du fluide 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 fluide ralentit son mouvement. Ainsi, chaque fraction de fluide circulant dans le coupleur emprunte de l'énergie à la pompe et la transmet à la turbine sans que les deux roues –P- et –T- soient reliées rigidement l'une à l'autre (sans contact).

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).

I.1.11. Avantages et inconvénients des coupleurs hydrodynamiques

Les coupleurs hydrodynamiques présentent les avantages suivants [25] :

- a) un couplage extrêmement souple entre le moteur et la machine asservie, grâce au large domaine de glissements acceptés. À court terme, pour ne pas provoquer l'échauffement, le rapport de transmission est autorégulateur en fonction du moment résistant. On peut avoir une vitesse de rotation extrêmement réduite à la sortie, mais constante et stable si le couple résistant est constant, ce qui dans certaines manœuvres difficiles est un avantage ;
- b) l'amortissement des chocs et des vibrations torsionnelles qui peuvent apparaître dans la chaîne cinématique ;
- c) la possibilité d'embrayer et de débrayer avec une usure moindre et aux plus grosses puissances si le coupleur est de type ouvert ;
- d) le démarrage très facile et en douceur, permettant au moteur d'atteindre une vitesse suffisante avant qu'il ne mette en marche la machine asservie. Par conséquent, le moteur ne cale pas. On peut ainsi faire fonctionner un ensemble même si la machine asservie a au repos un moment résistant supérieur à celui du moteur, à condition que le moment maximal du moteur dépasse celui de la machine asservie, c'est-à-dire s'il y a un point stable de fonctionnement ;
- e) le coupleur hydrodynamique ouvert, réglable par variation du degré de remplissage à l'aide d'une écope, assure la fonction de réducteur, permettant le réglage continu des rapports de transmission entre $i = 0,98$ et $i = 0,5$ à $0,25$ et même $i = 0,2$ en fonction de

l'allure de la courbe du moment résistant MA. Si le moment est constant, i est compris entre 0,98 et 0,50. Dans le cas d'une variation parabolique du moment résistant, ce qui est le cas des turbomachines hydrauliques et pneumatiques comme les pompes, les ventilateurs et les turbocompresseurs, on peut obtenir le domaine 0,98 à 0,25 et même 0,98 à 0,20 pour i ;

- f) la possibilité de coupler deux moteurs avec des caractéristiques très rigides à la même machine asservie, chacun travaillant à pleine charge, ou de fonctionner seulement avec un seul moteur ;
- g) une construction assez simple et une bonne fiabilité comparativement aux autres coupleurs.

Il faut aussi souligner certains inconvénients :

- a) les dimensions plus grandes et la construction plus compliquée que celles des joints mécaniques élastiques, d'où un coût plus élevé ;
- b) le rendement inférieur à celui des joints mécaniques élastiques ;
- c) l'exploitation plus difficile (changement du liquide, limites des températures ambiantes) et plus coûteuse que celle des joints mécaniques ;
- d) pour réaliser un débrayage complet, l'obligation d'avoir un coupleur hydrodynamique réglable (ouvert).

I.1.12 Différents types de réalisation et de montage

a) Coupleur simple sans réservoir

Le coupleur simple sans réservoir n'est pratiquement plus employé, (fig.I.15.a). La courbe caractéristique de ce type de coupleur (fig.I.16) montre qu'à vitesse donnée le couple transmis est nettement plus petit que celui d'un coupleur de même taille avec réservoir, ce qui est défavorable aux applications à vitesse variable sur moteurs thermiques [26].

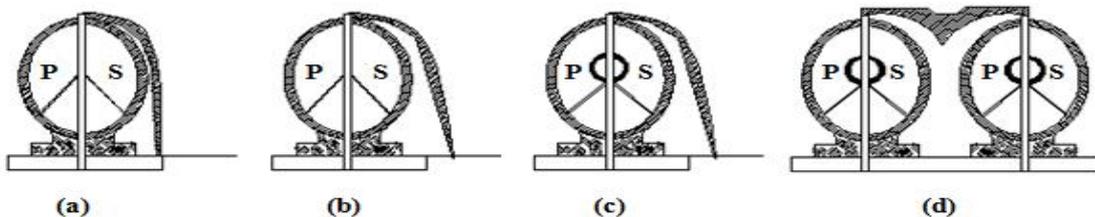


Fig. I .15. Types de coupleurs à remplissage constant

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

b) Coupleur simple avec réservoir

C'est le plus couramment employé (fig.I.15.b); il ne comporte pas de noyau central de guidage. Au démarrage une importante quantité d'huile contenue dans le réservoir se déverse automatiquement, dès 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 d'échange par rayonnement du coupleur [27].

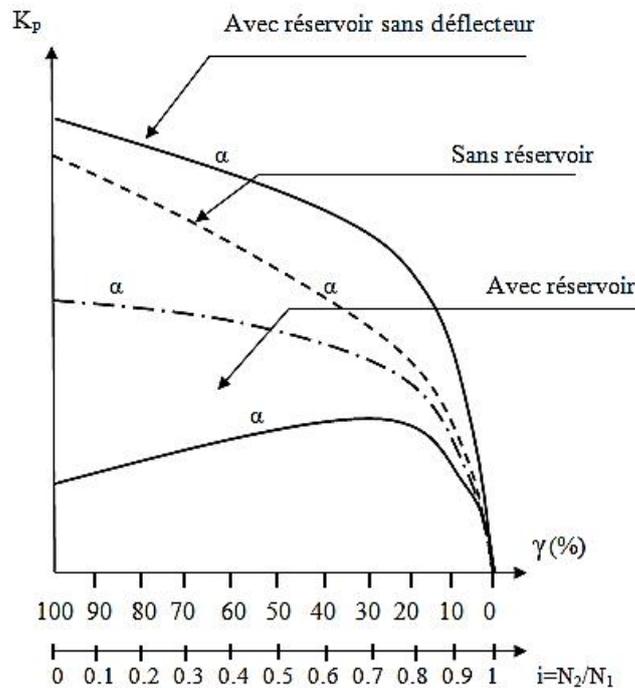


Fig. I.16. Performance $K_p = F(i) ; K_p + f(\gamma)$ pour coupleur à remplissage constant

K_p : Coefficient de puissance α : Angle de remplissage

c) Coupleur simple avec noyau central de guidage

Il n'est plus employé (fig.I.15.c) ; le noyau réduit le rendement en utilisation normale et complique la coulée des rotors en alliage d'aluminium.

d) Coupleur double

Bien qu'il soit constitué de deux coupleurs identiques montés en tandem (fig. I.15.d), le coupleur double, faute de réservoir d'expansion d'une capacité suffisante, ne peut accepter

des taux de remplissage aussi élevés que ceux du coupleur simple précédent. Il 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 coupleur simple de même puissance et chauffe un peu plus vite.

e) Coupleur à remplissage constant ou fermé

Les coupleurs hydrodynamiques à remplissage constant fonctionnent avec une quantité de fluide constante, introduite à l'arrêt. Leur construction et leur exploitation sont très simples, mais ils ne peuvent pas réaliser le débrayage. Par contre, l'embrayage se fait automatiquement à partir du moteur. Les coupleurs hydrodynamiques fermés transmettent le couple du moteur avec un glissement plus ou moins grand en fonction du couple résistant et des vitesses de rotation du moteur. L'évacuation de la chaleur produite par frottement se fait uniquement par convection à travers le couvercle, limitant ainsi la masse de l'appareil.

f) Coupleur à remplissage commandé (réglable, ouvert)

Les coupleurs hydrodynamiques à remplissage commandé permettent le débrayage et, dans un certain domaine de régime, le réglage du rapport de transmission. Ils sont beaucoup plus compliqués, ayant en plus des aubages un échangeur thermique extérieur au couvercle qui assure l'évacuation de la chaleur produite par les frottements hydrauliques et mécaniques, un système de vidange de l'espace des roues dans un carter qui permet de débrayer et des pompes d'alimentation qui assurent le remplissage nécessaire du circuit hydraulique.

Par leur simplicité, les coupleurs hydrodynamiques fermés sont utilisés pour les transmissions qui ne nécessitent pas le réglage en marche continu du rapport de transmission, ainsi que pour les ensembles qui ne nécessitent pas l'arrêt de la machine asservie sans l'arrêt du moteur, c'est-à-dire sans débrayage. Par contre, quand ces conditions sont importantes, il faut faire appel à un coupleur hydrodynamique ouvert, bien que la solution soit plus complexe et le prix plus élevé. On utilise encore des coupleurs hydrodynamiques comme éléments de sûreté, afin de limiter les charges transmises au moteur et dans les cas où des pulsations importantes du couple sont à craindre. D'après la forme méridienne du circuit hydraulique, on distingue dans un premier temps les coupleurs hydrodynamiques avec un noyau central de guidage (un anneau à l'intérieur du circuit hydraulique), et les coupleurs hydrodynamiques sans noyau. La solution avec noyau central de guidage a été la première adoptée, les coupleurs hydrodynamiques étant conçus d'après les convertisseurs. Cette solution présente une certaine ressemblance avec les roues des pompes et des turbines. Elle a de bons rendements pour un

rapport de transmission donné, mais la courbe des rendements est extrêmement aiguë pour ce point. De plus, à débit nul, le couple à l'entrée vaut cinq à sept fois la valeur nominale, constituant une charge trop lourde pour le moteur. Cette solution est encore utilisée pour des coupleurs hydrodynamiques à aubes gauches, ayant un rapport de transmission nominal différent de 1. La solution sans noyau de guidage et avec des aubes planes radiales constitue à présent la solution la plus répandue grâce à ses avantages aussi bien technologiques que d'exploitation, tant pour les coupleurs hydrodynamiques fermés que ouverts. Les essais ont démontré une réduction du couple à l'entrée dans le régime à secondaire calé, ainsi qu'un rendement satisfaisant sur une plage plus étendue du rapport de transmission grâce aux libertés laissées à la forme de l'anneau fluide [28].

I.2. Notions de base sur les convertisseurs de couple

I.2.1. Description et fonctionnement du convertisseur de couple

Le convertisseur comprend 3 éléments principaux, la pompe (1), le stator ou le réacteur (2), la turbine (3), figure I.17. Ces organes sont installés dans un carter commun, dans lequel l'huile circulant en circuit fermé assure la transmission du couple. Il est relié au vilebrequin (4) à la roue libre (5), à l'arbre d'entrée de boîte (6), au support de stator (7) et à la pompe à engrenages (8) [29].

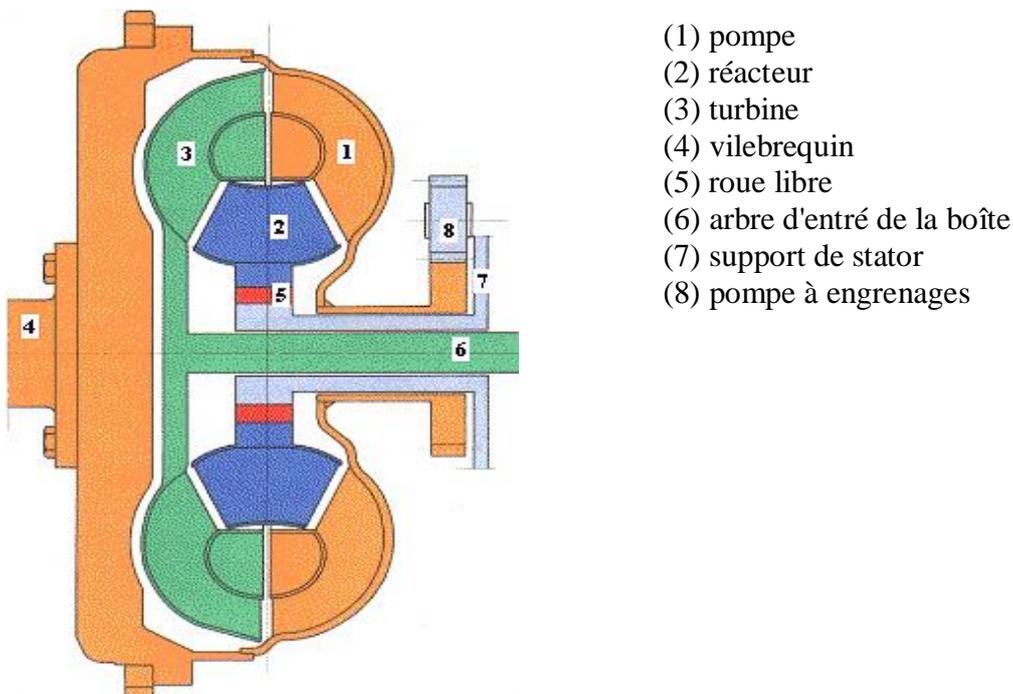


Fig. I.17. Convertisseur de couple

a) Partie pompe

La pompe est entraînée en permanence par le vilebrequin, elle forme en quelque sorte le couvercle de fermeture de l'ensemble hydraulique. L'aubage de la partie pompe transforme l'énergie du moteur en énergie hydrocinétique. Le fluide sort de l'aubage pompe, entre dans la turbine et retourne à l'aubage pompe, après avoir traversé le stator. La partie pompe assure également l'entraînement mécanique d'une pompe à huile à engrenages, située dans la boîte de vitesses.

b) Partie turbine

La partie turbine est accouplée directement à l'arbre primaire, elle reçoit le mouvement moteur communiqué par la pompe et transmet celui-ci à la boîte de vitesses. Elle est reliée au carter par une roue libre qui permet une démultiplication variable entre la pompe et la turbine aux basses vitesses. La courbure des aubes est prévue pour modifier l'angle d'écoulement du fluide à la sortie de la turbine pour qu'il soit dirigé vers la pompe.

c) Partie stator ou réacteur

Le changement de la direction du fluide dans le stator entraîne une réaction sur les aubages. La force produit un couple qui est absorbé par la fixation du stator sur le carter.

Tout comme un levier s'appuie sur son point fixe pour transformer les forces s'exerçant sur ses extrémités, le fluide utilise le stator comme point fixe pour multiplier le couple moteur. Dans ces conditions, on obtient une multiplication du couple moteur variant de 2,3 :1 quand la turbine est immobile (véhicule à l'arrêt) et à 1 :1 lorsque la turbine atteint environ 90 % de la vitesse de l'aubage d'entrée. Lorsque cette valeur est atteinte, l'angle du fluide à la sortie de la turbine est tel que le stator est entraîné dans le même sens que la turbine et la pompe. Le convertisseur devient alors un simple coupleur, il n'y a plus de multiplication du couple (rapport de transmission égal à 1), figure I.18 [30].

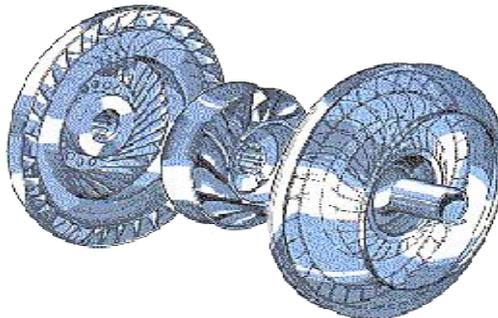


Fig. I.18. Coupleur simple

En résumé, le convertisseur assure :

- une multiplication complémentaire du couple du moteur sur les 1er et 2ème rapports de transmission de la boîte de vitesses,
- une souplesse de fonctionnement à très basse vitesse quand la botte est sur la 3ème,
- de bonnes accélérations, depuis les très basses vitesses, sans faire appel à un autre rapport de transmission de la boîte de vitesses,
- au ralenti du moteur, une fonction "débrayage" avec un léger entraînement résiduel favorisant les manœuvres de garage.

I.2.2. Régimes de fonctionnement

Un convertisseur de couple peut fonctionner dans l'un des trois situations suivantes :

a) Démarrage depuis le point mort

Le moteur essaye de mettre l'arbre en mouvement, mais la turbine est bloquée. Cela arrive par exemple lorsque le conducteur d'un véhicule passe une vitesse mais empêche le véhicule de démarrer en appuyant sur le frein. Au point mort, le convertisseur de couple peut développer un couple important, si on lui communique une puissance d'entrée suffisante (la démultiplication qu'on peut ainsi atteindre est appelée rapport de vitesses au démarrage). La phase de patinage dure quelques instants car au démarrage d'un véhicule, il y a encore une grande différence de vitesse de rotation entre l'arbre moteur et de la turbine [31].

b) Accélération

La différence de vitesses de rotation entre l'arbre moteur et la turbine s'atténue, mais elle reste élevée. Dans ces conditions, le convertisseur produira une démultiplication inférieure à celle du « mode patinage ». Le rapport de démultiplication dépend de l'écart de vitesses, mais aussi de la conception du convertisseur.

c) Couplage

La turbine a atteint environ 90 % de la vitesse de rotation de l'arbre moteur; le gain de couple plafonne et le convertisseur ne se comporte plus que comme un coupleur hydrodynamique. Dans les moteurs modernes, c'est souvent à ce stade que le cliquet anti-retour entre en action, ce qui améliore le rendement. C'est le corps de turbine qui permet au convertisseur de couple de démultiplier les vitesses. Avec un coupleur hydraulique classique, le patinage se traduit par un retour du fluide depuis la turbine vers le moteur, qui tend à modérer la vitesse de rotation de l'arbre primaire, réduit l'efficacité du moteur et développe un

échauffement considérable. Avec un convertisseur de couple, le retour de fluide est par contre réinjecté grâce au corps de turbine, de sorte qu'il favorise le mouvement de rotation du primaire au lieu de le freiner ; on récupère ainsi une grande partie de l'énergie du fluide chassé.

Le débit de la turbine s'en trouve accru, ce qui augmente le couple de sortie. Le fluide ayant tendance à tourner dans la direction inverse à celle de l'arbre moteur, le corps de turbine aura tendance lui-même à tourner en sens inverse par réaction au mouvement du fluide résistant. On bloque ce mouvement parasite par la roue libre.

Contrairement aux aubes radiales d'un coupleur hydraulique classique, qui sont plans, les aubes du rotor et du corps de turbine d'un convertisseur de couple ont une forme incurvée : les aubes du stator agissent en effet qui détournent le fluide et l'amènent à concourir à la rotation de l'arbre primaire. Le parallélisme des aubes du rotor permet de ramener le fluide contre le corps de turbine, qui change le sens de l'accélération du fluide et la fait agir dans le sens moteur.

La géométrie des aubes doit être suffisamment soignée, car même des irrégularités mineures peuvent altérer considérablement la performance du convertisseur.

Au cours des phases de patinage et d'accélération, où l'amplification de couple se produit, le corps de turbine est immobile par rapport au châssis du moteur grâce à la roue libre ; mais à l'approche de la phase de couplage, le retour de fluide diminue peu à peu, donc la pression contre le corps de turbine diminue : le couplage entre le fluide et l'arbre est pratiquement atteint et l'essentiel du fluide est entraîné dans le même sens de rotation que l'arbre, avec une tendance à entraîner le corps de turbine dans le même sens de rotation que l'arbre. Le débrayage de la roue libre permet de libérer le corps de turbine, et tout le bloc convertisseur va tourner (à peu près) en bloc grâce aux galets à rouleaux.

Une partie de l'énergie cinétique du fluide est perdue par le frottement et la dissipation turbulente, ce qui se traduit par un échauffement du convertisseur (traité dans la plupart des applications industrielles par circulation d'un caloporteur). Cet effet est particulièrement important dans les conditions de patinage. Dans les convertisseurs modernes, la géométrie des aubes ralentit le fluide, lorsque l'arbre tourne au ralenti, ce qui permet de faire tourner le moteur au point mort sans risque de surchauffe.

I.2.3. Efficacité et démultiplication de couple

Un convertisseur de couple ne peut atteindre 100 % de rendement. Dans sa conception classique à trois pièces, la courbe de rendement a la forme suivante : un rendement nul au point mort, une croissance continue pendant la phase d'accélération et un rendement qui retombe en régime normal (phase de couplage entre le rotor et le stator de la turbine). La baisse de rendement en régime normal vient de la turbulence engendrée par l'immobilité du corps de turbine qui est aujourd'hui généralement relaxé en mettant ce carter en roue libre grâce à un encliquetage.

Même avec cet encliquetage, un convertisseur de couple ne peut maintenir le même rendement en régime normal qu'un coupleur hydrodynamique de mêmes dimensions. Une partie de la dissipation s'explique par la présence du corps de turbine (bien qu'il accompagne la rotation en bloc du fluide et de l'arbre de la turbine), car la turbulence de l'écoulement. L'essentiel des pertes est dû à la forme incurvée des aubes, qui n'absorbent pas l'énergie cinétique du fluide tournant en bloc, aussi bien que des pales radiales planes.

Puisque la géométrie des aubes est d'une importance cruciale pour la démultiplication du couple, il a bien fallu rechercher un compromis avec le rendement en régime normal. Dans le domaine de l'automobile, où la demande du marché et la pression des autorités a privilégié des moteurs à faible consommation, la généralisation du débrayage a fait passer au second plan la question du rendement du convertisseur [32].

Le rapport maximal de démultiplication d'un convertisseur de couple dépend beaucoup de la taille et de la géométrie des aubes de la turbine et du carter, et il n'est développé qu'en phase de démarrage, au point mort : il va en général de 1,8 à 2,5 dans les automobiles (bien que les convertisseurs multi-étages tels le Dynaflex de Buick et le Turboglide de Chevrolet puissent atteindre des rapports de transmission plus élevés).

Quant aux transmissions de puissance à usage industriel, ferroviaire ou maritime, on y trouve fréquemment une démultiplication du couple d'entrée par 5. Généralement, on cherche un compromis entre le rapport de démultiplication maximum et le rendement moyen. Les convertisseurs à forte puissance au démarrage sont en effet peu efficaces au voisinage de la vitesse nominale de fonctionnement [33].

Les caractéristiques d'un convertisseur de couple doivent être choisies avec soin en fonction de celles du moteur et du domaine d'application, puisque le choix d'une géométrie pour les aubes affecte le taux d'amplification au démarrage et le rendement en régime de croisière.

Ainsi, par exemple, les boîtes de vitesse automatiques des dragsters utilisent des convertisseurs donnant un gain maximum au démarrage, pour donner à l'engin une réactivité et une « nervosité » maximum, alors que les berlines vont privilégier une minimisation de l'échauffement et une stabilité de régime optimale. Une particularité qu'on trouvait autrefois dans certaines boîtes de vitesses automatiques de General Motors était le stator réglable, où l'angle d'attaque des aubes pouvait être ajusté en fonction de la vitesse d'entrée et du poids total en charge. Cela jouait sur le rapport de démultiplication. Avec l'angle d'attaque normal, le carter conférait une démultiplication de couple modeste mais un bon rendement en régime nominal. En cas d'admission un peu brutale, une valve modifiait l'angle d'attaque pour augmenter le taux de démultiplication (au prix d'une baisse de rendement).

On trouve dans certains convertisseurs de couple un jeu de plusieurs turbines pour développer une gamme de rapport de démultiplication de couple-moteur. Ce type de convertisseurs est surtout utilisé dans les applications industrielles, bien que des transferts de technologie vers l'automobile aient été tentés avec le Dynaflow de Buick et le Turboglide de Chevrolet.

Le réducteur Dynaflow combinait la réduction mécanique de son réducteur planétaire avec le convertisseur hydrodynamique à bas régime, puis court-circuitait la première turbine et se mettait en prise sur une seconde turbine aux moyens et hauts régimes. La contrepartie de ce dispositif était un faible rendement. Cette boîte de vitesses se trouva finalement remplacée par une boîte à trois régimes avec un convertisseur hydrodynamique [34].

I.2.4 Stratégie de commande du système de pontage

La conception, les caractéristiques, la construction même des trois composants du système à convertisseur, à savoir le système de pontage, l'amortisseur et la circulation hydrodynamique du fluide dans le convertisseur, dépendent de la stratégie retenue pour la commande du système de pontage. Cette dernière détermine les spécifications concernant les différents modes de fonctionnement, et par conséquent la conception des différents composants, Figure I.19.

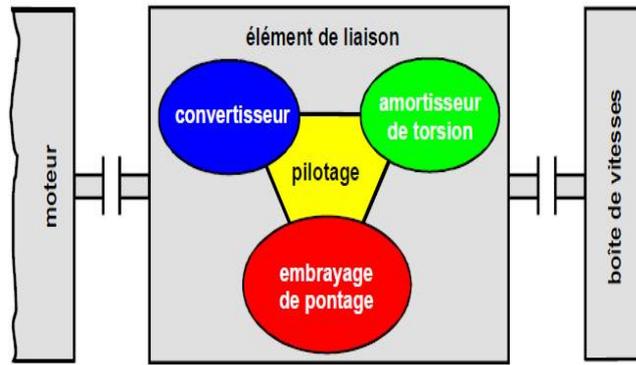


Fig. I.19. Schéma d'ensemble du système convertisseur-embayage de pontage-amortisseur, avec stratégie de pontage

Une stratégie de pontage adéquate dépend du véhicule. Elle se détermine aussi bien par rapport à la fonctionnalité recherchée dans le véhicule qu'en fonction des objectifs fixés en matière de consommation, de performances, d'agrément de conduite et de confort.

C'est le système tel qu'il se présente dans son ensemble qui définit la stratégie de commande, laquelle à son tour détermine les spécifications concernant la construction et la réalisation des composants mécaniques. Pour le choix de la meilleure stratégie de commande, l'ouverture des rapports de la boîte de vitesses constitue le paramètre le plus approprié. Le tableau I.2 résume les tendances générales observées et les objectifs à poursuivre pour le développement du système convertisseur.

Tendances observées	Objectifs
<ul style="list-style-type: none"> fonctionnalité plus étendue de la boîte automatique part d'intervention du convertisseur en diminution sur l'ensemble des phases de conduite part d'intervention du système de pontage en augmentation sur l'ensemble des phases de conduite 	<ul style="list-style-type: none"> diminution de la consommation amélioration des performances du véhicule réduction du poids et du volume d'encombrement. diminution des coûts de fabrication. bon agrément de conduite. grand confort

Tableau.I.2. Tendances générales observées et objectifs de développement de l'ensemble convertisseur – boîte de vitesses

I.2.5. Fluide des transmissions hydrodynamiques

Les fluides utilisés dans les transmissions hydrodynamiques doivent avoir certaines propriétés, parmi lesquelles on peut souligner :

- une masse volumique élevée, car toutes choses égales par ailleurs, la puissance transmise y est proportionnelle ;
- une viscosité réduite et un indice de viscosité élevé (c'est -à- dire une moindre variation avec la température, afin de minimiser les pertes par frottement fluide);
- une onctuosité suffisante pour servir à la fois comme fluide énergétique et comme lubrifiant pour les paliers lisses ou à roulement ;
- une capacité thermique massique élevée, des chaleurs latentes de vaporisation et de solidification élevées et de bonnes propriétés de transfert thermique pour maintenir le plus possible l'état d'agrégation et limiter l'élévation de température ;
- une faible tension de vapeur aux températures d'exploitation pour éviter l'apparition du phénomène de cavitation ;
- une température de solidification basse et des températures de vaporisation et de flamme élevées ;
- une faible tendance au moussage pour éviter la chute des caractéristiques mécaniques du coupleur hydrodynamique ;
- une stabilité chimique et une passivité envers l'air et les matériaux, plus spécialement envers les métaux légers ;
- une faible toxicité ;
- un prix bas et un réseau de vente étendu.

Pratiquement, aucun fluide ne répond à toutes ces conditions. Autrefois, on utilisait des huiles minérales de graissage ou d'autres mélanges d'hydrocarbures, des fluides de synthèse, de l'eau etc. Maintenant, la norme NF E 48-602 recommande pour les transmissions hydrodynamiques une huile ISO-L-HN , donc une huile pour les systèmes hydrauliques [35-39].

La plupart des constructeurs placent à la périphérie du coupleur hydrodynamique un orifice bouché par une pastille fusible à environ 120 °C. Ainsi, si le glissement augmente à cause d'une surcharge, la température du fluide monte, la pastille fléchit, le fluide s'échappe et le débrayage se produit automatiquement, protégeant le moteur.

Ils existent d'autres solutions encore plus élaborées comme un relais thermomécanique, qui commande l'arrêt du moteur si la température prescrite est dépassée. Il faut rappeler que

la classe de viscosité cinématique est désignée par un nombre entier, proche de la viscosité cinématique à la température de 40 °C. Il y a vingt classes de viscosité dans la gamme de 2 à 3200 . La norme E 48-603 présente, pour les huiles hydrauliques, les spécifications et la liste des méthodes de référence, par exemple : viscosité cinématique à 40 °C et à 100 °C, indice de viscosité, indice de neutralisation, moussage ,désaération, pouvoir anticorrosif, propriété anti-usure, toxicité, compatibilité avec les élastomères, stabilité à l'oxydation, température d'auto-inflammation, etc.. La norme NF E 48-602 prévoit aussi pour les transmissions automatiques l'huile ISO-L-HA.

Certains spécialistes recommandent une huile ayant la viscosité indiquée dans le tableau I.3, une température de flamme de 200 °C minimum et une température de solidification de 30 °C.

Viscosité cinématique (degré d'Engler)	10 à 11	3 à 3.2	1.4 à 1.5
Viscosité cinématique (mm².s⁻¹)	76 - 83	21 à 23	5.1 à 6.3
Température (C)	20	50	100

Tableau.I.3. Recommandations pour la viscosité de l'huile

D'après le même auteur, les températures d'exploitation peuvent se situer entre 80 et 95 °C ou plus selon la qualité de l'huile [34]. .En l'absence d'autres informations, le liquide doit être changé après 1 000 h. Il faut en tout cas se reporter aux indications du fournisseur d'huile.Aux États-Unis, on recommande des huiles pour transmissions automatiques (ATF) type A et type F qui ont une masse volumique de 887 kg · m⁻³ et une viscosité d'environ 44 mm² · s⁻¹ (0,44 St) à 3 °C et environ 8 mm² · s⁻¹ (0,08 St) à 98 °C, un indice de viscosité de 163 et une température de flamme de 160 °C.

En conclusion, le choix du liquide doit être fait en accord avec le fournisseur du coupleur hydrodynamique qui connaît bien les conditions qu'il doit remplir.

I.2.6. Matériaux et technologies d'exécution

La solution des coupleurs hydrodynamiques à aubes radiales a permis la fabrication des principales pièces au moyen de divers matériaux et technologies, comme le moulage ou l'emboutissage des pièces et l'assemblage par soudure ou brasure.

Les coupleurs hydrodynamiques à remplissage constant (fermés) utilisés pour les petites et moyennes puissances, montés directement sur les arbres ou sur les flasques, doivent avoir une masse minimale et évacuer le maximum de chaleur. Les constructeurs ont choisi la solution du moulage pour la majorité des pièces : le couvercle, l'impulseur et la turbine ; les matériaux utilisés sont les alliages d'aluminium [40-42].

Une autre solution consiste à réaliser les aubes par découpage et à les assembler par soudure à la coquille emboutie ou soudée. Cette solution est plutôt utilisée pour les convertisseurs des automobiles.

Dans certains cas, on utilise des alliages d'aluminium, de composition chimique Si (4,5 à 5,5 %), Fe (0,8 %), Mn (0,5 %), Mg (0,4 à 0,6 %), Cr (0,25 %), Zn (0,35 %), Ti (0,25 %), le reste étant l'aluminium. Les caractéristiques mécaniques après traitement thermique sont :

- ✓ contrainte de rupture 225 MPa ;
- ✓ contrainte limite d'écoulement 140 MPa ;
- ✓ allongement maximum 2 % ;
- ✓ dureté Brinell HB 80.

Dans d'autres compositions, le cuivre atteint 0,3 % et le zinc 0,35 à 0,5 %. Les alliages d'aluminium sont utilisables jusqu'à une vitesse périphérique de 60 à 65 m · s⁻¹.

Seules quelques pièces sont réalisées en acier, comme l'arbre ou le moyeu, et quelques anneaux dans la zone des paliers à roulements. Pour des vitesses plus grandes, on fait appel aux aciers alliés pour toutes les pièces.

I.2.7. Domaines d'utilisation

Si l'utilisation des coupleurs hydrodynamiques était initialement majoritaire dans le transport, on l'a vue récemment se limiter à l'industrie. Les applications courantes sont rappelées ici [43].

- **Chaîne cinématique des véhicules**

Les convertisseurs introduits dans les boîtes automatiques occupent à présent la majeure partie du marché. Le coupleur à remplissage constant (fermé), très simple, réalisait auparavant l'embrayage et le démarrage dans de bonnes conditions, spécialement si on utilisait la solution à chambres de retardement et extérieure. Les deux défauts liés à l'utilisation du coupleur hydrodynamique furent le couple de traînée et les possibilités réduites pour l'introduire dans les boîtes de vitesse automatiques.

Le couple de traînée est le couple transmis par le coupleur hydrodynamique quand le moteur est au ralenti. Si ce couple est supérieur au couple résistant, le véhicule ne s'arrête pas et on ne peut pas changer de vitesse. Pour débrayer, il faut utiliser un second embrayage mécanique, dit de coupure, ce qui complique la chaîne.

Le convertisseur, avec ces trois aubages, dont le réacteur peut être libéré, calé au carter ou à un train de roues épicycloïdal, offre plus d'avantages (bons rendements dans une gamme plus large de rapports de transmission). Dans ce cas, on peut éliminer l'embrayage de coupure, et le départ est encore plus commode. Non seulement le convertisseur s'avère être un concurrent pour le coupleur hydrodynamique, mais la traction électrique élimine certaines utilisations de ce dernier.

Toutefois, il existe toujours des transmissions de véhicules à moteur thermique avec des coupleurs hydrodynamiques lorsque le ou les régimes de fonctionnement sont peu variables.

- **Entraînement de pompes**

Le coupleur hydrodynamique ouvert, permet un réglage du débit des turbomachines par variation de la vitesse de rotation, méthode considérée comme la plus économique. On l'utilise dans l'entraînement des grosses pompes des centrales thermoélectriques, des pompes des raffineries, et dans d'autres cas où il y a d'importantes puissances. Récemment, grâce au développement des convertisseurs électriques de fréquence de moyenne et grande puissance, l'utilisation des coupleurs a été fortement concurrencée mais n'a pas disparu.

- **Amortisseur**

Le coupleur hydrodynamique est un excellent amortisseur, donc il constitue une bonne solution de couplage entre un moteur et les machines destinées à la fragmentation mécanique de solides (concasseurs, granulateurs, broyeurs, moulins) où les chocs sont extrêmement violents.

- **Entrée de convoyeurs**

Le démarrage avec une accélération très convenable de la machine asservie et l'absence de choc ont permis d'utiliser le coupleur hydrodynamique à l'entrée des convoyeurs à longue bande dans l'industrie minière et dans le transport des matériaux de construction. On l'utilise aussi entre le moteur et les grosses bobines de papier ou d'autres matériaux se déchirant.

- **Frein rotatif, ralentisseur**

L'utilisation d'un coupleur hydrodynamique comme frein rotatif sur les bancs d'essais ou comme retardateur (ou ralentisseur) dans certains gros véhicules permettant un freinage sans choc et sans frottement mécanique.

- **Couplage de moteurs**

On peut coupler deux moteurs en parallèle avec la même machine asservie, les petites différences entre les caractéristiques des moteurs étant estompées par le coupleur hydrodynamique. Ce système nécessite un coupleur hydrodynamique réglable (ouvert). Cette solution a été utilisée dans la construction navale. Les applications dans les moyens de transport et comme réducteur disparaissent ou diminuent. Par contre, dans les machines stationnaires aux régimes de démarrage difficiles ou aux moments résistants variables, le coupleur hydrodynamique reste sans appel la meilleure solution.

Chapitre II

*Equations fondamentales
des coupleurs
hydrodynamiques*

II

Équations fondamentales des coupleurs hydrodynamiques

Toute installation industrielle (machine motrice, transmission hydrodynamique ou autre) est soumise à un cycle de fonctionnement qui comporte les phases opératoires suivantes, figure II.1 :

A : phase de démarrage,

B : phase de régime normale,

C : phase de freinage.

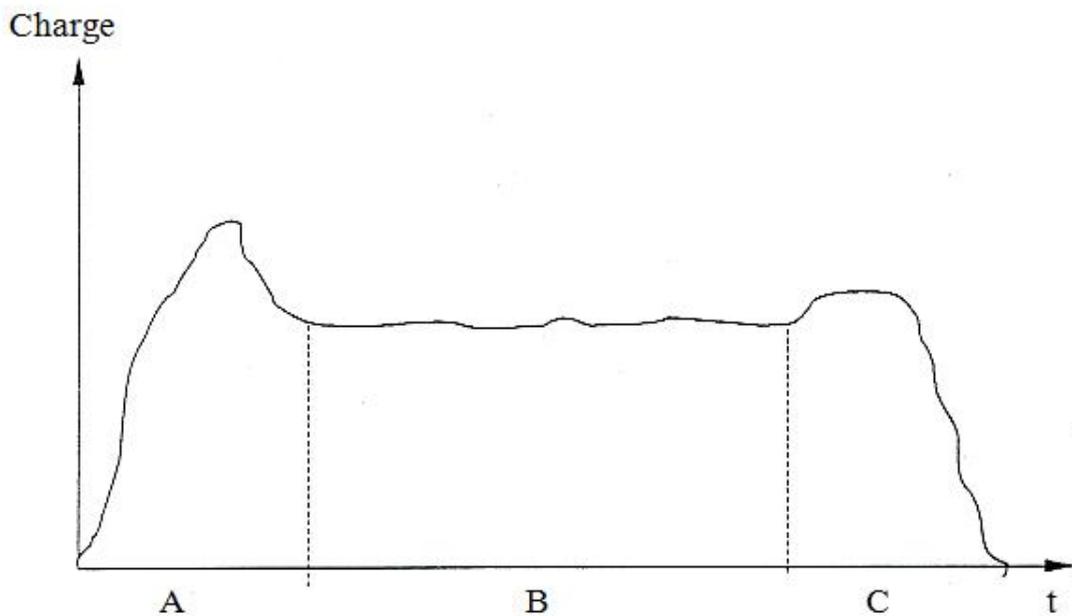


Fig. II.1. Cycle de fonctionnement d'une machine motrice

II. Équation de mouvement d'un coupleur hydrodynamique

II.1. 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 [44] :

$$M = \frac{d(J\omega)}{dt} \quad (\text{II.1})$$

J : moment d'inertie,

ω : vitesse angulaire.

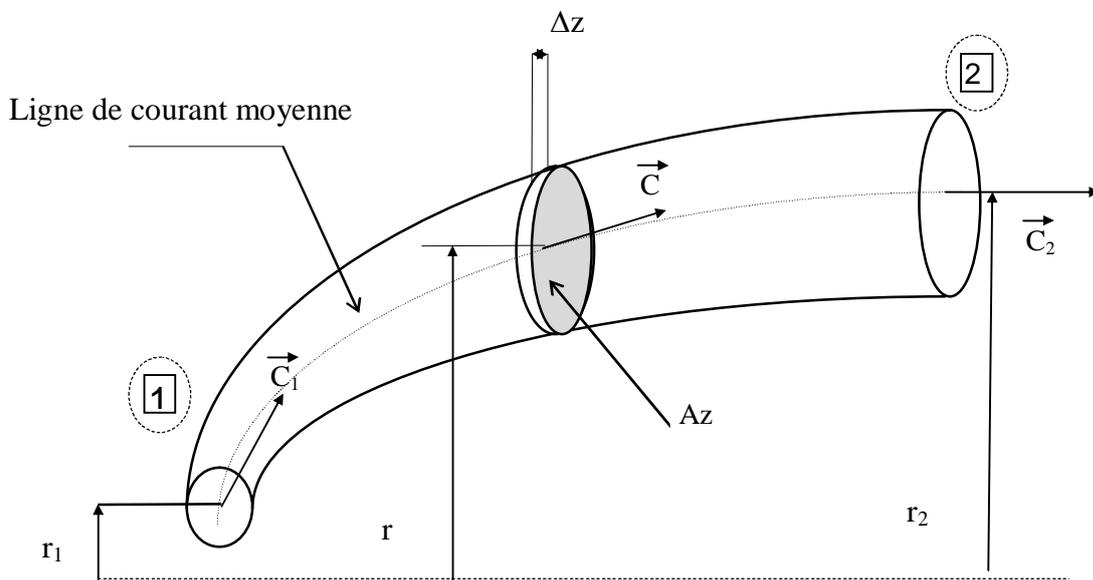


Fig.II.2. Tube de courant

r_1 : rayon à l'entrée du tube,

r_2 : rayon à la sortie du tube,

C_1 : vitesse à l'entrée du tube,

C_2 : vitesse à la sortie du tube,

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

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

C et r : vitesse et rayon correspondants à Az .

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

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

$$\Delta M = \Delta m \frac{\partial(C_u \cdot r)}{\partial t} + \rho \cdot Q \cdot \frac{\partial(C_u \cdot r)}{\partial z} \Delta z \quad (\text{II.2})$$

Q : débit volumique

C_u : composante circonférentielle de C

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

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

Remplaçons Δm par dm , on obtient :

$$M = \int_1^2 \left[\frac{\partial(C_u \cdot r)}{\partial t} dm + \rho \cdot Q \cdot (C_{u2} \cdot r_2 - C_{u1} \cdot r_1) \right] \quad (\text{II.3})$$

II.2. Hypothèses

Pour établir les équations fondamentales du mouvement instationnaire du fluide dans le coupleur hydrodynamique, on a considéré les hypothèses suivant [45-47]:

- 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 assez complexe.
- L'écoulement s'effectue le long de l'aube,
- L'espace entre la pompe et la turbine soit négligeable.

II.3. Système d'équations de mouvement instationnaire du coupleur hydrodynamique

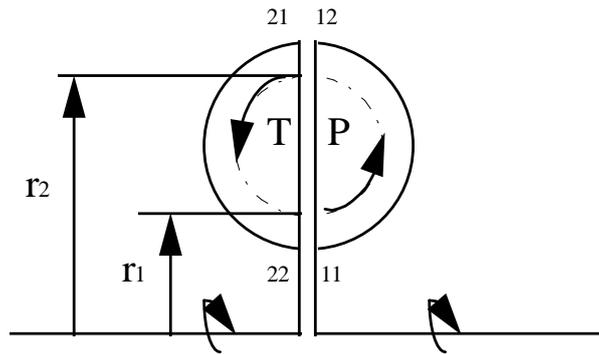


Fig. II .3.Plan méridien

L'énergie cinétique de la masse totale du fluide est égale à:

$$E_c = \oint \rho \frac{C^2}{2} .A.dL \tag{II.4}$$

\oint : Intégral fermé du courant de fluide

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

La variation de l'énergie cinétique en fonction du temps s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{dE_c}{dt} &= \frac{d}{dt} \oint \rho \frac{C^2}{2} .A.dL = \frac{1}{2} \rho \oint \frac{dC^2}{dt} .A.dL \\ \frac{dE_c}{dt} &= \rho \oint \frac{1}{2} \left(\frac{\partial C^2}{\partial t} + \frac{\partial C^2}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t} \right) .A.dL \end{aligned} \tag{II.5}$$

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

Puisque le second terme de l'intégral (II-5) est nul :

$$\rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial C^2}{\partial z} \frac{dz}{dt} .A.dL = \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial C^2}{\partial t} .V .A.dL = \frac{1}{2} \rho Q \oint dC^2 = 0 ,$$

Alors l'équation (II-5) devient :

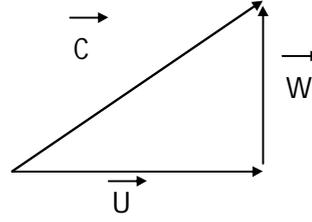
$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial C^2}{\partial t} .A.dL \tag{II.6}$$

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

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

Avec

$$U = r \cdot \omega$$



L'intégral (II.6) devient :

$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \oint \frac{1}{2} \frac{\partial(u^2 + w^2)}{\partial t} \cdot A \cdot dL = \rho \left(\oint r\omega \frac{\partial r\omega}{\partial t} \cdot A \cdot dL + w \cdot \frac{dw}{dt} \cdot A \cdot dL \right)$$

$$\frac{dE_c}{dt} = \rho \left(\oint r\omega \frac{\partial r\omega}{\partial t} \cdot A \cdot dL + Q \cdot \Phi \cdot \frac{dw_2}{dt} \right) \quad (II.7)$$

Avec :

$$Q = A \cdot w \text{ et } \Phi = \oint \left(\frac{A_2}{A} \right) dL$$

A_2 : section méridienne du courant de fluide,

W_2 : vitesse méridienne à l'entrée de la turbine.

En substituant V_u par $r\omega$ et dm par $\rho \cdot A \cdot dl$ dans l'équation (II-3), le moment fourni par la pompe sera :

$$M_1 = \int_{11}^{12} \frac{\partial(r^2 \omega)}{\partial t} \cdot \rho \cdot A \cdot dL + \rho \cdot Q \cdot (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \quad (II.8)$$

Le moment de la turbine sera :

$$M_2 = \int_{21}^{22} \frac{\partial(r^2 \omega)}{\partial t} \cdot \rho \cdot A \cdot dL + \rho \cdot Q \cdot (r_1^2 \omega_2 - r_2^2 \omega_1) \quad (II.9)$$

Les puissances hydrauliques de la pompe et de la turbine seront respectivement :

$$P_1 = \rho \omega_1 \left[\int_{11}^{12} r \frac{\partial(r\omega)}{\partial t} A \cdot dL + Q(r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \right] \quad (II.10)$$

$$P_2 = \rho\omega_2 \left[\int_{21}^{22} r \frac{\partial(r\omega)}{\partial t} A.dL - Q(r_2^2\omega_1 - r_1^2\omega_2) \right] \quad (\text{II.11})$$

Pendant la circulation du fluide dans le coupleur, il y a une perte d'énergie (E_L) due au frottement du fluide dans les aubes et aussi aux chocs lors du changement brusque de la direction de vitesse à l'entrée de la pompe et surtout à l'entrée de la turbine.

La perte d'énergie (E_L) par unité de temps s'exprime comme suit :

$$\frac{dE_L}{dt} = \frac{1}{2} \rho Q \left[(r_1^2 + r_2^2)(\omega_1 - \omega_2)^2 + Y_{st}.W_2^2 \right] \quad (\text{II.12})$$

Y_{st} : Coefficient de perte de charge

L'équation du mouvement instationnaire du fluide est obtenue en substituant les équations (II-7), (II-10), (II-11) et (II-12) dans la relation suivante :

$$\frac{dE_c}{dt} = P_1 + P_2 - \frac{dE_L}{dt}$$

On aura l'équation du mouvement instationnaire du fluide:

$$\Phi \frac{dw_2}{dt} = \frac{1}{2} \left[(r_2^2 - r_1^2)(\omega_1^2 - \omega_2^2) - Y_{st}.W_2^2 \right] \quad (\text{II.13})$$

Pour obtenir l'équation du mouvement de la pompe, il faut déterminer le moment d'inertie de la pompe et de toutes les parties mécaniques tournantes sans présence d'huile que l'on désigne par J_1' .

Le fluide agit sur la pompe avec un moment de réaction qui est exprimé par l'équation (II-8). L'équation du mouvement de la pompe sera :

$$J_1' \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - \rho A_2 w_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2), \quad (\text{II.14})$$

et pour la turbine :

$$J_2' \frac{d\omega_2}{dt} = \rho A_2 w_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) - M_T \quad (\text{II.15})$$

Avec :

J'_1 : Moment d'inertie des pièces tournantes du côté pompe sans présence d'huile.

J'_2 : Moment d'inertie des pièces tournantes du côté turbine sans présence d'huile.

M_P : moment extérieur sur la pompe

M_T : moment extérieur sur la turbine.

En négligeant le moment d'inertie du fluide agissant sur la pompe et la turbine, on a :

$$J'_1 = J_1, \text{ et } J'_2 = J_2$$

J_1 : moment d'inertie du côté pompe en présence d'huile,

J_2 : moment d'inertie du côté turbine en présence d'huile.

Finalement, les équations du mouvement de la pompe et de la turbine seront respectivement :

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - \rho A_2 c_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \quad (\text{II.16})$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = \rho A_2 c_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) - M_T \quad (\text{II.17})$$

Le système d'équations de mouvement instationnaire du coupleur hydrodynamique est :

a) Équation du mouvement de fluide

$$\Phi \frac{dc_2}{dt} = \frac{1}{2} [(r_2^2 - r_1^2)(\omega_1^2 - \omega_2^2) - Y_{st} \cdot W_2^2] \quad (\text{II.18})$$

b) Équation du mouvement de la pompe

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_p - \rho A_2 w_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) \quad (\text{II.19})$$

c) Équation du mouvement de la turbine

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = \rho A_2 w_2 (r_2^2 \omega_1 - r_1^2 \omega_2) - M_T \quad (\text{II.20})$$

Chapitre III

Équations Fondamentales des Convertisseurs Hydrodynamiques

III

Équations fondamentales des convertisseurs hydrodynamiques

III.1. Conditions et hypothèses

Dans ce chapitre, on procède à l'élaboration d'un modèle de simulation de fonctionnement d'un convertisseur hydrodynamique de couple en se basant sur les lois de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie d'un écoulement fluide instationnaire dans un tube de courant.

Pour simplifier le modèle à élaborer, on suppose que :

- l'évolution du courant est décrite en fonction des conditions d'écoulement le long du filet moyen,
- l'évolution du filet moyen est indépendante du régime de fonctionnement et de la forme du tube de courant,
- la section normale à la vitesse méridienne c_m le long du filet moyen est constante,
- l'influence du rétrécissement de l'aube est négligée,
- les pertes dues au tourbillonnement et à l'étanchéité sont négligées,
- le fluide est incompressible.

III.2. Équations locales de conservation de la quantité de mouvement instationnaire

Pour déterminer les équations du mouvement, on suit la même méthode utilisée pour la formulation de la loi de conservation de masse, à savoir l'équation de la continuité.

Soit A une surface fermée contenant un volume V de fluide, comme schématisé sur la figure III .1. Le taux du changement de la quantité de mouvement dans un tel volume V est égal à la somme de :

- le taux de changement de la quantité de mouvement à travers la surface A, compté positivement vers l'intérieur de A,
- toutes les forces agissant à l'intérieur de V, appelées forces volumiques qui correspondent au taux de changement local de la quantité de mouvement.

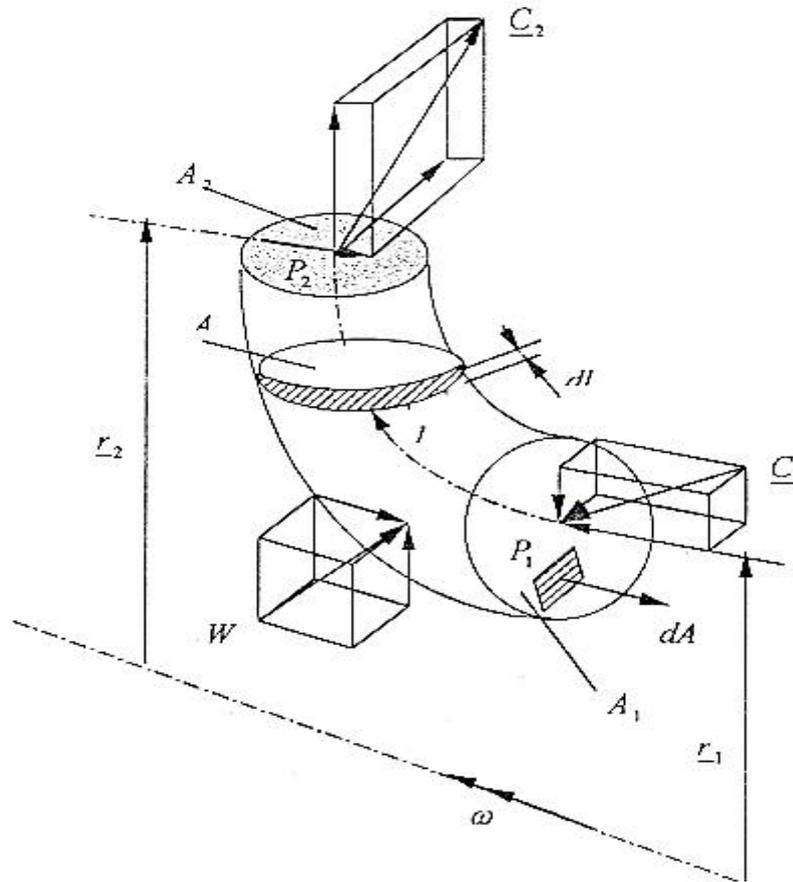


Fig. III.1. Tube de courant

Notons que tous les flux à travers la surface A sont associés à $\vec{c} \cdot \overrightarrow{dA}$, mesuré en volume par unité du temps, qui est proportionnel à l'aire locale \overrightarrow{dA} et à la vitesse du fluide \vec{c} vers l'extérieur. Par conséquent, on doit avoir pour le premier terme (a)

$$\int_A \vec{c} \cdot (\rho \cdot \vec{c}) dA \tag{III.1}$$

Où le signe négatif indique que le flux est compté vers l'intérieur de A. Notons au passage que : $c \cdot \vec{c} \cdot \overrightarrow{dA} = c \cdot \vec{c} \cdot \vec{n} \cdot dA$

En ce qui concerne le deuxième terme, qui correspond aux forces volumiques, on a :

$$\int_V \frac{\partial(\rho \cdot \vec{c})}{\partial t} \cdot dV \quad (III.2)$$

Ainsi, le taux de changement global de la quantité de mouvement $\frac{dI}{dt}$ qui exprime l'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit sous forme intégrale :

$$\frac{dI}{dt} = \int_A \vec{c} \cdot (\rho \cdot \vec{c}) dA + \int_V \frac{\partial(\rho \cdot \vec{c})}{\partial t} \cdot dV \quad (III.3)$$

Le taux de changement global de la quantité de mouvement $\frac{dI}{dt}$ est égal à la somme des forces extérieures :

$$\frac{dI}{dt} = - \int_A \rho \cdot d\vec{A} + \int_V \rho \cdot \vec{K} \cdot dV + \sum \vec{W} \quad (III.4)$$

$$\text{Force de pression : } - \int_A \rho \cdot d\vec{A}$$

$$\text{Force de volume : } \int_V \rho \cdot \vec{K} \cdot dV$$

$$\text{Forces externes : } \sum \vec{W}$$

En appliquant la loi de conservation de la masse pour un fluide incompressible ($\rho = \text{constant}$), le moment de la quantité de mouvement, appelé aussi moment d'impulsion s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{L}}{dt} &= \rho \int_V \left(\vec{r} \cdot \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} \right) dV + \int_A \rho \cdot (\vec{r} \cdot \vec{c}) \cdot d\vec{V} \\ &= - \int_V \rho (\vec{r} \cdot d\vec{A}) + \rho \int_A (\vec{r} \cdot \vec{K}) \cdot dV + \sum (\vec{r} \cdot \vec{W})^* \end{aligned} \quad (III.5)$$

Avec

$$\vec{c} \cdot d\vec{A} = c_m \cdot d\vec{A} = d\dot{V} \quad (III.6)$$

Pour les coupes méridiennes à travers le convertisseur, la normale à la section de passage A passe par l'axe de rotation du convertisseur ou bien parallèle à ce dernier, de sorte que les résultantes des forces de pression ont un bras de levier nul. Les forces de volume

exprimées sous formes de force de pesanteur seront négligées. Le moment du fluide M_h par rapport à l'axe de rotation du convertisseur s'exprime comme suit :

$$\rho \int_V r \cdot \frac{\partial c_u}{\partial t} dV + \rho \cdot \dot{V} \cdot (r \cdot c_u) \Big|_1 = r \cdot W_u = M_h \tag{III.7}$$

c_u : Vitesse périphérique du fluide

W_u : Forces extérieures

M_h : Moment du fluide ou hydraulique

A partir des triangles des vitesses, figure III.2, on a :

$$c_u = u - c_m \cdot \cot g \beta = r \cdot \omega - \frac{\dot{V}}{A} \cdot \cot g \beta \tag{III.8}$$

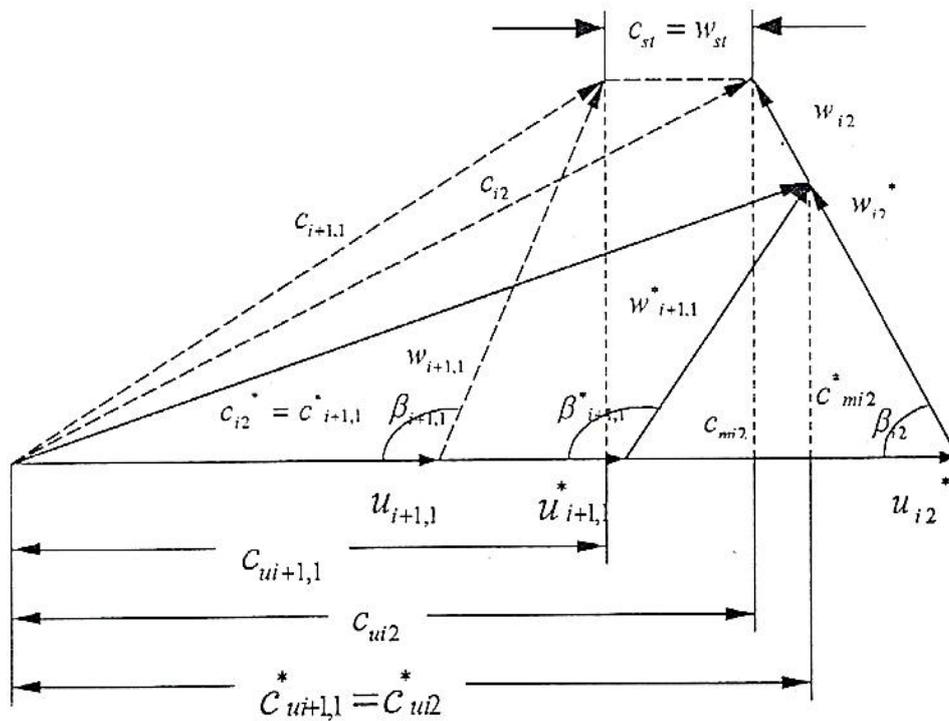


Fig. III.2. Triangles des vitesses

En substituant (III.8) dans l'équation (III.7), on obtient :

$$M_h = \rho \int r \cdot \frac{\partial \left(r \cdot \omega - \frac{\dot{V}}{A} \cot \beta \right)}{\partial t} dV + \rho \cdot \dot{V} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

$$= \rho \int r^2 \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} \cdot dV - \frac{\rho}{A} \int r \cdot \cot g \beta \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \cdot dV + \rho \cdot \dot{V} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \quad (III.9)$$

De la figure III.1, on a : $dV = A \cdot dl$ (III.10)

De la figure III.3, on a : $dl = \sin \beta \cdot ds$ (III.11)

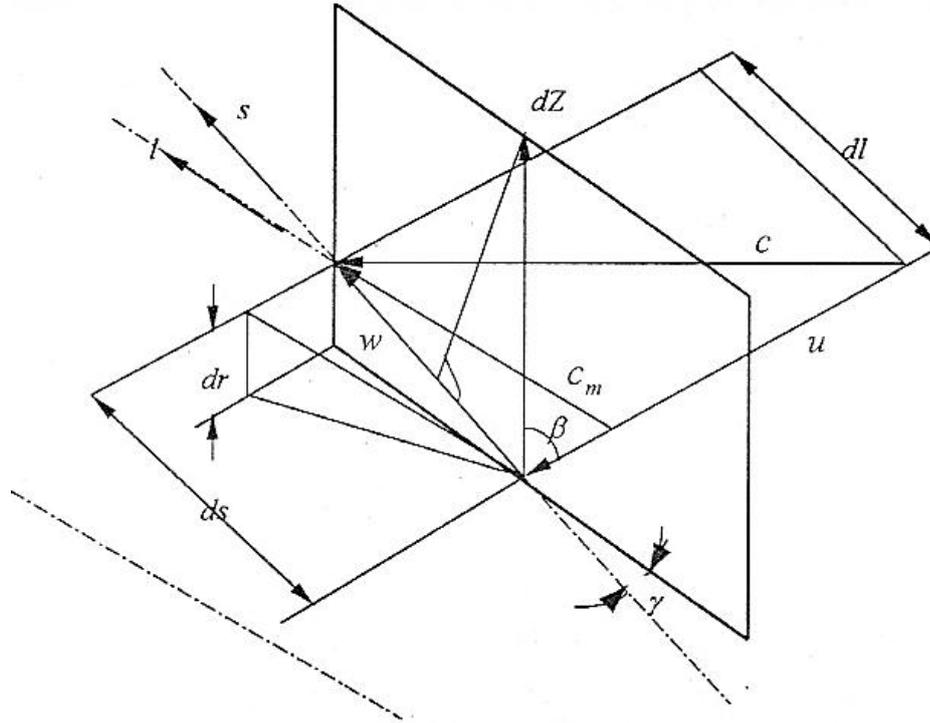


Fig.III.3. Vitesses du fluide dans le tube de courant

Le moment d'inertie d'une masse élémentaire dm est défini en général par l'intégrale :

$$J = \int r^2 \cdot dm = \rho \cdot \int r^2 \cdot dV \quad (III.12)$$

Le moment exercé par le fluide s'écrit alors :

$$M_h = J_h \frac{\partial \omega}{\partial t} - \rho \int_1^2 r \cdot \cos \beta \cdot ds + \rho \cdot \dot{V} (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \quad (III.13)$$

J_h : Moment d'inertie du fluide

En appliquant l'équation (III.13) pour les différentes roues (pompe, turbine et réacteur) du convertisseur, on obtient :

$$M_{Ph} = J_{P\ddot{\theta}L} \frac{\partial \omega_P}{\partial t} - \rho \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{P2} \cdot c_{uP2} - r_{P1} \cdot c_{uP1}) \quad (III.14)$$

$$M_{Th} = J_{T\ddot{\theta}L} \frac{\partial \omega_T}{\partial t} - \rho \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{T2} \cdot c_{uT2} - r_{T1} \cdot c_{uT1}) \quad (III.15)$$

$$M_{Rh} = J_{R\ddot{\theta}L} \frac{\partial \omega_R}{\partial t} - \rho \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{R2} \cdot c_{uR2} - r_{R1} \cdot c_{uR1}) \quad (III.16)$$

Dans le cas du réacteur immobile, le premier terme de l'équation (III.16) devient nul ($J_h \partial \omega_R / \partial t = 0$).

Les masses rotatives accouplées du coté primaire et secondaire seront selon leur signe d'après la figure III.4, ajoutées dans les équations (III.14) et (III.15).

D'après le principe de D'Alembert, on a :

$$J_P \cdot \omega_P = M_P - M_{Ph} \quad (III.17)$$

$$J_T \cdot \omega_T = M_T - M_{Th} \quad (III.18)$$

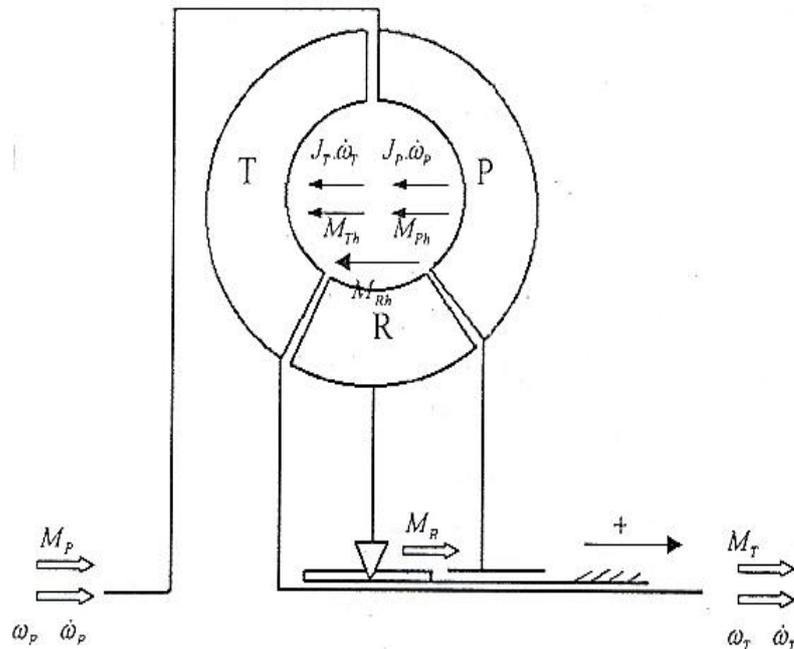


Fig. III.4. Plan méridien d'un convertisseur hydrodynamique

En appliquant ces deux relations dans les équations (III.14), (III.15) et (III.16), on obtient :

$$M_P = (J_{P\ddot{\theta}L} + J_P) \frac{\partial \omega_P}{\partial t} - \rho \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{P2} \cdot c_{uP2} - r_{P1} \cdot c_{uP1}) \quad (III.19)$$

$$M_T = (J_{T\ddot{\theta}L} + J_T) \frac{\partial \omega_T}{\partial t} - \rho \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{T2} \cdot c_{uT2} - r_{T1} \cdot c_{uT1}) \quad (III.20)$$

$$M_{Rh} = -\rho \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot \dot{V} (r_{R2} \cdot c_{uR2} - r_{R1} \cdot c_{uR1}) \quad (III.21)$$

D'après la fig. III.5 : $r \cdot c_u = \text{constante}$

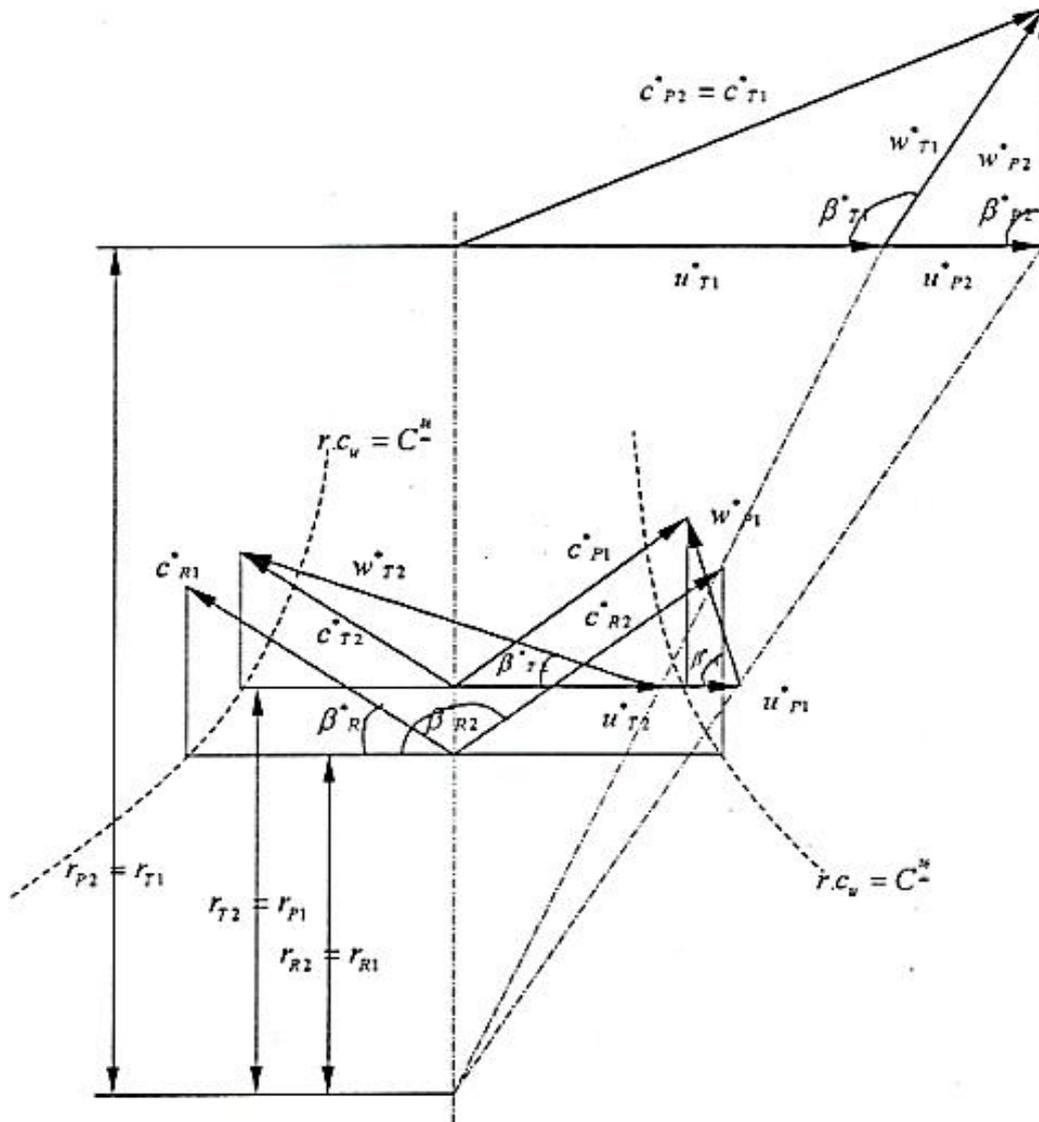


Fig. III.5. Triangle des vitesses de l'écoulement du fluide dans un convertisseur hydrodynamique

Comme le montre l'équation d'Euler pour la turbine, un changement tourbillonnaire n'a lieu que lorsqu'il y a un changement du moment et réciproquement. Ceci signifie que dans le cas de la circulation du fluide dans le convertisseur le vecteur de tourbillon $r.c_u$ à l'entrée de la roue doit être égale à au vecteur de tourbillon de sortie de la roue antérieure.

En utilisant la relation (III.8), les équations (III.14), (III.15) et (III.16) deviennent :

$$M_P = (J_{P\ddot{\theta}_L} + J_P) \frac{\partial \omega_P}{\partial t} - \rho \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} + \rho \cdot r_{P_2}^2 \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + \frac{\rho}{A} (r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2} - r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2}) \dot{V}^2 \quad (III.22)$$

$$M_T = (J_{T\ddot{\theta}_L} + J_T) \frac{\partial \omega_T}{\partial t} - \rho \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} - \rho \cdot r_{P_2}^2 \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + \rho \cdot r_{T_2}^2 \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + \frac{\rho}{A} (r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} - r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2}) \dot{V}^2 \quad (III.23)$$

$$M_R = -\rho \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} - \rho \cdot r_{T_2}^2 \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + \frac{\rho}{A} (r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} - r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2}) \dot{V}^2 \quad (III.24)$$

Dans le cas stationnaire, on a :

$$M_{P_0} + M_{T_0} + M_{R_0} = 0 \quad (III.25)$$

III.3. Equation de l'énergie d'un écoulement instationnaire

Dans la formulation de la loi de conservation de la quantité de mouvement, on n'a pas besoin de déterminer l'état de l'écoulement et les forces qui s'exercent sur chaque particule fluide interne au volume de contrôle. On ne considère que le flux de quantité de mouvement à travers les sections de contrôle et les forces extérieures. Par contre, on doit tenir compte dans la formulation de l'équation de l'énergie de l'accélération c.à.d. du taux de changement de la quantité de mouvement d'une particule fluide le long de la ligne de courant.

Dans les convertisseurs hydrodynamiques, on a à l'exception de la roue pompe des aubes très incurvées qui ne peuvent être décrites par une fonction mathématique et qui sont soumises à des vitesses angulaires non-uniformes. L'établissement de l'équation de l'énergie par rapport à un référentiel absolu est assez difficile surtout concernant la description de la trajectoire absolue d'une particule fluide.

Il est donc judicieux de considérer le référentiel relatif. Ainsi, le contour de l'aube peut être décrit d'une manière précise. Par des transformations appropriées, on peut ensuite passer au référentiel absolu.

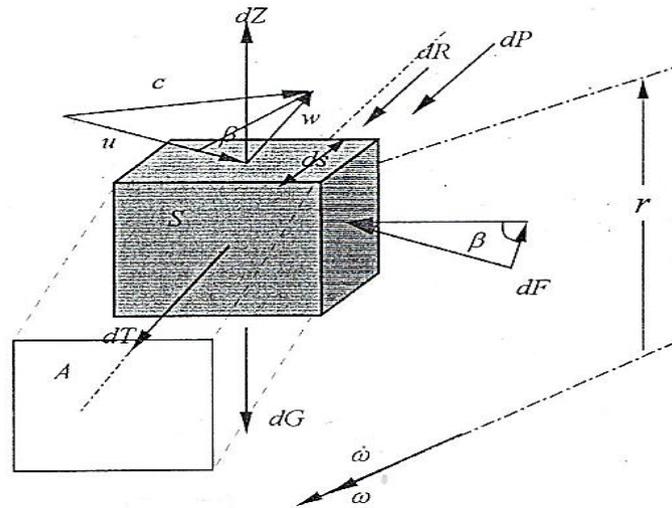


Fig. III.6. Efforts agissant sur l'élément fluide

Dans la figure.III.6 est représenté un élément fluide dans un repère relatif soumis aux différents efforts. La différentielle totale de la vitesse relative est égale à :

$$dw = \frac{\partial w}{\partial s} . ds + \frac{\partial w}{\partial t} . dt \tag{III.26}$$

Où :

$$ds = w . dt \tag{III.27}$$

La force d'inertie est égale à :

$$dT = \rho . S . ds \left(\frac{\partial w}{\partial s} . w + \frac{\partial w}{\partial t} \right) \tag{III.28}$$

En direction de S et W agissent les forces suivantes :

$$\text{Force de pression : } dP = \frac{\partial p}{\partial s} . S . ds \tag{III.29}$$

$$\text{Force de frottement : } dR = \frac{\partial R}{\partial s} . ds \tag{III.30}$$

$$\text{Force de pesanteur : } dG . \sin \gamma = p . S . ds . g . \sin \gamma \tag{III.31}$$

$$\text{Force centrifuge : } dZ . \sin \gamma = p . S . ds . r . \omega^2 . \sin \gamma \tag{III.32}$$

$$\text{Force de volume cinétique du point considéré : } dF . \cos \beta = p . S . ds . r . \frac{\partial \omega}{\partial t} . \cos \beta \tag{III.33}$$

La force de Coriolis est négligée, car elle est perpendiculaire à la direction s . Ceci est valable également pour la force due au changement de pression perpendiculaire à la direction s . Selon le principe fondamental de la dynamique, la somme des forces agissant sur un élément fluide est égale à zéro :

$$dP + dR + dG \cdot \sin \gamma - dZ \cdot \sin \gamma - dF \cdot \cos \beta + dT = 0 \quad (\text{III.34})$$

En raison de la symétrie des canaux d'aubes par rapport à l'axe de rotation, le membre de la force de pesanteur $dG \cdot \sin \gamma$ sera négligé.

L'équation (III.34) sous sa forme explicite devient :

$$\frac{\partial p}{\partial s} \cdot S \cdot ds + \frac{\partial R}{\partial s} \cdot ds - p \cdot S \cdot ds \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma - p \cdot S \cdot ds \cdot r \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot \cos \beta + \rho \cdot S \cdot ds \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial s} \cdot w + \frac{\partial w}{\partial t} \right) = 0 \quad (\text{III.35})$$

D'après la figure III.3, on peut écrire :

$$\sin \gamma = \frac{dr}{ds} \quad (\text{III.36})$$

On a aussi les relations suivantes :

$$w = w(s, t) \quad (\text{III.37})$$

Equation de continuité :

$$\dot{V} = \dot{V}(t) = w(s, t) \cdot S(s) \cdot z = c_m \cdot A \quad (\text{III.38})$$

$$S = S(s) \quad (\text{III.39})$$

En tenant compte des relations précédentes, l'équation (III.34) devient :

$$S(s) \cdot dp + dR - p \cdot S(s) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot dr - p \cdot S(s) \cdot ds \cdot r \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot \cos \beta + \rho \cdot S(s) \cdot w \cdot dw + \frac{p \cdot ds}{z} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} = 0 \quad (\text{III.40})$$

Dans cette équation, la force de frottement dR doit être exprimée par des grandeurs géométriques et des paramètres de la mécanique des fluides.

La problématique réside dans l'existence d'un écoulement turbulent dans les canaux d'aubes qui complique le calcul des forces de frottement. La détermination des forces de

frottement ou des pertes de charge devient encore plus compliquée dans le cas de fonctionnement en régime instationnaire.

Jusqu'à présent il n'existe pas de modèle analytique qui permet de déterminer les pertes de charge d'un écoulement pulsatoire dans un système rotatif. En régime stationnaire de fonctionnement d'un convertisseur hydrodynamique, on utilise des relations empiriques pour le calcul des pertes de charge (III.3), (III .6), (III.9) et (III.11).

Dans le cas d'un écoulement stationnaire et turbulent, la chute de pression due au frottement se calcule comme suit :

$$dp_r = Y_r \cdot \rho = \lambda \cdot \frac{ds}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{\bar{w}^2}{2} \quad (III.41)$$

Avec \bar{W} , c.à.d. que la vitesse sur la ligne médiane s est égale à la vitesse en tout point de la section normale à l'écoulement S et

$$D_h = \frac{4S}{U} \quad \text{et} \quad \lambda = f(R_e, \text{Rugosité}) \quad (III.42)$$

$$dR = dp_r \cdot S = \lambda \cdot \frac{U \cdot ds}{4} \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2} \quad (III.43)$$

En introduisant cette expression dans l'équation (III.40) et la division par $\rho \cdot S(s)$, on obtient :

$$\frac{dp}{\rho} + \lambda \cdot \frac{U \cdot ds}{S(s)} \cdot \frac{\omega^2}{8} - r^2 \cdot w^2 \cdot dr - r \cdot ds \cdot \cos \beta \cdot \frac{\partial w}{\partial t} + w dw + \frac{ds}{z \cdot S(s)} \cdot \frac{\partial \dot{V}(t)}{\partial t} = 0 \quad (III.44)$$

De l'équation de continuité (III.38), il s'en suit :

$$z \cdot S(s) = A \cdot \sin \beta(s) \quad (III.45)$$

Et donc

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot z \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - r \cdot w^2 \cdot dr - r \cdot ds \cdot \cos \beta \cdot \frac{\partial w}{\partial t} + w dw + \frac{ds}{A \cdot \sin \beta} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} = 0 \quad (III.46)$$

L'intégration du point d'entrée 1 de la roue appartenant à la ligne de courant médiane au point de sortie 2 de la roue donne respectivement pour la pompe, la turbine et le réacteur les expressions suivantes :

$$\frac{1}{\rho}(P_{P2} - P_{P1}) + \frac{\lambda}{8} \int_{P_1}^{P_2} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_P \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - \frac{1}{2}(U_{P2}^2 - U_{P1}^2) -$$

$$\int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial w_P}{\partial t} + \frac{1}{2}(w_{P2}^2 - w_{P1}^2) + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \int_{P_1}^{P_2} \frac{ds}{\sin \beta} = Y'_{P2} - Y'_{P1} = 0 \quad (\text{III.47})$$

$$\frac{1}{\rho}(P_{T2} - P_{T1}) + \frac{\lambda}{8} \int_{T_1}^{T_2} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_T \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - \frac{1}{2}(U_{T2}^2 - U_{T1}^2) -$$

$$\int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial w_T}{\partial t} + \frac{1}{2}(w_{T2}^2 - w_{T1}^2) + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \int_{T_1}^{T_2} \frac{ds}{\sin \beta} = Y'_{T2} - Y'_{T1} = 0 \quad (\text{III.48})$$

$$\frac{1}{\rho}(P_{R2} - P_{R1}) + \frac{\lambda}{8} \int_{R_1}^{R_2} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_R \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - \frac{1}{2}(U_{R2}^2 - U_{R1}^2) -$$

$$\int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial w_R}{\partial t} + \frac{1}{2}(w_{R2}^2 - w_{R1}^2) + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \int_{R_1}^{R_2} \frac{ds}{\sin \beta} = Y'_{R2} - Y'_{R1} = 0 \quad (\text{III.49})$$

Y' : Énergie du fluide par unité de masse dans un système en rotation

Lors du passage du fluide d'une roue à une autre, on a des pertes d'énergie de choc qui s'expriment comme suit :

$$Y_{st} = \varphi_{st} \cdot \frac{w_{st}^2}{2} = \varphi_{st} \cdot \frac{c_{st}^2}{2} \quad (\text{III.50})$$

w_{st} : vitesse de choc

Pour le cas du fluide circulant dans l'espace entre les différentes roues dans repère absolu, on a :

$$\frac{P_{P2}}{\rho} + \frac{c_{P2}^2}{2} = \frac{P_{T1}}{\rho} + \frac{c_{T1}^2}{2} + \frac{\varphi_{stT}}{2} \left(c_{uT1} - \frac{r_{P2}}{r_{T1}} \cdot c_{uP2} \right)^2 \quad (\text{III.51})$$

$$\frac{P_{T2}}{\rho} + \frac{c_{T2}^2}{2} = \frac{P_{R1}}{\rho} + \frac{c_{R1}^2}{2} + \frac{\varphi_{stR}}{2} \left(c_{uR1} - \frac{r_{T2}}{r_{R1}} \cdot c_{uT2} \right)^2 \quad (\text{III.52})$$

$$\frac{P_{R2}}{\rho} + \frac{c_{R2}^2}{2} = \frac{P_{P1}}{\rho} + \frac{c_{P1}^2}{2} + \frac{\varphi_{stP}}{2} \left(c_{uP1} - \frac{r_{R2}}{r_{P1}} \cdot c_{uR2} \right)^2 \quad (\text{III.53})$$

Puisque les pressions statiques p sont indépendantes du système de référence, on peut résoudre les équations (III.51), (III.52) et (III.53) suivant les pressions statiques et les introduire dans les équations (III.47), (III.48) et (III.49).

En supposant que $\omega_R = 0$ et les facteurs de perte au choc $\varphi_{st} = 1$, l'équation d'énergie pour un écoulement instationnaire et une vitesse angulaire non uniforme de la roue s'exprime comme suit :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}(c_{P1}^2 + u_{P1}^2 - w_{P1}^2) - \frac{1}{2}(c_{P2}^2 + u_{P2}^2 - w_{P2}^2) + \frac{1}{2}(c_{T1}^2 + u_{T1}^2 - w_{T1}^2) - \frac{1}{2}(c_{T2}^2 + u_{T2}^2 - w_{T2}^2) \\ & + \frac{\lambda}{8} \oint_{i,P,T,R} \frac{U.ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_i \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \omega_p}{\partial t} - \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial w_T}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \oint \frac{ds}{\sin \beta} \\ & + \frac{1}{2} \left[\left(c_{uT1} - \frac{r_{P2}}{r_{T1}} \cdot c_{uP2} \right)^2 + \left(c_{uR1} - \frac{r_{T2}}{r_{R1}} \cdot c_{uT2} \right)^2 + \left(c_{uP1} - \frac{r_{R2}}{r_{P1}} \cdot c_{uR2} \right)^2 \right] = 0 \end{aligned} \quad (III.54)$$

De la figure (III.2) on peut écrire d'après la loi des cosinus la relation suivante :

$$c_i^2 = u_i^2 + w_i^2 - 2 \cdot u_i \cdot w_i \cdot \cos \beta_i \quad (III.55)$$

Ainsi, la transformation suivante est possible :

$$\frac{1}{2}(c_i^2 + u_i^2 - w_i^2) = \frac{1}{2}(2u_i^2 - 2 \cdot u_i \cdot w_i \cdot \cos \beta_i) = u_i \cdot c_{ui} \quad (III.56)$$

Les transformations correspondantes des autres expressions donnent :

$$\begin{aligned} & (u_{P1} \cdot c_{uP1} - u_{P2} \cdot c_{uP2}) + (u_{T1} \cdot c_{uT1} - u_{T2} \cdot c_{uT2}) \\ & + \frac{\lambda}{8} \oint_{i,P,T,R} \frac{U.ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_i \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} - \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \omega_p}{\partial t} \\ & - \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial w_T}{\partial t} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \oint \frac{ds}{\sin \beta} \\ & + \frac{1}{2} \left[\left(c_{uT1} - \frac{r_{P2}}{r_{T1}} \cdot c_{uP2} \right)^2 + \left(c_{uR1} - \frac{r_{T2}}{r_{R1}} \cdot c_{uT2} \right)^2 + \left(c_{uP1} - \frac{r_{R2}}{r_{P1}} \cdot c_{uR2} \right)^2 \right] = 0 \end{aligned} \quad (III.57)$$

En régime stationnaire, on a dans un repère absolu :

$$Y_{PO} + Y_{TO} + Y_t + Y_{st} = 0 \quad (III.58)$$

Cette équation n'est tout autre que la loi de conservation de l'énergie qui se base sur l'équation de Bernoulli.

L'équation (III.57) peut être présentée d'une autre manière plus explicite en tenant compte de la relation de la vitesse périphérique (III.8) :

$$\begin{aligned}
 & - \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \omega_p}{\partial t} - \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds \cdot \frac{\partial \omega_T}{\partial t} + \frac{1}{A} \oint \frac{ds}{\sin \beta} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial t} \\
 & + \frac{1}{A} \left[\frac{r_{P2}^2}{r_{T1}} \cdot \cot \beta_{T1} - r_{P1} \cdot \cot \beta_{P1} + r_{P2} \cdot \cot \beta_{P2} \left(1 - \frac{r_{P2}^2}{r_{T1}^2} \right) \right] \cdot \dot{V} \cdot \omega_p \\
 & + \frac{1}{A} \left[\frac{r_{T2}^2}{r_{R1}} \cdot \cot \beta_{R1} - r_{T1} \cdot \cot \beta_{T1} + r_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} \left(1 - \frac{r_{T2}^2}{r_{R1}^2} \right) \right] \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + \oint_{i,P,T,R} \frac{\lambda}{8} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot z_i \cdot \frac{\dot{V}^2}{A^3} + \\
 & + \frac{1}{2A^2} \left[\left(\cot \beta_{P1} - \frac{r_{R2}}{r_{P1}} \cdot \cot \beta_{R2} \right)^2 + \left(\cot \beta_{T1} - \frac{r_{P2}}{r_{T1}} \cdot \cot \beta_{P2} \right)^2 + \left(\cot \beta_{R1} - \frac{r_{T2}}{r_{R1}} \cdot \cot \beta_{T2} \right)^2 \right] \cdot \dot{V}^2 \\
 & + \left[\frac{r_{P1}^2}{2} + r_{P2}^2 \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{P2}^2}{r_{T1}^2} - 1 \right) \right] \cdot \omega_p^2 + \left[\frac{r_{T1}^2}{2} + r_{T2}^2 \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{T2}^2}{r_{R1}^2} - 1 \right) \right] \cdot \omega_T^2 = 0
 \end{aligned} \tag{III.59}$$

Jusqu'à présent, on a considéré un écoulement uniforme, ceci n'est possible que dans le cas d'un nombre illimité d'aubes. Dans le cas réel avec un nombre limité d'aubes, on aura une diminution de l'énergie spécifique du fluide.

Le système d'équations différentielles pour le cas d'un régime stationnaire, en tenant compte des équations , III.22, III.23, III.24 et III.59 s'écrit comme suit :

$$M_P = a_{11} \cdot \dot{\omega}_P + a_{13} \cdot \ddot{V} + a_{14} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{16} \cdot \dot{V}^2 \tag{III.60}$$

$$M_T = a_{22} \cdot \dot{\omega}_T + a_{23} \cdot \ddot{V} + a_{24} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{25} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{26} \cdot \dot{V}^2 \tag{III.61}$$

$$M_R = a_{33} \cdot \ddot{V} + a_{35} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{36} \cdot \dot{V}^2 \tag{III.62}$$

$$0 = a_{41} \cdot \dot{\omega}_P + a_{42} \cdot \dot{\omega}_T + a_{43} \cdot \ddot{V} + a_{44} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{45} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{46} \cdot \dot{V}^2 + a_{47} \cdot \omega_T^2 + a_{48} \cdot \omega_p^2 \tag{III.63}$$

Avec :

$$a_{11} = J_{P_{hul}} + J_P$$

$$a_{13} = \rho \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds$$

$$a_{14} = -\rho \cdot r_{P_2}^2$$

$$a_{16} = \frac{\rho}{A} \left(r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2} - r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} \right)$$

$$a_{22} = J_{T_{hul}} + J_T$$

$$a_{23} = -\rho \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds$$

$$a_{24} = -\rho \cdot r_{P_2}^2$$

$$a_{25} = \rho \cdot r_{T_2}^2$$

$$a_{26} = \frac{\rho}{A} \left(r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} - r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} \right)$$

$$a_{33} = -\rho \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds$$

$$a_{34} = -\rho \cdot r_{T_2}^2$$

$$a_{36} = \frac{\rho}{A} \left(r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} - r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2} \right)$$

$$a_{41} = -\int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds$$

$$a_{42} = -\int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds$$

$$a_{43} = \frac{1}{A} \oint \frac{ds}{\sin \beta}$$

$$a_{44} = \frac{1}{A} \left[\frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}} \cdot \cot \beta_{T_1} - r_{P_1} \cdot \cot \beta_{P_1} + r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} \cdot \left(1 - \frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}^2} \right) \right]$$

$$a_{45} = \frac{1}{A} \left[\frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}} \cdot \cot \beta_{R_1} - r_{T_1} \cdot \cot \beta_{T_1} + r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} \cdot \left(1 - \frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}^2} \right) \right]$$

$$a_{46} = \frac{1}{2A^2} \left[\left(\cot \beta_{P_1} - \frac{r_{R_2}}{r_{P_1}} \cdot \cot \beta_{R_2} \right)^2 + \left(\cot \beta_{T_1} - \frac{r_{P_2}}{r_{T_1}} \cdot \cot \beta_{P_2} \right)^2 + \left(\cot \beta_{R_1} - \frac{r_{T_2}}{r_{R_1}} \cdot \cot \beta_{T_2} \right)^2 + \frac{\lambda}{4A} \int_{i=P,T,R} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot Z_i \right]$$

$$a_{47} = \frac{r_{P_1}^2}{2} + r_{P_2}^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}^2} - 1 \right)$$

$$a_{48} = \frac{r_{T_1}^2}{2} + r_{T_2}^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}^2} - 1 \right)$$

Chapitre IV

*Résolution des Systèmes
d'Equations pour le cas du
Coupleur et Convertisseur*

IV

Résolution des systèmes d'équations pour le cas du coupleur et convertisseur

IV.1. Résolution analytique des équations différentielles pour le coupleur hydrodynamique

Le système d'équations de mouvement instationnaire d'un coupleur hydrodynamique s'écrit comme suit :

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

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

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 faciliter la résolution du système d'équation (IV-1), on transforme tous les paramètres du système d'équation (IV-1) en grandeurs adimensionnelles. 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 (IV-1) sous sa forme adimensionnelle devient alors :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt_{11}} = \frac{1}{2p} \left[(1-a^2)(y^2 - z^2) - Y_{st} \cdot x^2 \right] \\ Q_1 \cdot \frac{dy}{dt} = T_1 - x(y - a^2 \cdot z) \\ Q_2 \cdot \frac{dz}{dt} = x(y - a^2 \cdot z) - T_2 \end{array} \right. \quad (IV.2)$$

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,

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

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

$Q_2 = \frac{j_2}{\rho \cdot A_2 \cdot r_2^3}$: Moment d'inertie adimensionnel du coté turbine,

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

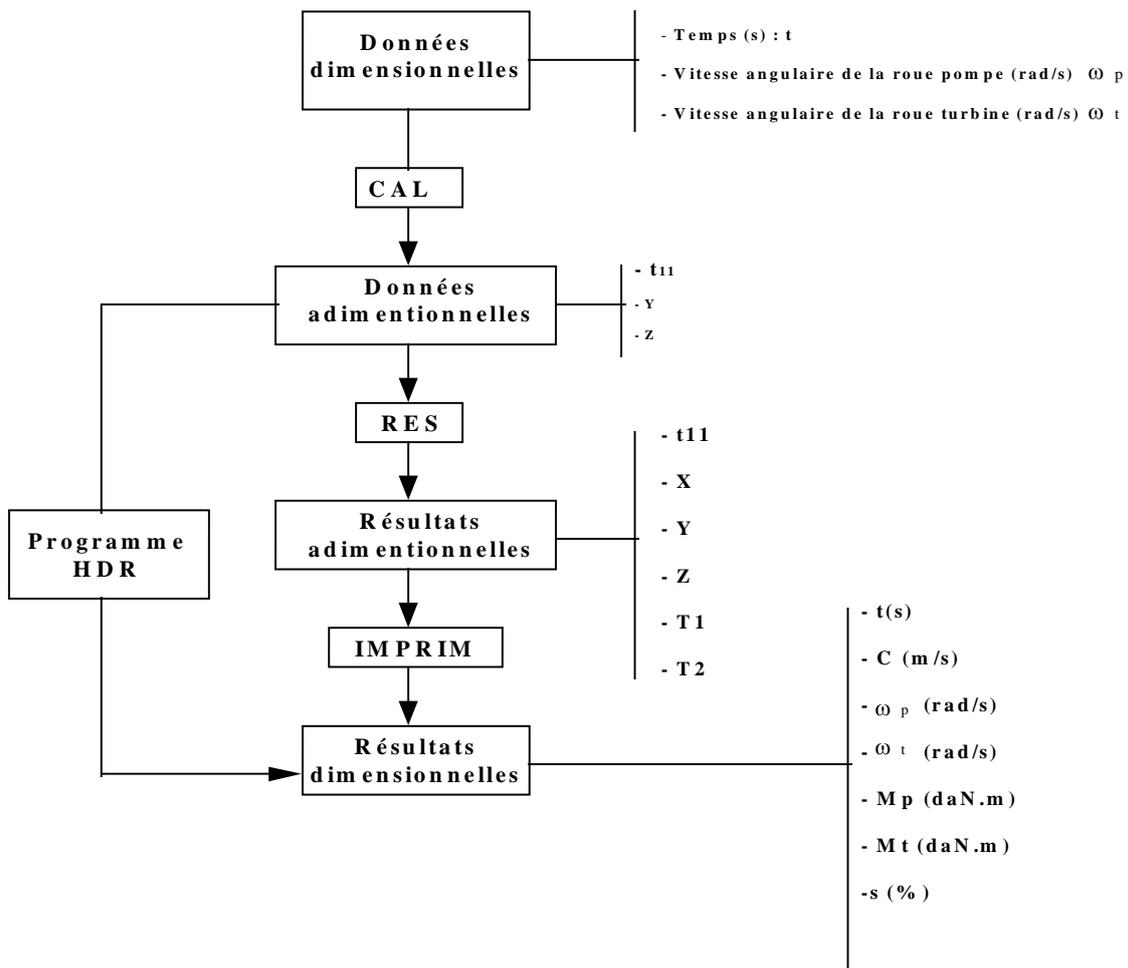
Le système (II-22) devient :

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

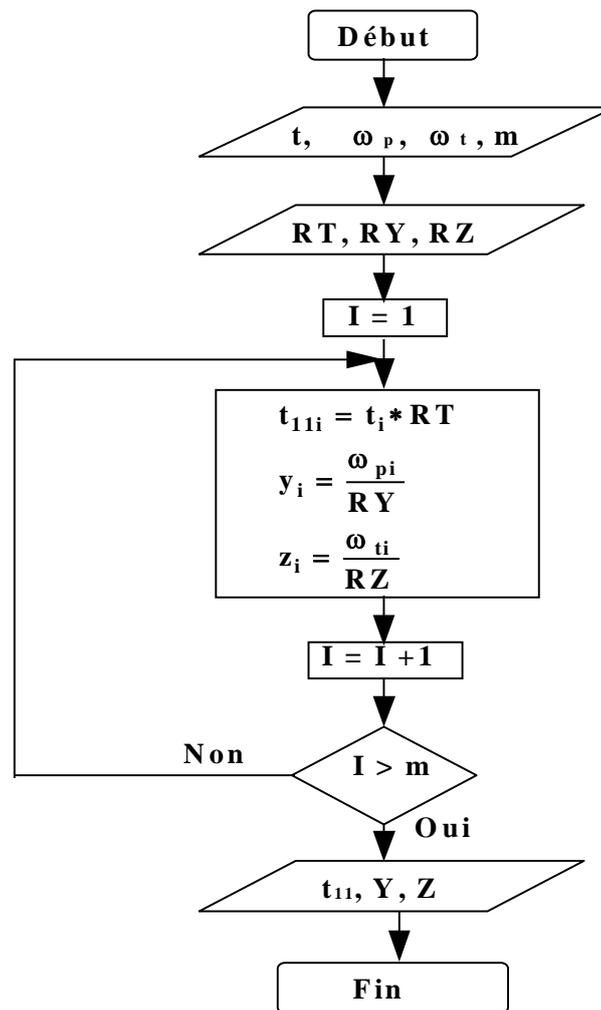
$$\left\{ \begin{aligned} x_{i+1} &= x_i \cdot (t_{11i+1} - t_{11i}) \cdot \frac{1}{2p} \left[(1 - a^2)(y_i^2 - z_i^2) - Y_{st} \cdot x_i^2 \right] \\ F_{i+1} &= x_{i+1} (y_{i+1} - a^2 \cdot z_{i+1}) \\ T_{1i+1} &= Q_1 \frac{y_{i+1} - y_i}{t_{11i+1} - t_{11i}} + F_{i+1} \\ T_{2i+1} &= -Q_2 \frac{z_{i+1} - z_i}{t_{11i+1} - t_{11i}} + F_{i+1} \end{aligned} \right. \quad (IV.3)$$

Pour résoudre le système (IV-3), on considère dans le programme de calcul y et z respectivement les vitesses angulaires adimensionnelles de la pompe et de la turbine comme données connues. Les inconnus à déterminer X, T₁ et T₂ sont respectivement la vitesse adimensionnelle du fluide, le moment adimensionnel sur la roue pompe et le moment adimensionnel sur la roue turbine.

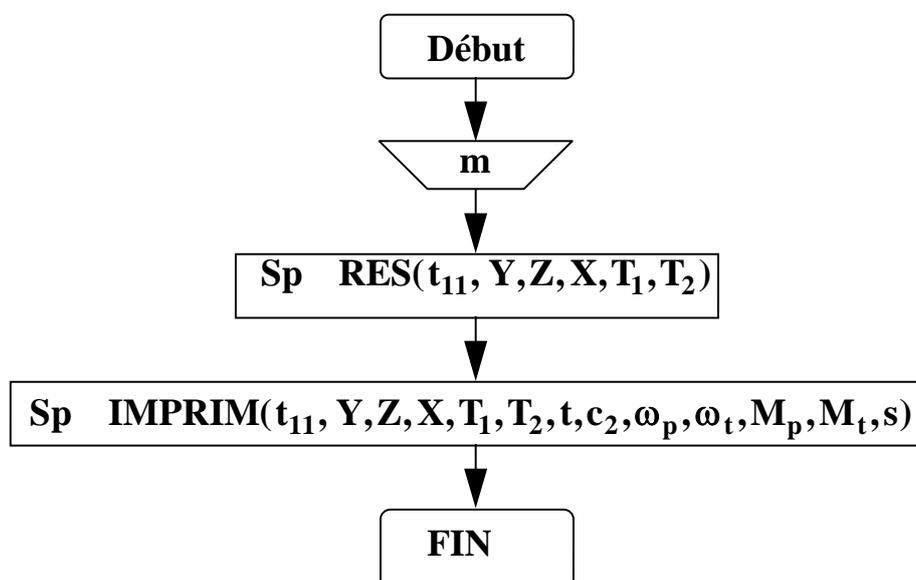
IV.1.1. Plan de résolution du système d'équations



Pour passer des données dimensionnelles (t, ω_p, ω_t) aux données adimensionnelles (t_{11}, Y, Z), on a élaboré un sous-programme dont l'organigramme est comme suit :

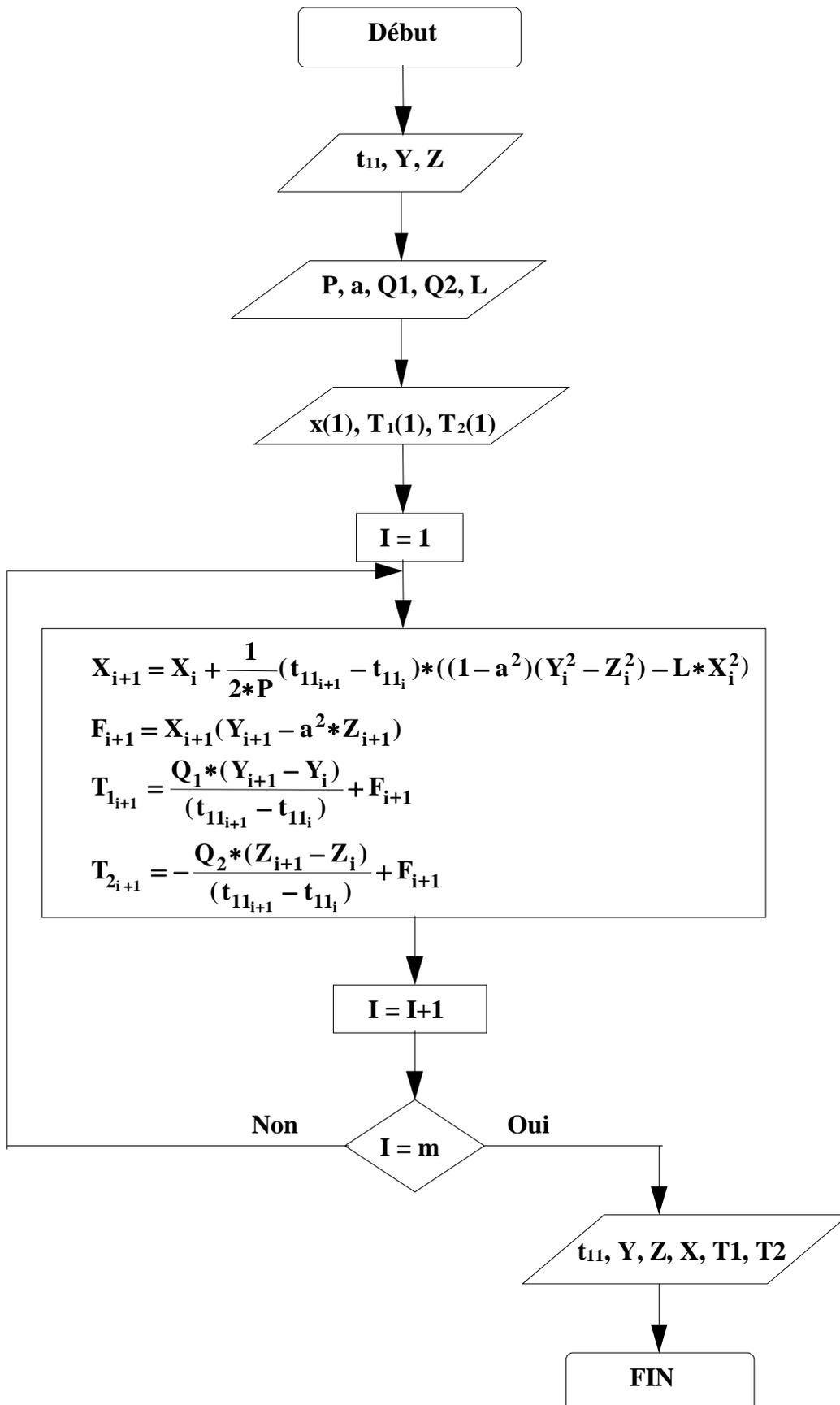


IV.1.2. Organigramme principal



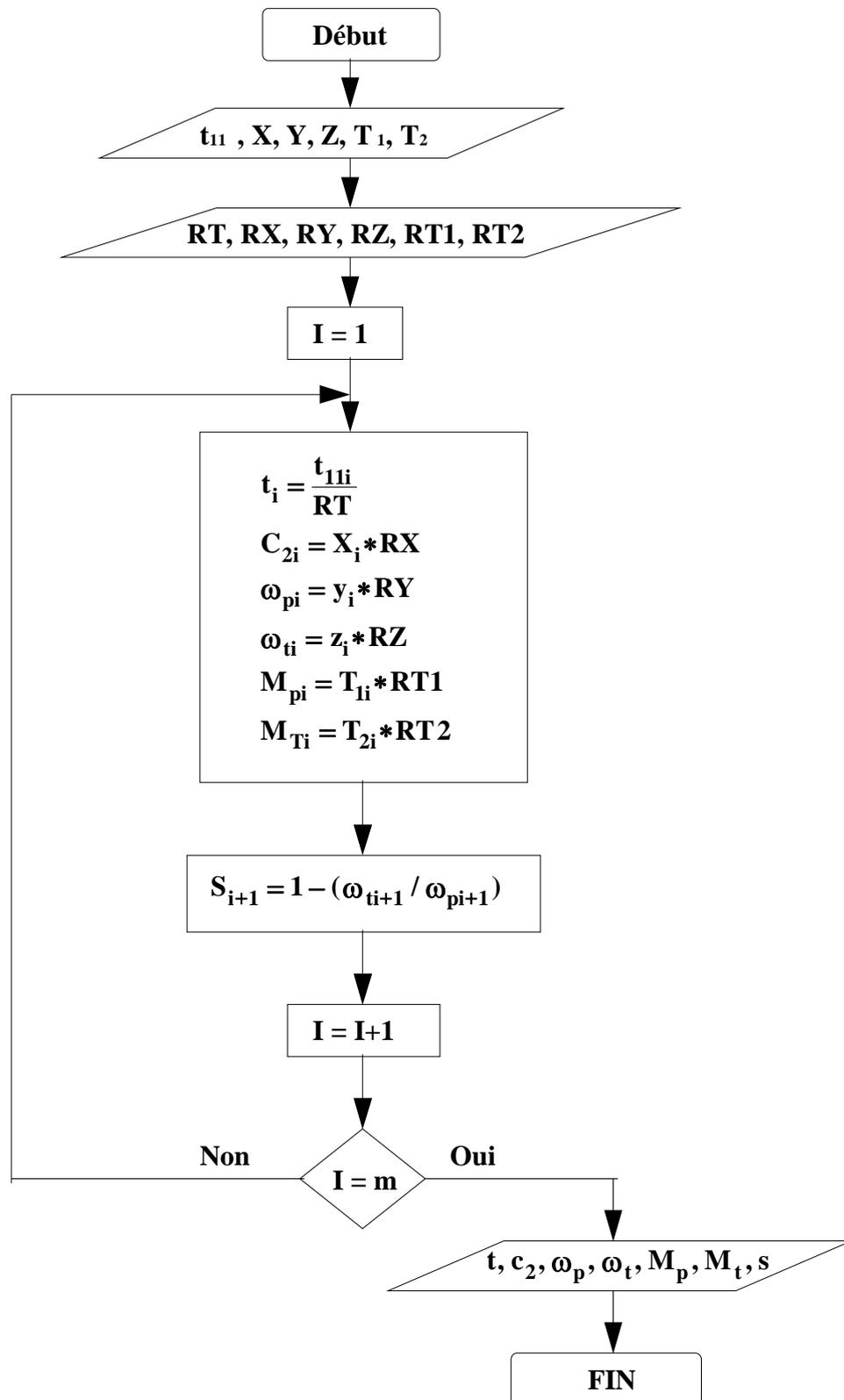
IV.1.3. Sous-programme RES:

Il permet la résolution du système d'équations adimensionnel.



IV.1.4. Sous-programme IMPRIM

Le sous-programme IMPRIM permet le passage des résultats adimensionnels aux résultats dimensionnels



IV.2. Résolution analytique des équations différentielles pour le cas du convertisseur hydrodynamique

IV.2.1. Résolution du système d'équations différentielles

Le cycle de fonctionnement du convertisseur se compose de la phase de démarrage, de la phase du régime normal et de la phase de décélération ou de freinage. Pour le cas d'un convertisseur, on a les équations différentielles suivantes :

$$M_P = a_{11} \cdot \dot{\omega}_P + a_{13} \cdot \ddot{V} + a_{14} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{16} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.4)$$

$$M_T = a_{22} \cdot \dot{\omega}_T + a_{23} \cdot \ddot{V} + a_{24} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{25} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{26} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.5)$$

$$M_R = a_{33} \cdot \ddot{V} + a_{35} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{36} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.6)$$

$$a_{41} \cdot \dot{\omega}_P + a_{42} \cdot \dot{\omega}_T + a_{43} \cdot \ddot{V} + a_{44} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{45} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{46} \cdot \dot{V}^2 + a_{47} \cdot \omega_T^2 + a_{48} \cdot \omega_T^2 = 0 \quad (IV.7)$$

L'équation du moment du réacteur sera négligée $M_R = 0$.

M_R (Moment du réacteur) est la différence entre les moments de la pompe et de la turbine.

Le système d'équations différentielles (IV.4, IV.5, IV.6 et IV.7) devient un système de 3 équations :

$$M_P = a_{11} \cdot \dot{\omega}_P + a_{13} \cdot \ddot{V} + a_{14} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{16} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.8)$$

$$M_T = a_{22} \cdot \dot{\omega}_T + a_{23} \cdot \ddot{V} + a_{24} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{25} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{26} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.9)$$

$$a_{41} \cdot \dot{\omega}_P + a_{42} \cdot \dot{\omega}_T + a_{43} \cdot \ddot{V} + a_{44} \cdot \dot{V} \cdot \omega_P + a_{45} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{46} \cdot \dot{V}^2 + a_{47} \cdot \omega_T^2 + a_{48} \cdot \omega_T^2 = 0 \quad (IV.10)$$

ω_P : Vitesse angulaire de la roue pompe.

ω_T : Vitesse angulaire de la roue turbine.

M_P : Moment sur la roue pompe.

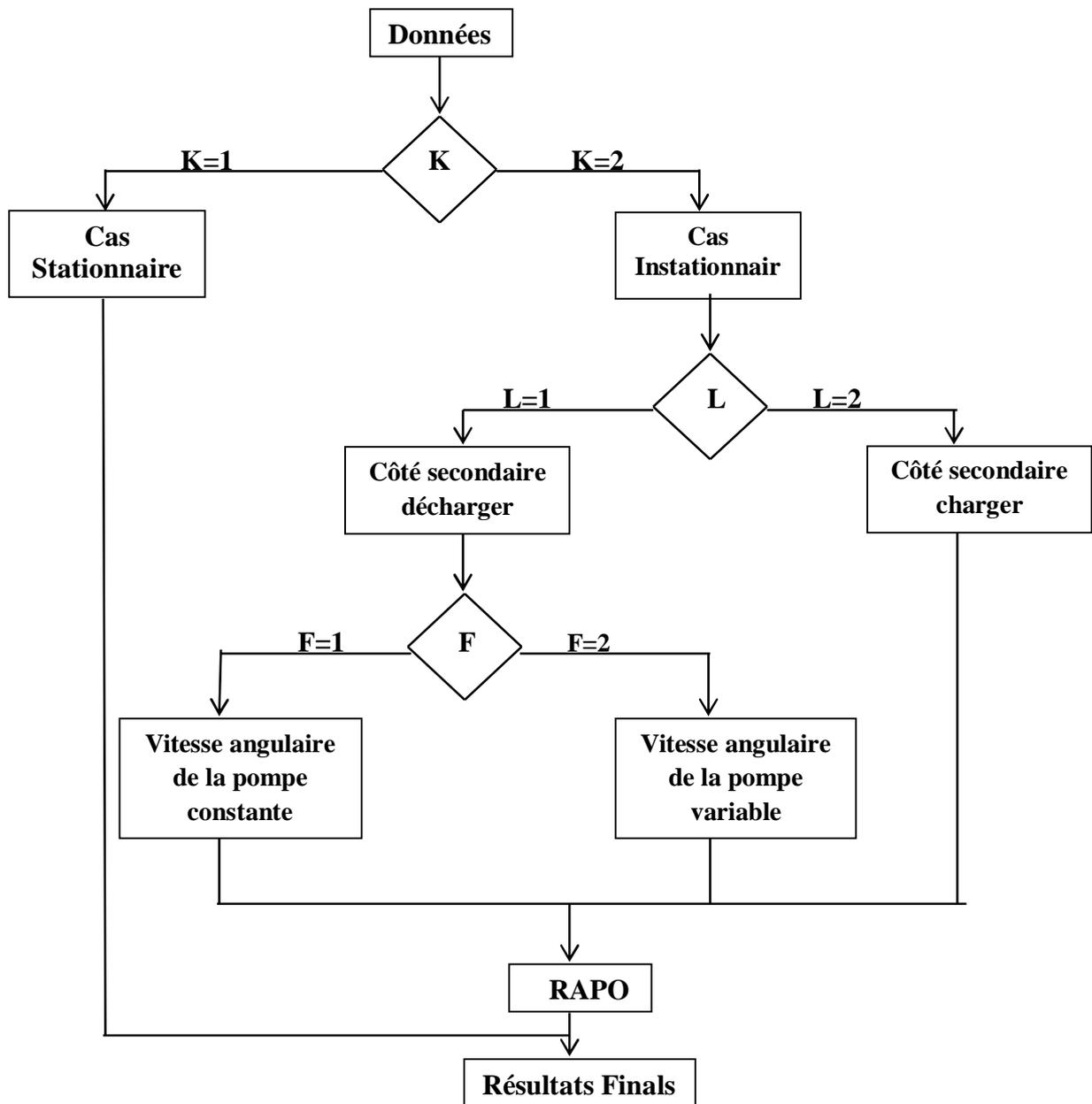
M_T : Moment sur la roue turbine.

\dot{V} : Débit volumique.

IV.2.2.Organigramme principale de calcul

Pour la résolution du système d'équation différentielle, l'étude s'est portée sur deux régimes de fonctionnement :

1. Régime stationnaire
2. Régime instationnaire, qui apparaît dans les deux cas suivants :
 - 2.1- coté secondaire déchargé (démarrage)
 - 2.2- coté secondaire chargé (freinage)



IV.2.3.Etude du cas stationnaire

L'algorithme de résolution du système d'équations différentielles pour le cas stationnaire (indépendante du temps) .

Toutes les variables du cas stationnaire portent l'indice 0 et les paramètres ou coefficient dépendant du temps seront égales à zéro.

Le système d'équations (IV.8), (IV.9) et (IV.10) pour le cas stationnaire s'écrit comme suit :

$$M_{P_0} = a_{14} \cdot \dot{V}_0 \cdot \omega_{P_0} + a_{16} \cdot \dot{V}_0^2 \quad (IV.11)$$

$$M_{T_0} = a_{24} \cdot \dot{V}_0 \cdot \omega_{P_0} + a_{25} \cdot \dot{V}_0 \cdot \omega_{T_0} + a_{26} \cdot \dot{V}_0^2 \quad (IV.12)$$

$$a_{44} \cdot \dot{V}_0 \cdot \omega_{P_0} + a_{45} \cdot \dot{V}_0 \cdot \omega_{T_0} + a_{46} \cdot \dot{V}_0^2 + a_{47} \cdot \omega_{P_0}^2 + a_{48} \cdot \omega_{T_0}^2 = 0 \quad (IV.13)$$

L'algorithme numérique équivalent:

$$Y_0(i+1) = a_{14} \cdot X(i+1) \cdot \omega_{P_0} + a_{16} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.14)$$

$$Z_0(i+1) = (a_{24} + a_{25} \cdot \delta_0) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{P_0} + a_{26} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.15)$$

$$(a_{44} + a_{45} \cdot \delta_0) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{P_0} + a_{46} \cdot X(i+1)^2 + (a_{47} + a_{48} \cdot \delta_0^2) \cdot \omega_{P_0}^2 = 0 \quad (IV.16)$$

Avec :

$$\delta_0 = \frac{\omega_{T_0}}{\omega_{P_0}} : \text{Rapport de vitesses}$$

X : Débit volumique

Y_0 : Moment de la pompe

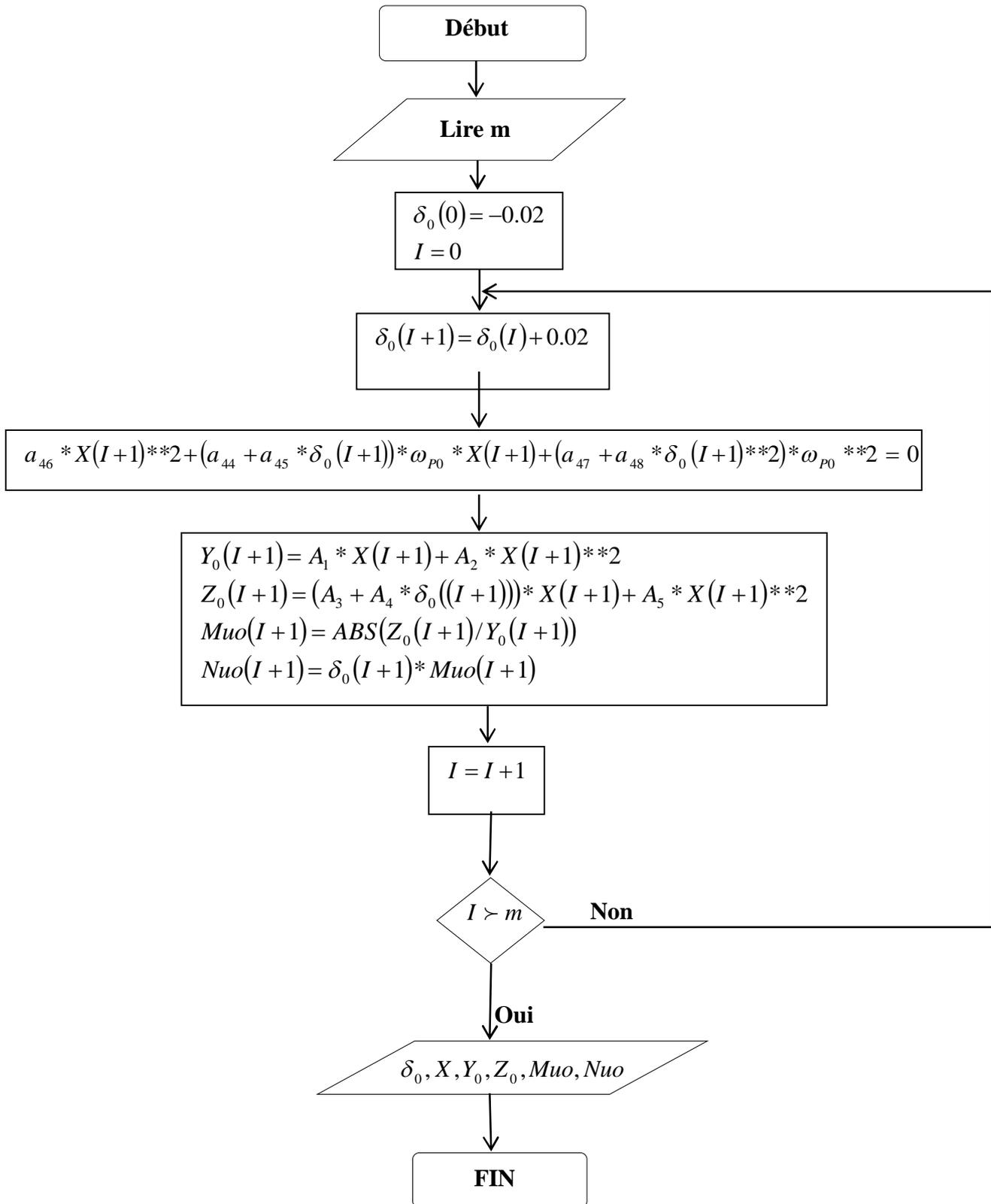
Z_0 : Moment de la turbine

$$Mu_0 = \left| \frac{M_{T_0}}{M_{P_0}} \right| : \text{Rapport de transformation du couple.}$$

$$Nu_0 = \delta_0 \cdot Mu_0 : \text{Rendement du convertisseur de couple.}$$

IV.2.4. Organigramme de calcul pour le cas stationnaire

Cet organigramme permet le calcul du débit, des moments dans la pompe et dans la turbine et le rendement.



IV.2.5. Etude des cas de chargement

IV.2.5.1. Coté secondaire déchargé

Les coefficients dépendant du temps $a_{11}, a_{13}, a_{22}, a_{23}, a_{41}, a_{42}$ et a_{43} du système (IV.8), (IV.9) et (IV.10), peuvent être négligés dans le système d'équations différentielles suivant :

$$M_p - M_{ph} = 0 \quad (IV.17)$$

$$M_T - M_{Th} = J_{sec} \cdot \dot{\omega}_T \quad (IV.18)$$

$$Y_p + Y_T + Y_R + Y_{st} = 0 \quad (IV.19)$$

Avec :

J_{sec} : Moment d'inertie du coté secondaire.

$$M_p = a_{14} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{16} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.20)$$

$$M_T = a_{22} \cdot \dot{\omega}_T + a_{24} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{25} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{26} \cdot \dot{V}^2 \quad (IV.21)$$

$$0 = a_{44} \cdot \dot{V} \cdot \omega_p + a_{45} \cdot \dot{V} \cdot \omega_T + a_{46} \cdot \dot{V}^2 + a_{47} \cdot \omega_T^2 + a_{48} \cdot \omega_p^2 \quad (IV.22)$$

L'algorithme numérique équivalent :

a) Vitesse de rotation ω_p constante

$$\omega_p = \omega_{p_0}$$

$$0 = (a_{44} + a_{45} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{46} \cdot X(i+1)^2 + (a_{47} + a_{48} \cdot \delta_2(i+1)^2) \cdot \omega_{p_0}^2 \quad (IV.23)$$

$$Y(i+1) = a_{14} \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{16} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.24)$$

$$Z(i+1) = a_{22} \cdot \frac{\delta_2(i+1) - \delta_2(i)}{t_0(i+1) - t_0(i)} \cdot \omega_{p_0}^2 + (a_{24} + a_{25} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{26} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.25)$$

b) Vitesse de rotation ω_p variable

$$\omega_p = \omega(t)$$

$$0 = (a_{44} \cdot \delta_1(i+1) + a_{45} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{46} \cdot X(i+1)^2 + (a_{47} \cdot \delta_1(i+1) + a_{48} \cdot \delta_2(i+1)^2) \cdot \omega_{p_0}^2 \quad (IV.26)$$

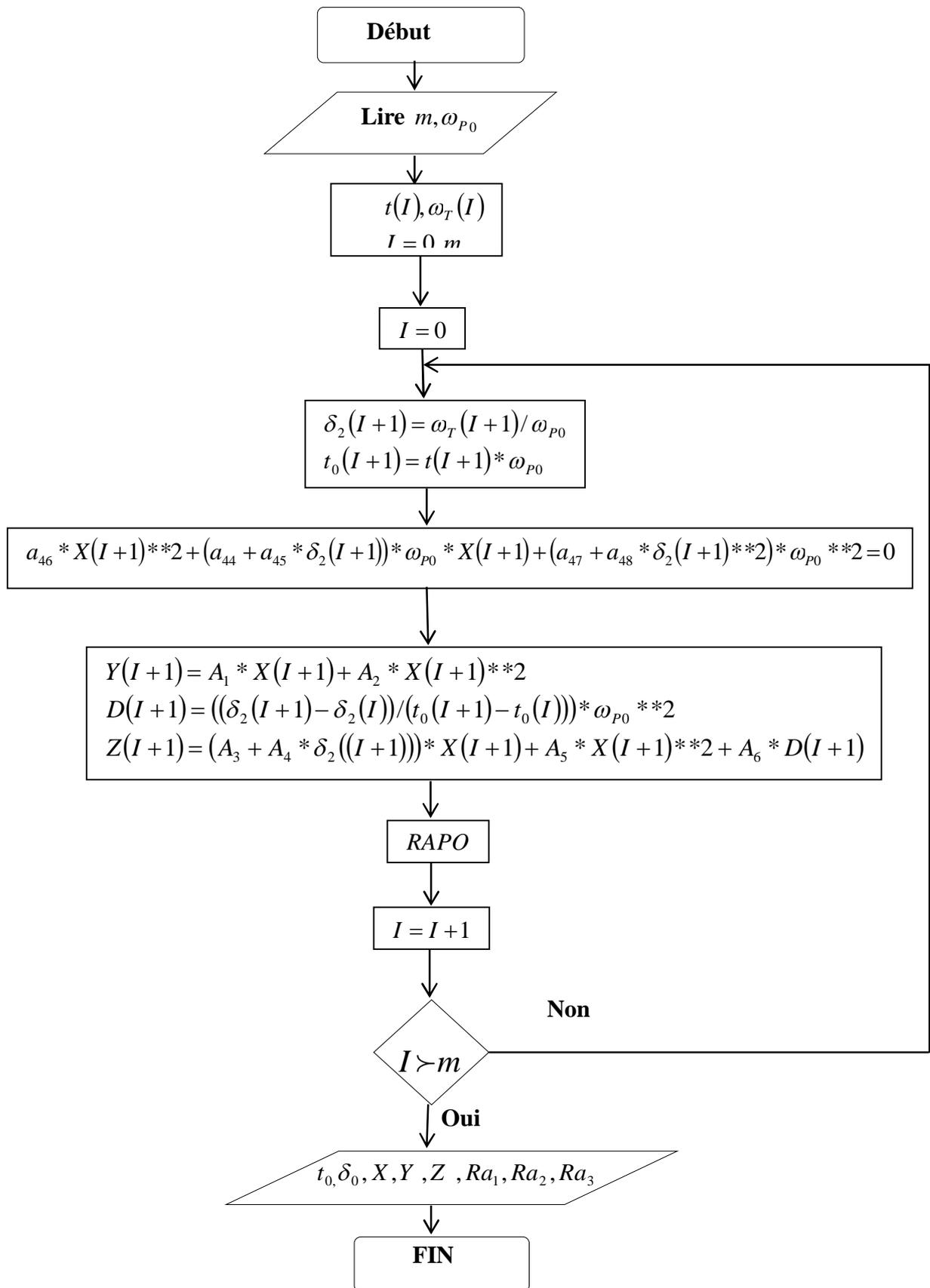
$$Y(i+1) = a_{14} \cdot \delta_1(i+1) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{16} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.27)$$

$$Z(i+1) = a_{22} \cdot \frac{\delta_2(i+1) - \delta_2(i)}{t_0(i+1) - t_0(i)} \cdot \omega_{p_0}^2 + (a_{24} \cdot \delta_1(i+1) + a_{25} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{26} \cdot X(i+1)^2 \quad (IV.28)$$

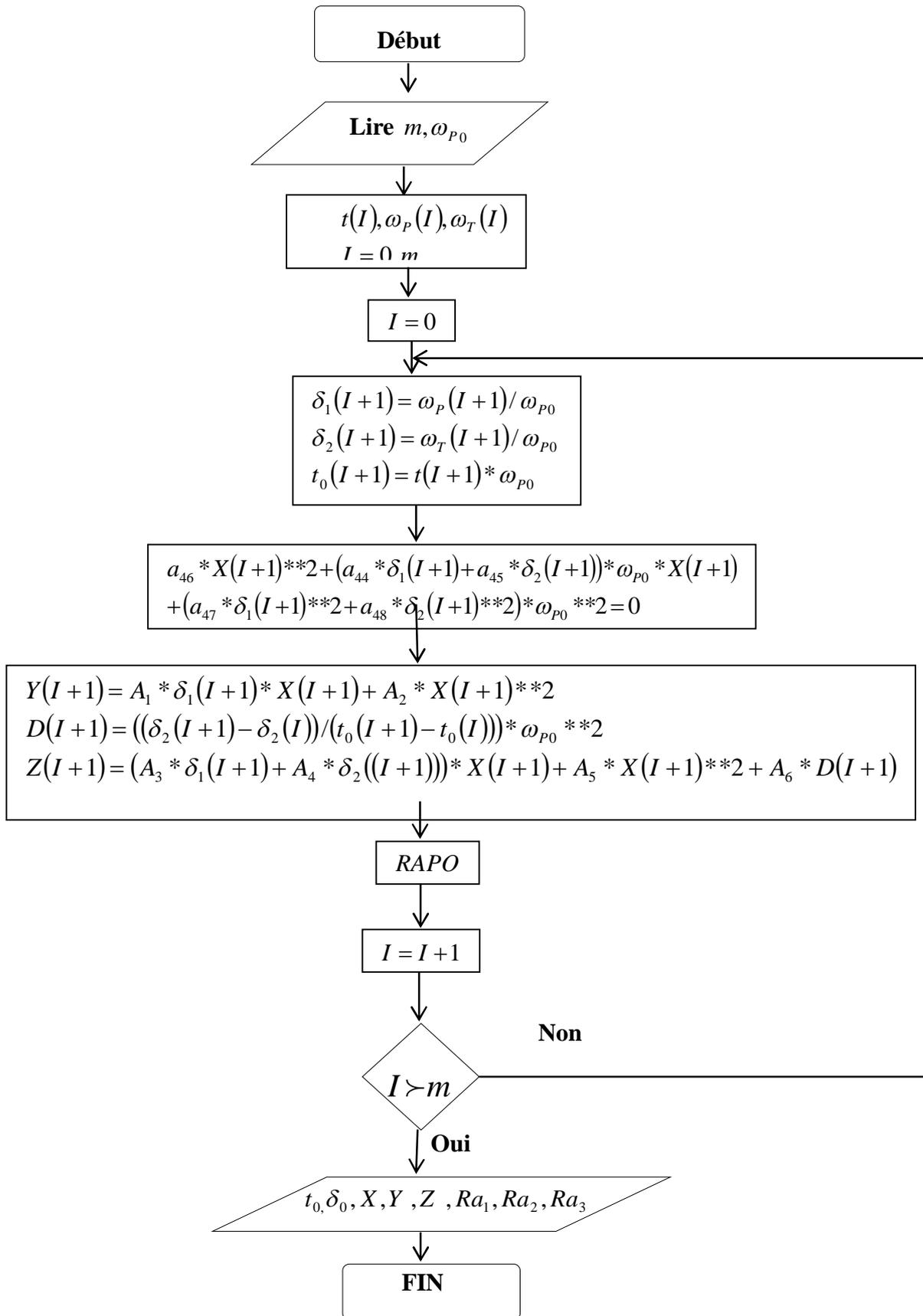
Avec :

$$\omega_p = \delta_1 \cdot \omega_{p_0}, \quad \omega_T = \delta_2 \cdot \omega_{p_0}, \quad t_0 = t \cdot \omega_{p_0}$$

Cet organigramme permet la résolution du système d'équation du côté secondaire déchargé avec ω_p constante :



Cet organigramme nous donne la résolution du système d'équation di côté secondaire déchargé avec ω_p variable



IV.2.5.2. Coté secondaire chargé

Dans ce cas les coefficients a_{13}, a_{23}, a_{41} et a_{42} peuvent être négligés dans les calculs itératifs (voir annexe 6)

Donc le système d'équations différentielles (IV.8), (IV.9) et (IV.10), devient :

$$M_p = a_{11}' \dot{\omega}_p + a_{14} \dot{V} \cdot \omega_p + a_{16} \dot{V}^2 \tag{IV.29}$$

$$M_T = a_{22}' \dot{\omega}_T + a_{24} \dot{V} \cdot \omega_p + a_{25} \dot{V} \cdot \omega_T + a_{26} \dot{V}^2 \tag{IV.30}$$

$$0 = a_{43} \ddot{V} + a_{44} \dot{V} \omega_p + a_{45} \dot{V} \omega_T + a_{46} \dot{V}^2 + a_{47} \omega_T^2 + a_{48} \omega_p^2 \tag{IV.31}$$

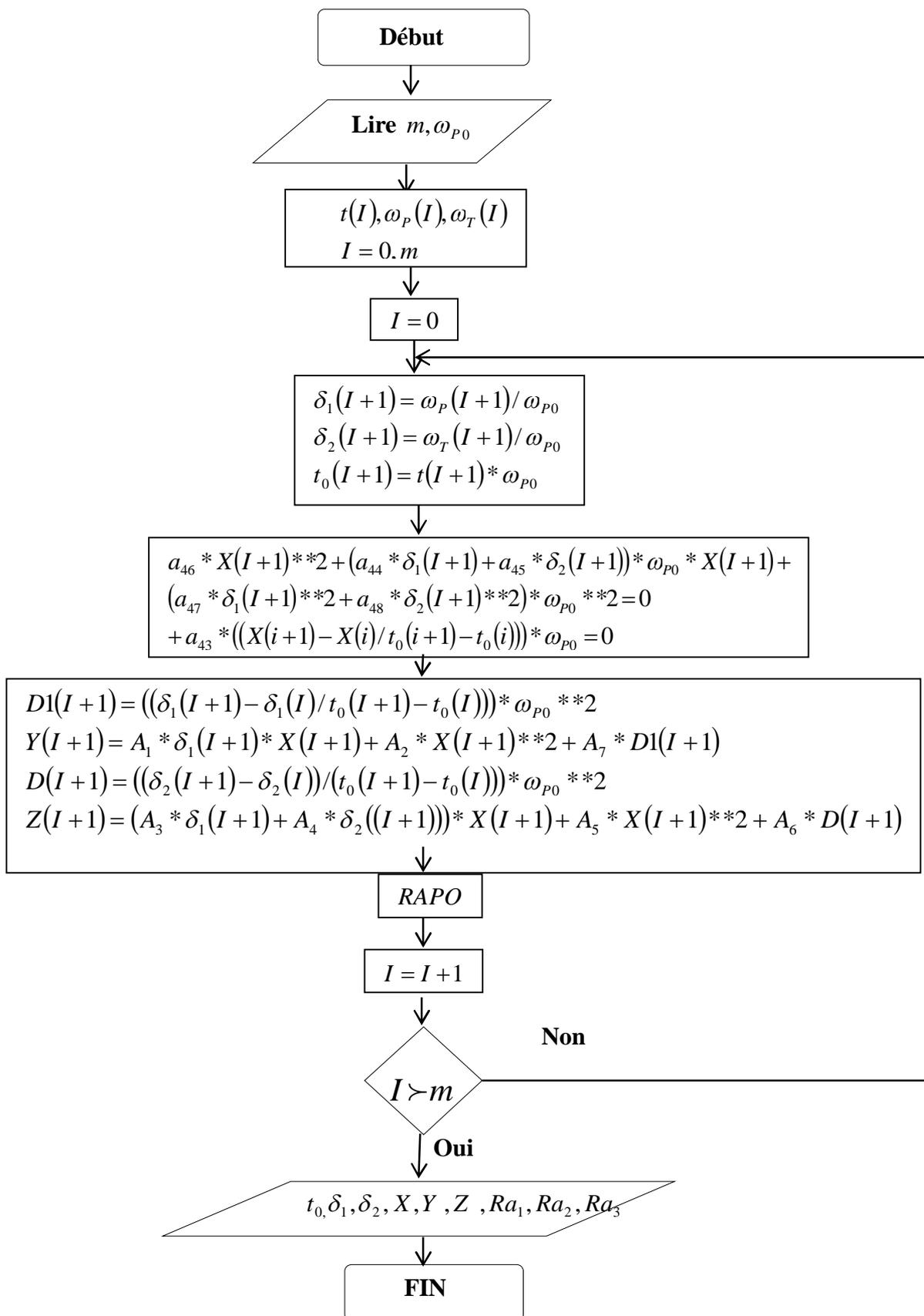
L'algorithme de résolution se trouve en annexe 6.

$$0 = a_{43} \cdot \frac{X(i+1) - X(i)}{t_0(i+1) - t_0(i)} \cdot \omega_{p_0} + (a_{44} \cdot \delta_1(i+1) + a_{45} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot \omega_{p_0} \cdot X(i+1) + (a_{47} \cdot \delta_1(i+1)^2 + a_{48} \cdot \delta_2(i+1)^2) \omega_{p_0}^2 + a_{46} \cdot X(i+1)^2 \tag{IV.32}$$

$$Y(i+1) = a_{11}' \cdot \frac{\delta_1(i+1) - \delta_1(i)}{t_0(i+1) - t_0(i)} \cdot \omega_{p_0}^2 + a_{14} \cdot \omega_{p_0} \cdot \delta_1(i+1) \cdot X(i+1) + a_{16} \cdot X(i+1)^2 \tag{IV.33}$$

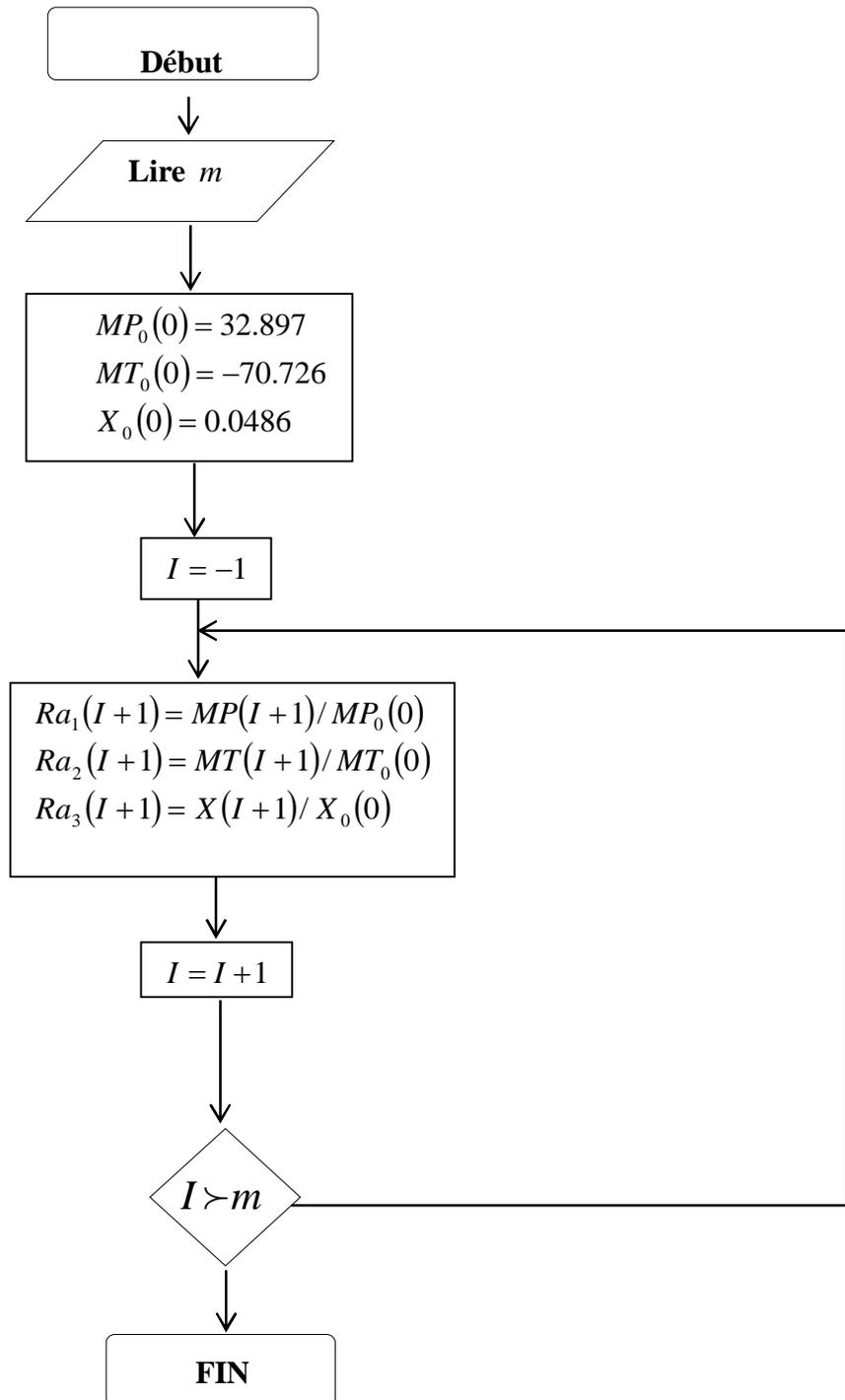
$$Z(i+1) = a_{22}' \cdot \frac{\delta_2(i+1) - \delta_2(i)}{t_0(i+1) - t_0(i)} \cdot \omega_{p_0}^2 + (a_{24} \cdot \delta_1(i+1) + a_{25} \cdot \delta_2(i+1)) \cdot X(i+1) \cdot \omega_{p_0} + a_{26} \cdot X(i+1)^2 \tag{IV.34}$$

Organigramme du côté secondaire chargé :



Le sous-programme Rapo calcule :

- Le moment relatif de la pompe : Ra_1
- Le moment relatif de la turbine : Ra_2
- Le débit volumique relatif : Ra_3
-



IV.2.6.Détermination des constantes

a) Application numérique

Pour l'application du programme de calcul élaboré, on a choisi le convertisseur W240 dont les caractéristiques sont les suivantes :

$$r_{P_1} = r_{T_1} = 0.063m, r_{R_1} = r_{R_2} = 0.060m, r_{T_1} = r_{P_2} = 0.112m, A = 0.01126m$$

$$Z_P = 31, Z_T = 29, Z_R = 11, Z_P = 31, J_{sec} = 1.3kg.m^2$$

$$\beta_{P_1} = 65^0, \beta_{P_2} = 90^0, \beta_{T_1} = 144.75^0, \beta_{T_2} = 33^0, \beta_{R_1} = 80^0, \beta_{R_2} = 157^0$$

b) Calcul des constantes

$$a_{11} = J_{P_{hul}} + J_P = 7.01 \times 10^{-2}, a_{13} = -\rho \int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds = -5.239 \times 10^{-1}, a_{14} = -\rho \cdot r_{P_2}^2 = 10.549$$

$$a_{16} = \frac{\rho}{A} (r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2} - r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2}) = -87.9517 \times 10^2, a_{22} = J_{T_{hul}} + J_T = 2.036 \times 10^{-2}$$

$$a_{23} = -\rho \int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds = 3.221 \times 10^{-1}, a_{24} = -\rho \cdot r_{P_2}^2 = -10.549, a_{25} = \rho \cdot r_{T_2}^2 = 3.338$$

$$a_{26} = \frac{\rho}{A} (r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} - r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2}) = -72.4572 \times 10^2, a_{33} = -\rho \int_{R_1}^{R_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds = -1.741$$

$$a_{34} = -\rho \cdot r_{T_2}^2 = -3.338, a_{36} = \frac{\rho}{A} (r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} - r_{R_2} \cdot \cot \beta_{R_2}) = 17.8031 \times 10^3$$

$$a_{41} = -\int_{P_1}^{P_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds = -6.23 \times 10^{-4}, a_{42} = -\int_{T_1}^{T_2} r \cdot \cos \beta \cdot ds = 3.83 \times 10^{-4}, a_{43} = \frac{1}{A} \oint \frac{ds}{\sin \beta} = 26.136$$

$$a_{44} = \frac{1}{A} \left[\frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}} \cdot \cot \beta_{T_1} - r_{P_1} \cdot \cot \beta_{P_1} + r_{P_2} \cdot \cot \beta_{P_2} \cdot \left(1 - \frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}^2} \right) \right] = -16.683$$

$$a_{45} = \frac{1}{A} \left[\frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}} \cdot \cot \beta_{R_1} - r_{T_1} \cdot \cot \beta_{T_1} + r_{T_2} \cdot \cot \beta_{T_2} \cdot \left(1 - \frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}^2} \right) \right] = 14.227$$

$$a_{46} = \frac{1}{2A^2} \left[\left(\cot\beta_{P_1} - \frac{r_{R_2}}{r_{P_1}} \cdot \cot\beta_{R_2} \right)^2 + \left(\cot\beta_{T_1} - \frac{r_{P_2}}{r_{T_1}} \cdot \cot\beta_{P_2} \right)^2 + \left(\cot\beta_{R_1} - \frac{r_{T_2}}{r_{R_1}} \cdot \cot\beta_{T_2} \right)^2 + \frac{\lambda}{4A} \oint_{i=P,T,R} \frac{U \cdot ds}{\sin^3 \beta} \cdot Z_i \right] =$$

$$5.5897 \times 10^4$$

$$a_{47} = \frac{r_{P_1}^2}{2} + r_{P_2}^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{P_2}^2}{r_{T_1}^2} - 1 \right) = -4.2875 \times 10^{-3}, \quad a_{48} = \frac{r_{T_1}^2}{2} + r_{T_2}^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{r_{T_2}^2}{r_{R_1}^2} - 1 \right) = 4.4909 \times 10^{-3}$$

$$a'_{11} = 9.415 \times 10^{-2}, \quad a'_{22} = 3.85 \times 10^{-2}$$

Chapitre V

Calcul des Principaux

Paramètres du Coupleur Étudié



Calcul des principaux paramètres du coupleur étudié

Dans ce chapitre, on procède à la détermination analytique des principaux paramètres caractérisant un coupleur hydrodynamique, tels que les dimensions géométriques, le nombre d'aubes, les moments d'inertie de la pompe et de la turbine, rendement, le débit d'huile. On effectue également un calcul de résistance des éléments sollicités du coupleur.

V.1. Paramètres hydrauliques caractérisant le coupleur

V.1.1. Données de départ

Puissance de moteur : $P_m = 4 \text{ kW}$

Nombre de tours nominal : $n_m = 1435 \text{ tr/min}$

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 $\rho \cong 800 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

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

$P_p = P_m$ et $n_p = n_m$

V.1.2. Calcul du glissement

Pendant la marche normale du coupleur hydrodynamique, la turbine tourne moins vite que la pompe. 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. On prend $s = 0.03$

V.1.3. Calcul du rendement

En faisant abstraction aux pertes d'énergie, on admet que le couple de la pompe (partie primaire) est égal au couple de la turbine (partie secondaire).

$$C_p = C_t \text{ (Régime normal)}$$

Sachant que le rendement étant égal au rapport de la puissance de la turbine et de la pompe, on a :

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{C_t \cdot \omega_t}{C_p \cdot \omega_p} = \frac{n_t}{n_p} = i = 1 - s ; \quad \eta = 0.97$$

V.1.4. Calcul du diamètre actif du coupleur

Le diamètre actif est calculé d'après la formule empirique suivante :

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

λ_N : Coefficient de puissance

Le graphe ci-dessous donne le rendement η en fonction de λ_N

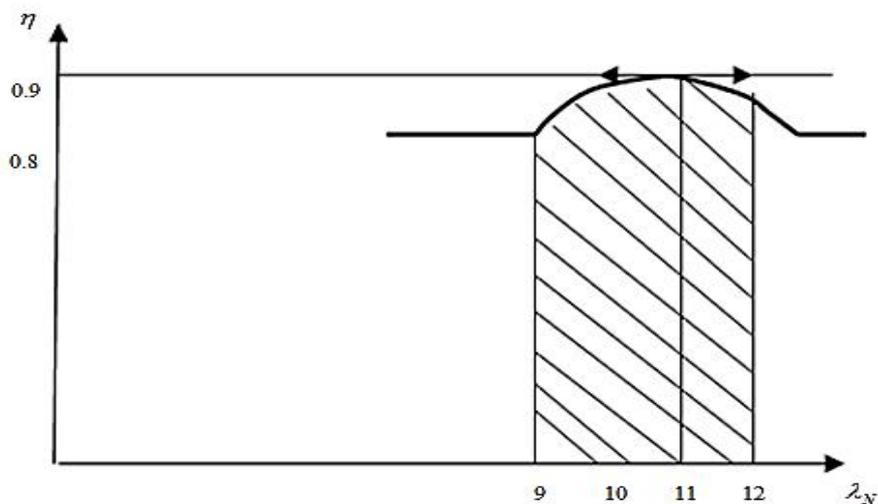


Fig.V.1. Le rendement en fonction de λ_N

La valeur de $\lambda_N = 11$ correspond au rendement optimal.

On obtient : $D = 183,7 \text{ mm}$

V.1.5. Calcul du nombre d'aube de la pompe et de la turbine

La relation empirique suivante permet de calculer le nombre d'aubes de la pompe en fonction du diamètre actif D de la pompe :

$$Z_p = 8,65.D^{0,28} ; \quad Z_p = 37 \text{ aubes}$$

Pour le nombre d'aubes Z_t de la roue turbine, on a la relation empirique suivante :

$$Z_t = Z_p + (1 \div 3) ; \quad Z_t = 40 \text{ aubes}$$

V.1.6. Calcul du débit de la pompe

Le remplissage maximal admissible est environ 80% du volume total du coupleur. Le débit d'huile du coupleur se calcule comme suit :

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

Avec H_p la charge effective du fluide qui est égale à :

$$H_p = \left[\frac{10^3.P_p.n_p^2.\eta_p}{\rho.n_s^2} \right]^{1/5} ; \quad Q = 0,0162 \text{ m}^3 / \text{s}$$

V.1.7. Calcul du couple transmis à la turbine

On détermine le couple transmis par la relation suivante :

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

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} a lieu comme suit :

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

C_m : vitesse méridienne

α : Coefficient de vitesse

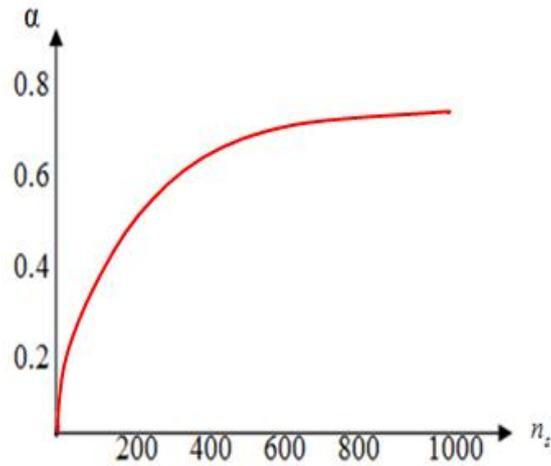


Fig. V.2. Variation du coefficient de vitesse α en fonction de la vitesse spécifique

Pour $n_s = 65$; $\alpha = 0,07$

$$C_m = \alpha \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p} ; \quad C_m = 1.466 \text{ m/s}$$

V.1.8. Calcul du diamètre maximal 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 $2d$

$$d_b = 2d$$

d : Diamètre de l'arbre de la pompe

$$d = 14,5,3 \sqrt{\frac{P_p}{\eta_p}} \quad d = 20 \text{ mm}$$

On prendra $d_b = 1,5 \cdot d$; $d_b = 30 \text{ mm}$ et $D_0 = 0.122 \text{ m}$

- Diamètre méridien à l'entrée de la roue pompe

$$D_{1p} = \frac{D_0 + d_b}{2} = \frac{0,122 + 0,03}{2} ; D_{1p} = 0.076 \text{ m}$$

- Largeur du canal à l'entrée de la pompe

$$b_{1p} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{1p} \cdot C_m} ; \quad b_{1p} = 0.046 \text{ m}$$

- Diamètre extérieur de la roue pompe

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

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

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

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

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

$$U_{1p} = \frac{\pi \cdot D_{1p} \cdot \eta_p}{60} ; \quad U_{1p} = 5,71 \text{ m/s}$$

$$H_{TP\infty} = \frac{H_p}{\eta_{hp}} ; \quad H_{TP\infty} = 22,8 \text{ m}$$

$$U_{2p} = 15,97 \approx 16 \text{ m/s} \Rightarrow D_{2p} = 0,212 \text{ m}$$

Ainsi, on peut calculer le rayon médian R_{1p} à l'entrée de la roue pompe et le rayon extérieur de la roue pompe R_{2p} :

$$R_{1p} = \frac{D_{1p}}{2} ; \quad R_{1p} = 0,038 \text{ m}$$

$$R_{2p} = \frac{D_{2p}}{2} ; \quad R_{2p} = 0,106 \text{ m}$$

Le couple de la pompe est donc égal à : $C = 21,283 \text{ daN.m}$

V.2. Détermination des paramètres constants

V.2.1 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 :*

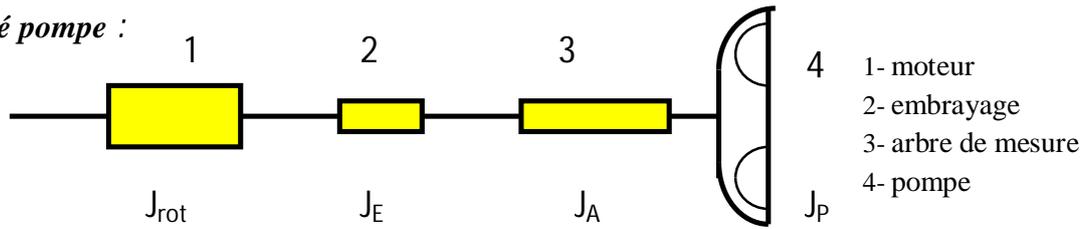


Fig.V.3. Chaîne cinématique (coté pompe)

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

$J_{rot} = 14 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$J_E = 3.82 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$J_A = 4.628 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$J_P = 4.379 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$J_1 = 26.827 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

• *Coté turbine:*

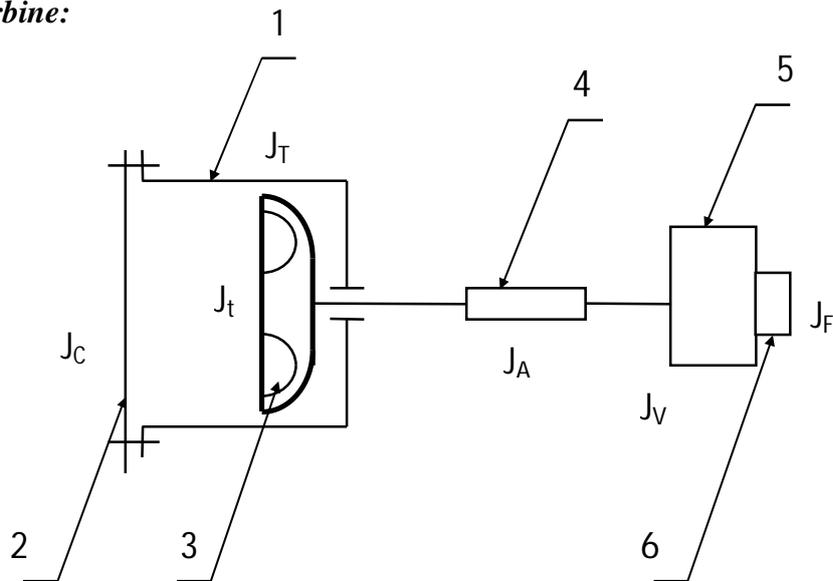


Fig.V.4. Chaîne cinématique (coté turbine)

- 1- Tore
- 2- Couvercle
- 3- Turbine
- 4- Arbre de mesure
- 5- Volant
- 6- Frein électromagnétique.

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

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

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

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

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

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

$$J_2 = J_T + J_t + J_c + J_A + J_V + J_F \qquad J_2 = 227.832 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

V.2.2. Calcul des paramètres adimensionnels constants

a) Moment d'inertie adimensionnel du coté pompe

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

A_2 : section transversale de la roue-turbine.

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

$Z_T = 16$ aubes,

$e = 5 \div 6$ (épaisseur de l'aube),

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

$$Q_1 = \frac{26.827.10^{-4}}{800 \times 0.0138 \times (88.5 \times 10^{-3})^3} \qquad Q_1 = 0.35$$

b) Moment d'inertie adimensionnel du coté turbine

$$Q_2 = \frac{J_2}{\rho.A_2.r_2^3} ; \qquad Q_2 = 2.97$$

- Paramètre adimensionnel de longueur :

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

$$\Phi = 2.\pi.r_m$$

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

$$P = 4.86$$

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

- Rapport des rayons : $a = \frac{r_1}{r_2} = \frac{4810^{-3}}{88.510^{-3}} = 0.54$

- Coefficient de frottement total (Y_{st}) :

Pour un coupleur : $Y_{st} = \frac{(\lambda_p + \lambda_t)}{2}$

On a : $\lambda_p = \lambda_t = \lambda$

$Y_{st} = \frac{2.\lambda}{2} = \lambda$

Selon les normes: $\lambda = 0.015$

V.2.3 Détermination des coefficients constants permettant le passage des résultats adimensionnels en résultats dimensionnels

- La constante du temps R_T :

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

- La constante de vitesse méridienne R_x :

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

- Les constantes de la vitesse angulaire : R_y, R_z

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

- Les constantes des moments sur la roue pompe et sur la roue turbine : RT_1, RT_2

$$\begin{cases} T_1 = \frac{M_p}{\rho.A_2.r_2^3.\omega_0^2} \\ T_2 = \frac{M_T}{\rho.A_2.r_2^3.\omega_0^2} \end{cases} \Rightarrow RT_1 = RT_2 = \rho.A_2.r_2^3.\omega_0^2$$

$RT_1 = RT_2 = 800 \times 0.0138 \times (88.510^{-3})^3 \times (150.2)^2$

$RT_1 = RT_2 = 17.2638 \text{ daN.m.}$

V.3. 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. 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.

V.4. Calcul de résistance

V.4.1. 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 :

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

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

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.

V.4.2. Calcul de la contrainte de torsion sur l'arbre

On négligera 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.

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

K_d : Coefficient de démarrage ; $K_d = 1 \div 3$

M_m : Moment de torsion nominal

La figure V.5. représente l'allure du moment de torsion sans phénomène vibratoire.

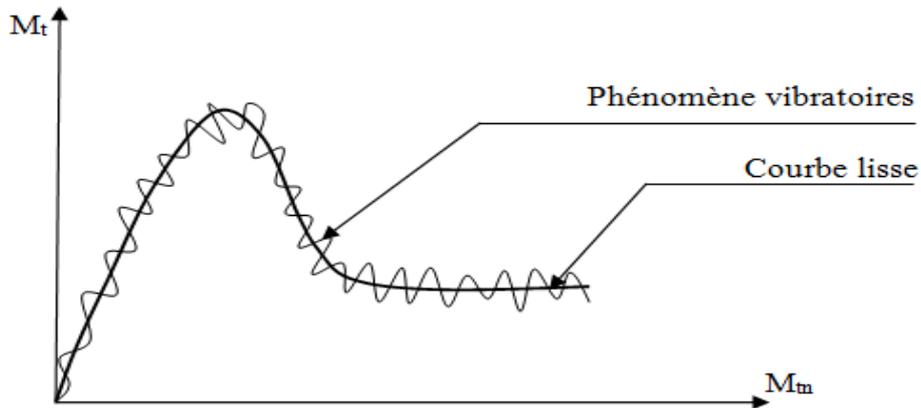


Fig.V.5.Courbe du moment

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

$P_n; \omega_n$: Données nominales du moteur

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

Pour majorer la charge, on prendra $K_d = 3$

$$M_{t\max} = 3 \frac{P_n}{\omega_n} = 3 \cdot \frac{P_n}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 60, \quad M_{t\max} = 7,985 \text{ daN.m}$$

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

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 $d = 20(\text{mm})$.

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 :

$$\tau = \frac{M_{t \max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{7,985 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot (20)^3}{16}}, \quad \tau = 5,083 \text{ daN/mm}^2$$

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

n : Coefficient de sécurité $n = 2 \div 5$

σ_e : Contrainte d'élasticité.

On prendra l'acier (A60) dont on connaît le diagramme de 'Smith' pour la torsion figure V.6.

$$\sigma_e = 33,75 \text{ (daN/mm}^2\text{)} \Rightarrow \sigma_{adm} = \frac{33,75}{n} \text{ avec } n = 2 \div 5$$

$$\sigma_{adm} = (6,75 \div 16,875) \text{ (daN/mm}^2\text{)}, \text{ d'où } \tau_{adm} = 0,65 \cdot \sigma_{adm}$$

$$\text{Si on prend } n = 4, \quad \sigma_{adm} = 8,43 \text{ (daN/mm}^2\text{)} \Rightarrow \tau_{adm} = 0,65 \cdot 8,43 \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

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

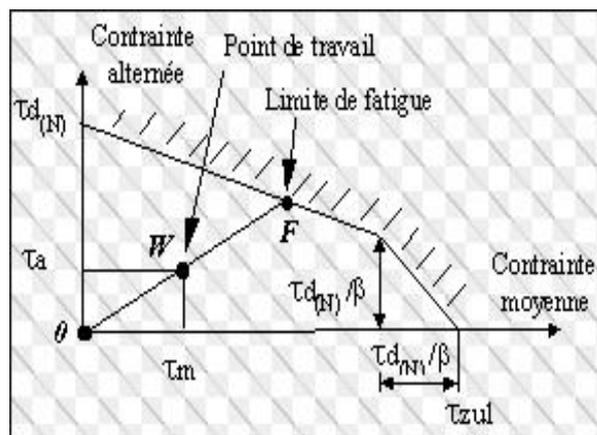


Fig.V.6. Diagramme de Smith acier A60

V.4.3. Calcul du coefficient de sécurité

En utilisant le diagramme de Smith, l'expression du coefficient de sécurité pour la torsion est égale à :

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

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

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

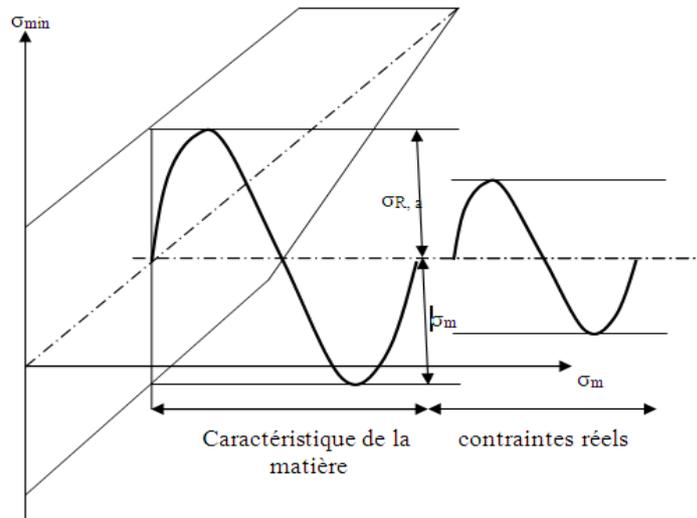


Fig.V.7. Diagramme de Smith

$n_{a,n}$: 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 calcule τ_m à l'aide de la relation suivante :

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

τ_m : Contrainte de torsion nominale moyenne.

La contrainte d'amplitude τ_a est égale à :

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

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

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

M_{ta} : Moment de torsion du niveau amplitude

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

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

V.4.4. Calcul de τ_m et $\tau_{a,n}$

$$M_m = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{P_n}{2\pi \cdot N} \cdot 60 = \frac{60.4.10^3}{2\pi \cdot 1435}, M_m = 26,62(N.m)$$

$$\tau_m = \frac{26,26.16.10^3}{\pi \cdot (20)^3} ; \tau_m = 1,7(daN/mm^2)$$

$$\tau_{a,n} = \frac{M_m(K_d - 1)}{\omega_t} ; \Rightarrow \tau_{a,n} = 3,39(daN/mm^2)$$

V.4.5. 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.

Pour le cas de la torsion : $K_\beta = 1,3$ et $\gamma_{tor} = \gamma_{Fi}$

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

$$\chi_{tor} = 0,9 \cdot \chi_0 + 0,4$$

χ_0 est lue 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 $\chi_{tor} = 0,6 \cdot 0,88 + 0,4 = 0,928$

Du diagramme de Smith Fig. III.6, on détermine $\tau_{a,l,e,p}$ en connaissant τ_e et τ_m

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

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

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

$$n_\tau = \frac{n_{a,\tau} \cdot n_{m,\tau}}{n_{a,\tau} + n_{m,\tau}} = \frac{3,88 \cdot 12,94}{3,88 + 12,94}, \quad n_\tau = 2,985 \Rightarrow n_\tau \approx 3$$

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

V.4.6. Choix des roulements du coupleur

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 et de l'encombrement.

Sachant que le coupleur sera utilisé pour un fonctionnement intermittent pour une durée de 2 à 4 heures en moyenne par jour, on doit alors se référer aux recommandations du constructeur. Une durée de vie des roulements $L_h = 8000 \text{heures}$ correspond approximativement aux conditions de fonctionnement de ce coupleur.

Puisqu'on connaît le diamètre, on peut procéder à la détermination de la charge dynamique de base "C" pour les deux types de roulements utilisés selon les normes.

- La charge dynamique équivalente est donnée par :

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

L : en million de tours et L_h : en heures.

- Roulement à billes

$$\begin{aligned} \phi_d = 20(\text{mm}) &\Rightarrow C_{cat} = 980(\text{daN}) && \Rightarrow P_1 = 110,965(\text{daN}) \\ P = \left(\frac{C}{L}\right)^{\frac{1}{K}}; K = 3 &&& \end{aligned}$$

- Roulement à rouleaux cylindriques

$$\begin{aligned} \phi_d = 20(\text{mm}) &\Rightarrow C_{cat} = 1340(\text{daN}) && \Rightarrow P_2 = 188,656(\text{daN}) \\ P = \left(\frac{C}{L}\right)^{\frac{1}{K}}; K = 10/5 &&& \end{aligned}$$

Donc :

$$P = \min(P_1, P_2) \quad \Rightarrow P = 110,965(\text{daN})$$

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

Chapitre VI

*Etude Expérimentale d'un
coupleur hydrodynamique*

VI

Etude Expérimentale d'un coupleur hydrodynamique

Au sein de notre faculté, on dispose d'un banc d'essai de coupleurs hydrodynamiques qui se trouve dans un état dégradé. On a alors procédé à sa rénovation et sa mise en marche. Ce banc d'essai doit être susceptible de répondre aux exigences suivantes :

1. le moteur électrique du banc d'essai doit supporter les charges variables (forces de résistance ou de freinage),
2. les instruments de mesure disponibles doivent permettre de la mesure des vitesses et des couples d'entrée et de sortie du coupleur pour des régimes instationnaires. Pour cela, on installera l'appareillage nécessaire permettant l'enregistrement de ces grandeurs, afin que l'on puisse ensuite les évaluer.
3. Les résultats expérimentaux obtenus à l'aide de ce banc d'essai seront comparés aux résultats de la simulation numérique. C'est sur cette base que va se développer notre étude expérimentale.

VI.1. Description du banc d'essai du coupleur hydrodynamique

La figure VI.1 montre le schéma du banc d'essai du coupleur hydrodynamique.

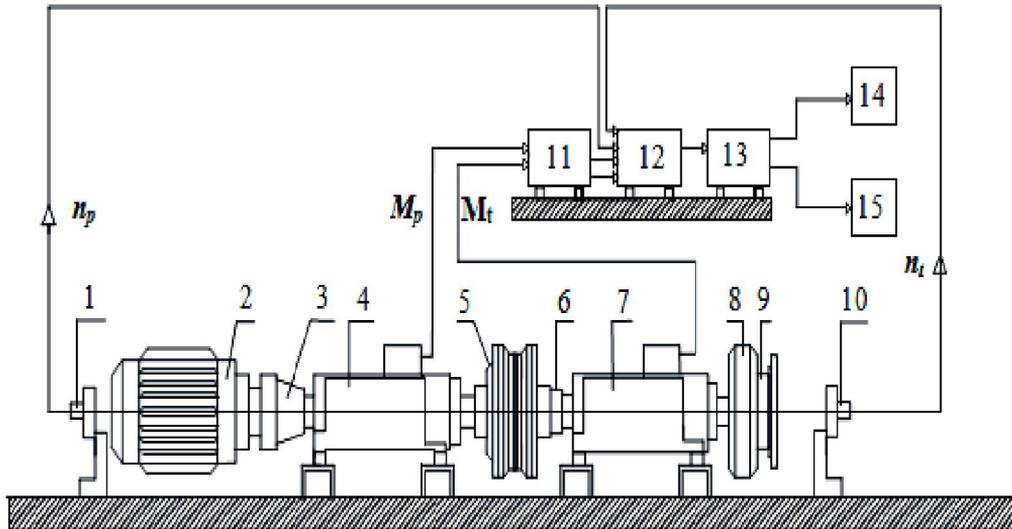


Fig.VI.1. Schéma du banc d'essai du coupleur hydrodynamique

- | | |
|---------------------------------------|----------------------------|
| 1. Tachymètre A | 8. Le volant |
| 2. Moteur électrique | 9. Frein électromagnétique |
| 3. Embrayage électromagnétique | 10. Tachymètre B |
| 4. Appareil de mesure de couple M_1 | 11. Controller-UNIT-GDI |
| 5. Coupleur hydrodynamique | 12. Enregistreur |
| 6. Accouplement rigide | 13. Pc |
| 7. Appareil de mesure de couple M_2 | 14. Traceur |
| | 15. Imprimante |

- la génératrice est destinée au réglage de la charge pour différents régimes de fonctionnement.
- le volant va simuler le couple résistant.

Ce banc d'essai se compose des dispositifs et organes suivants :

a) Tachymètre

On a deux tachymètres (générateurs tachymétriques) A et B qui mesurent respectivement la vitesse d'entrée n_p (la roue pompe) et la vitesse de sortie n_t (la roue turbine).

b) Moteur électrique

C'est un moteur électrique asynchrone à rotor à court-circuit, type VZ 112M-4, dont la courbe caractéristique est indiquée sur la figure VI.2.

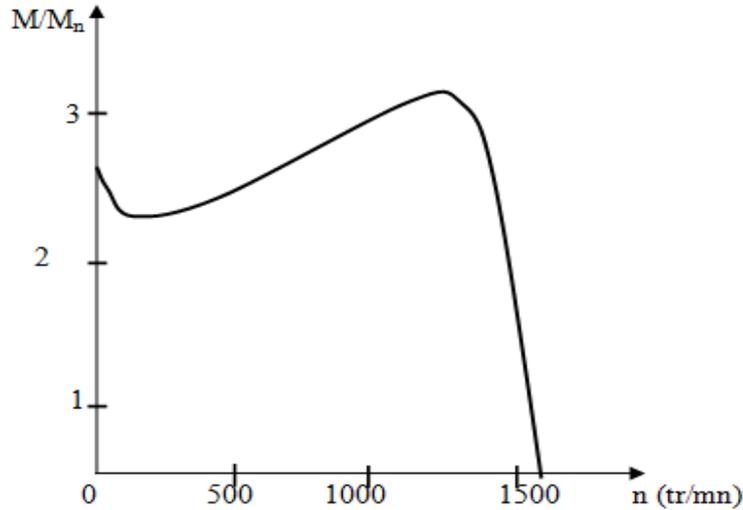


Fig.VI.2. Courbe caractéristique statique du moteur

- 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 $n_n = 1435 \text{ tr/mn} \Rightarrow M_n = \frac{P_n}{\omega_n} = 2.663 \text{ daN.m}$

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

d) Dispositif de mesure de couple

Les jauges de contrainte colées sur l'arbre d'entrée et de sortie sont raccordées à quatre bagues de contact, isolées électriquement l'une de l'autre. A travers des balais, les tensions d'alimentation et les signaux de mesure sont transmis à l'amplificateur de signal puis stockés.

L'avantage de ce procédé réside dans le coût bas et dans la possibilité d'une modulation quelconque de tension d'alimentation du pont de Wheatstone.

Pour des mesures du couple d'un arbre, cette tension d'alimentation modulée est nécessaire pour éliminer l'influence parasite des champs magnétiques et des encrassements.

Les deux arbres de mesure de couple sont logés dans des paliers à billes (figure VI.3), les deux bouts de chaque arbre permettent l'accouplement aux organes moteur et récepteur. 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).

Le signal de mesure proportionnel au couple est conduit par les balais en bronze à partir des bagues glissantes en bronze argenté jusqu'au raccord électrique. Les balais prélèvent le signal à partir d'une bague glissante. Ces bagues sont isolées l'une de l'autre par des cales en plastique. Le dispositif de mesure du couple ne nécessite aucun traitement spécial. Les bagues glissantes sont en contact avec les balais à sec.

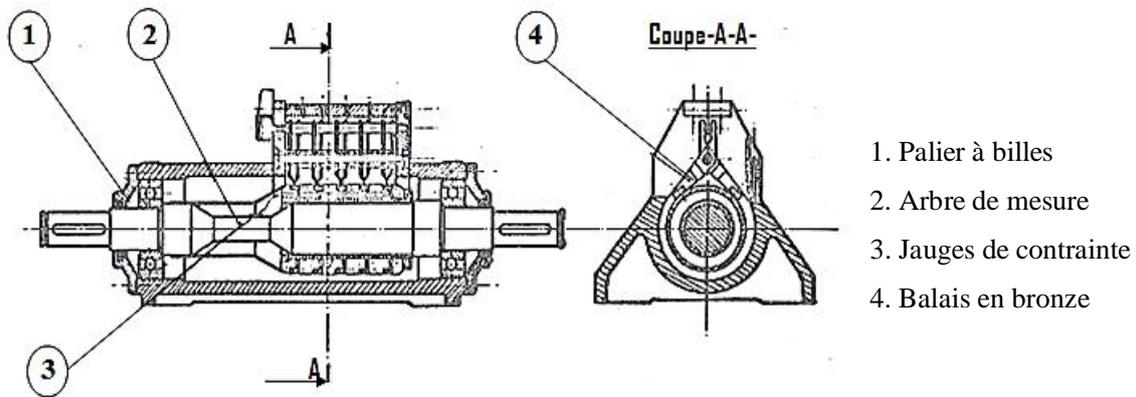


Fig. VI.3. Vue en coupe du dispositif de mesure de couples

e) Coupleur hydrodynamique

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

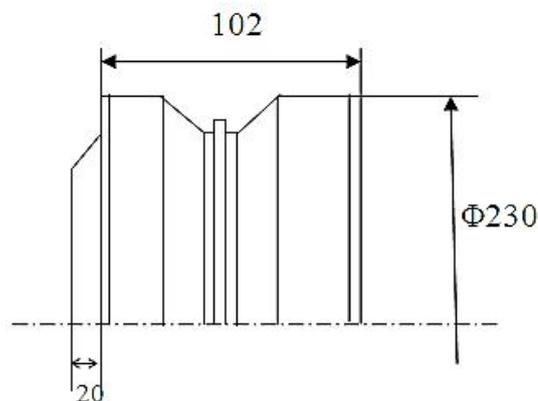


Fig. VI.4. Géométrie des deux rotors

f) Accouplement rigide

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

g) Volant

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

h) Frein électromagnétique

Frein à course sèche : type EFL-4T

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

Caractéristiques techniques du frein :**i) Controller-UNIT-GDI**

La destination du "Controller" est de satisfaire les exigences de courant de commande en connexion avec les mesures 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 au courant de sortie pour que les phénomènes puissent être enregistrés. Pour élargir son domaine d'utilisation, on dispose d'un amplificateur de mesure de couple.

Caractéristiques techniques de l'amplificateur :

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

j) Enregistreur

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

- Nomination: Potentiometer recorder,
- Type : OH-814/1, firme hongroise RADELKIS

VI.2. Étalonage du banc d'essai

a) Procédure d'étalonnage

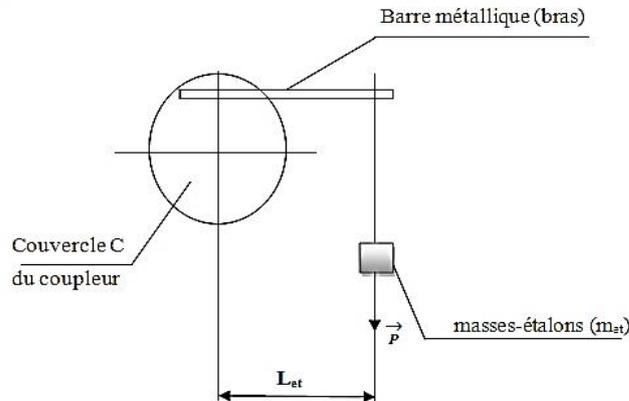


Fig. VI.5. Schéma de principe

l_{et} : longueur-étalon du bras : $l_{et} = 40.5\text{cm}$

m_{et} : " masses-étalon" : $m_{1et} = 1.06\text{kg} \Rightarrow P_1 = 1.06\text{daN}$

$m_{2et} = 1.10\text{kg} \Rightarrow P_2 = 1.10\text{daN}$

$m_{3et} = 1.43\text{kg} \Rightarrow P_3 = 1.43\text{daN}$

On règle l'enregistreur sous le calibre et la sensibilité suivants :

Sensibilité : $1\text{mV} / \text{cm}$ et calibre ($\times 100$) $\Rightarrow 100\text{mV} / \text{cm}$

La sensibilité et le calibre restent fixes pendant tous les essais.

$m(\text{kg})$	$p(\text{daN})$	$l(\text{cm})$	$C = p.l = M$ (daN.m)	$Y(\text{cm})$
1,06	1,06	40,5	4,293	0,2789
2,26	2,26	40,5	$9,153 \cdot 10^{-1}$	0,5947
3,59	3,59	40,5	$14,54 \cdot 10^{-1}$	0,9448

Tableau VI.1: Tableau d'étalonnage

b) Tracé de la courbe d'étalonnage :

$$C = f(Y)$$

C : Couple exercé par la masse-étalon sur la turbine.

Y : Le déplacement de l'aiguille correspondant et qui est enregistré par l'appareil-tracteur, sous le calibre et la sensibilité fixés au départ.

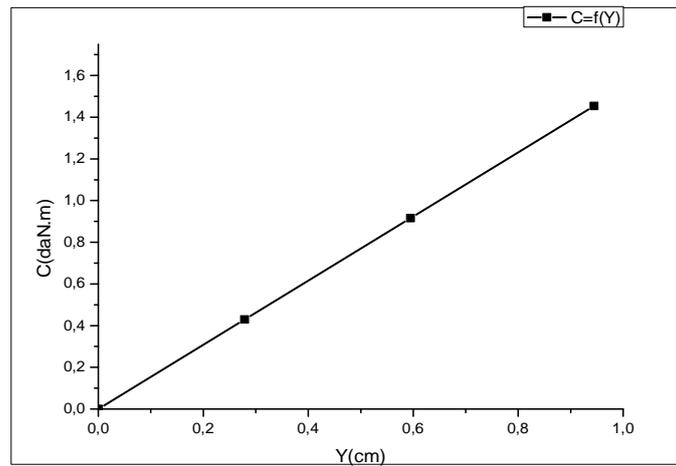


Fig. VI.6. La courbe d'étalonnage

Échelles :

$Y=1\text{cm}$ correspond à 10 cm sur l'axe "Y"

$C=1\text{daN.m}$ correspond à 5.00 cm sur l'axe "C"

Pour $C = 1 \text{ daN.m}$ on a un déplacement du stylet de $Y = 0,6498 \text{ cm}$ sur la table traçante.

Pour l'échelle des vitesses de rotation n_p et n_T , ces dernières seront déterminées à partir de celle du moteur (n_m) dont la vitesse nominale est donnée et égale à $n_{nom_M} = 1435 \text{ t/mn}$.

VI.3. Modes d'essais de démarrage et de freinage

a) Mode 1

- Moteur initialement en marche normale, et la turbine est bloquée,
- Embrayer, pompe-moteur, turbine est encore bloquée,
- débloquent la turbine, pompe et moteur en marche normale.

b) Mode 2

- Moteur initialement en marche normale, et la turbine est débloquée,
- Embrayer, pompe-moteur, turbine reste débloquée,

c) Mode 3

- 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.

d) Mode 4

- 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.

e) Mode 5 (Freinage)

- Moteur, pompe, turbine en marche normale,
- Bloquer la turbine, le moteur et la pompe en marche normale.

Chapitre VII

Résultats Expérimentaux et Théoriques

VII

Résultats expérimentaux et théoriques

VII.1 Résultats expérimentaux et théoriques du coupleur hydrodynamique

VII.1.1 Essai de démarrage : Mode 1

Les conditions de simulation de ce mode de démarrage sont :

- Démarrage du moteur, et la turbine est bloquée,
- Accouplement de la pompe et du moteur, turbine est encore bloquée,
- Débloquent la turbine; la pompe et le moteur sont en marche.

Dans la figure VII.1 sont présentés respectivement l'évolution des vitesses de rotation et des moments de la pompe et de la turbine résultant de la simulation expérimentale et numérique du mode de démarrage défini.

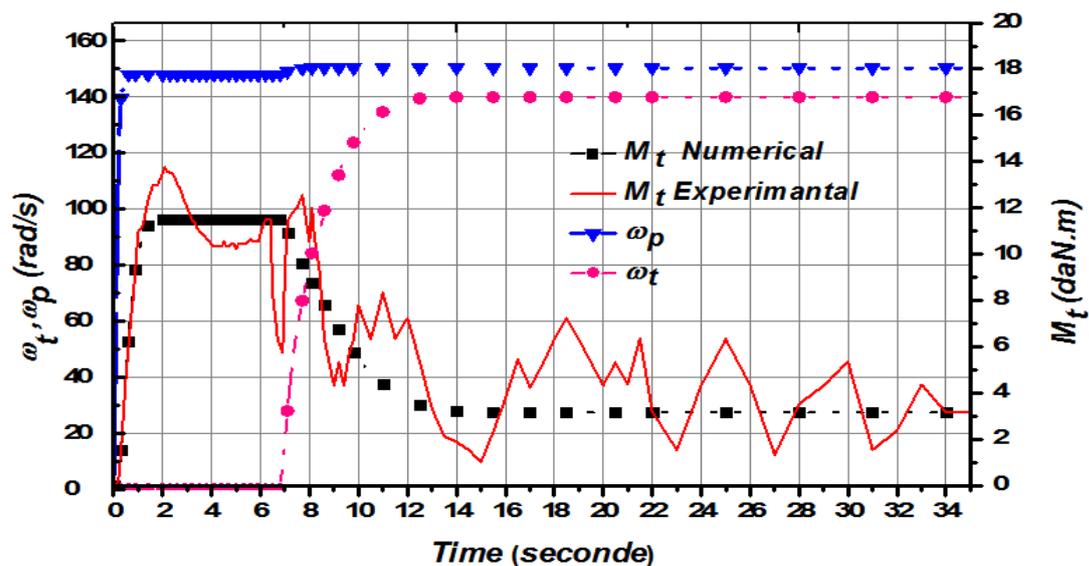


Fig.VII.1. Résultats de la simulation (mode 1)

❖ La vitesse angulaire de la pompe ω_p évolue en trois phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 0.6s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_0} = 0rad/s \\ \omega_{p_1} = 147.7968rad/s \end{cases}$$

La courbe $\omega_p(t)$ a une allure linéaire.

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 0.6s \\ t_2 = 6.8s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_1} = 147.7968rad/s \\ \omega_{p_2} = 147.7968rad/s \end{cases}$$

La courbe $\omega_p(t)$ prend une allure constante.

➤ 3^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_2 = 6.8s \\ t_3 = 8s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_2} = 147.7968rad/s \\ \omega_{p_3} = 150.2rad/s \end{cases}$$

ω_{p_2} passe à ω_{p_3} puis elle reste constante.

❖ La vitesse angulaire de la roue turbine ω_t évolue en trois phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 0.6s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{t_0} = 0rad/s \\ \omega_{t_1} = 0rad/s \end{cases} \Rightarrow \omega_{t_0} = \omega_{t_1} = 0 \quad \omega_t \text{ prend la valeur nulle.}$$

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 6.8s \\ t_2 = 13.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{t_1} = 0rad/s \\ \omega_{t_2} = 139.7911rad/s \end{cases}$$

La courbe $\omega_t(t)$ croit d'une manière parabolique.

➤ 3^{eme} phase :

$$t > t_2 \Rightarrow \omega_t = 139.7911 rad/s$$

ω_t prend une valeur constante.

❖ Le moment M_t de la turbine évolue en quatre phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 1.8s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} = 0daN.m \\ M_{t_1} = 11.48daN.m \end{cases}$$

M_t augmente linéairement jusqu'à la valeur

M_{t1} .

➤ 2^{ème} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 1.8s \\ t_2 = 6.8s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} \approx M_{t_2} = 11.48 daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ prend une valeur moyennement constante.}$$

➤ 3^{ème} phase :

$$\begin{cases} t_2 = 6.8s \\ t_3 = 18.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_2} = 11.48 daN.m \\ M_{t_3} = 3.16 daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ décroît et atteint la valeur } M_{t_3}.$$

➤ 4^{ème} phase :

$t > t_3$, $M_t = 3.16 daN.m$ M_t prend une valeur constante.

Pendant la phase de blocage de la turbine ($n_T = 0$), on constate que la vitesse de la pompe n_P croît avec une pente très prononcée, puis elle atteint une valeur stabilisée légèrement inférieure à n_M . A $t=7$ s, on atteint la vitesse nominale du moteur ($n_P = cte$ et $n_M = 1435 t/mn$).

À partir du temps de blocage $t=7$ s, la vitesse de la pompe n_P atteint rapidement la vitesse du moteur. La vitesse de la turbine n_T croît d'une manière parabolique, ensuite elle se stabilise à une valeur $n_T = 1339.18 t/mn$ qui reste toujours inférieure à n_P . On en déduit une valeur de glissement $s=7\%$.

On remarque l'apparition de phénomène vibratoire, accompagnés d'une décroissance de la courbe du moment de la turbine $M_t(t)$. $M_T(t)$ atteint une valeur stabilisée, mais avec la présence du phénomène vibratoire, au bout de 6,5s. Depuis le point de déblocage, le moment de la turbine est de l'ordre de $2,77 daN.m$.

La phase de blocage de la turbine se résume comme suit:

- La vitesse de la pompe n_P croît puis elle atteint au bout de 0,6 s une valeur égale à $n_P = 1400,33 t/mn$ qui reste légèrement inférieure à $n_M = 1435 t/mn$ pendant la phase de blocage.
- n_T reste pendant toute la phase de blocage nulle (0).
- Le moment de la turbine M_t il atteint au bout de 0,6 s une valeur moyenne $M_T = 6,46 daN.m$.

VII.1.2. Essai de démarrage : Mode 2

Les conditions de simulation de ce mode de démarrage sont :

- Démarrage du moteur, et déblocage pu déchargement de la turbine;
- Accouplement de la pompe et du moteur, la turbine est libre.

La figure VII.2 présente les résultats expérimentaux et théoriques de la simulation de démarrage en mode 2.

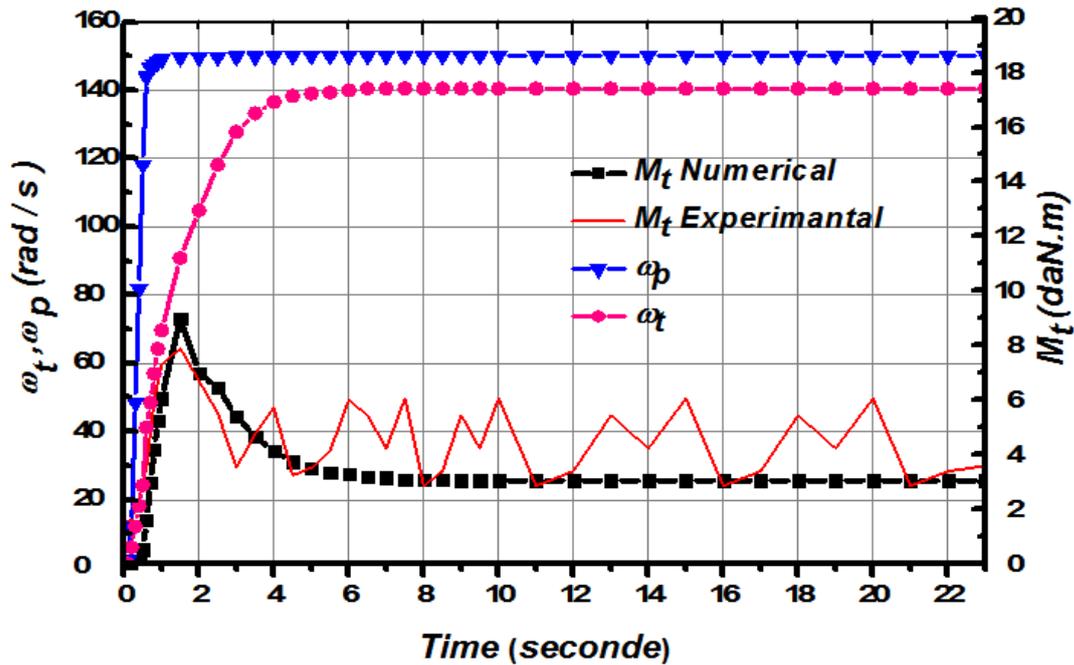


Fig.VII.2. Résultats de la simulation (mode 2)

- la vitesse angulaire de la roue pompe ω_p évolue presque comme dans le mode (1).
- la vitesse angulaire de la roue turbine ω_t évolue en deux phases:

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 7s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{t_0} = 0rad/s \\ \omega_{t_1} = 140rad/s \end{cases} \quad \omega_t \text{ croit d'une manière parabolique.}$$

➤ 2^{eme} phase :

$$t > t_1, \omega_t = 140.52 \text{ rad/s} \quad \omega_t \text{ devient constant.}$$

- Le moment sur la roue turbine M_t évolue en trois phases :

✓ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 1.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} = 0 daN.m \\ M_{t_1} = 8.99 daN.m \end{cases}$$

M_T augmente et présente un pic (M_{t1}).

✓ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 1.5s \\ t_2 = 9.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_2} = 8.99 daN.m \\ M_{t_3} = 3.04 daN.m \end{cases}$$

M_t décroît jusqu'à la valeur M_{t2} .

➤ 3^{eme} phase :

$t > t_2$, $M_t = 3.04 daN.m$ M_t demeure stable.

- n_P croît presque identiquement comme dans le mode I, puis elle atteint la valeur stabilisée $n_P = n_m = 1435t/min$ au bout de 4s.
- n_T croît de l'origine, jusqu'à une valeur stabilisée, au bout de 6,5s puis elle se stabilise comme dans le mode I; $n_{T^*} = 1339,18 t/min$, le glissement $s=7\%$
- M_T présente au départ un pic $M_{Tmax} = 6,46 daN.m$ correspondant à un temps $t = 0,5s$. $M_T(t)$ prend ensuite une allure décroissante, accompagnée de phénomènes vibratoires, puis atteint une valeur stabilisée, de l'ordre de $M_{T^*} = 2,62 daN.m$ au bout de 7 sec.

La phase de débloqué ou déchargement de la turbine a lieu comme suit :

- La vitesse de la pompe n_P fait à partir de $t=3,5 s$ un léger saut, puis elle atteint au bout de 1s $n_P = n_M = 1453t/min$.

VII.1.3. Essai de démarrage : Mode 3

Les conditions de simulation du mode de démarrage sont :

- Le moteur est initialement à l'arrêt, et le coté turbine est bloqué,
- Accouplement de la pompe et du moteur, le moteur est à l'arrêt et la turbine est encore bloquée,
- La mise en marche du moteur, et le débloqué de la turbine.

La figure VII.3 présente les résultats expérimentaux et théoriques de la simulation de démarrage suivant le mode 3.

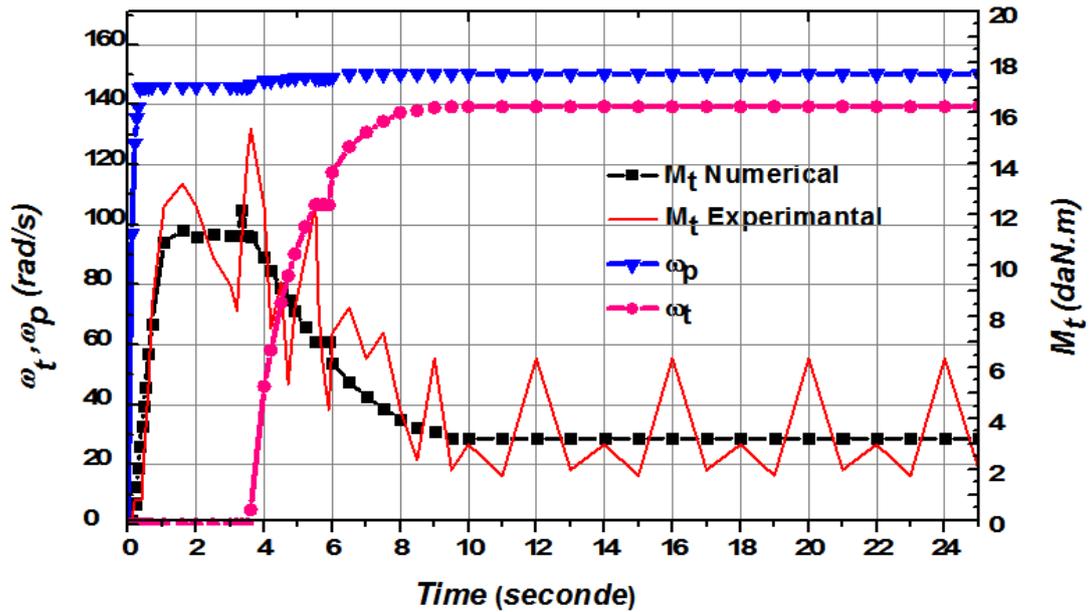


Fig.VII.3. Résultats de la simulation (mode 3)

- ω_p évolue en quatre phases :

➤ 1^{er} phase:

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 0.4s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_0} = 0rad / s \\ \omega_{p_1} = 145.96rad / s \end{cases}$$

ω_p croit linéairement jusqu'à la valeur ω_{p1} .

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 0.4s \\ t_2 = 3.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_1} = 145.96rad / s \\ \omega_{p_2} = 145.96rad / s \end{cases}$$

ω_p prend une valeur moyennement constante.

➤ 3^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_2 = 3.5s \\ t_3 = 6.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_2} = 145.96rad / s \\ \omega_{p_3} = 150.20rad / s \end{cases}$$

ω_p croit légèrement de ω_{p2} à ω_{p3} .

➤ 4^{eme} phase :

$t > t_3 \Rightarrow \omega_p = 150.2 \text{ rad/s}$; ω_p prend une valeur constante ω_{p3} et ω_t évolue presque comme le mode (1).

- M_t évolue en 4 phases.

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 1.05s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} = 0daN.m \\ M_{t_1} = 10.9daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ croit linéairement jusqu'à } M_{t1}.$$

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 1.05s \\ t_2 = 3.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_1} = 10.9daN.m \\ M_{t_2} = 10.35daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ reste presque constante.}$$

➤ 3^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_2 = 3.6s \\ t_3 = 10s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_2} = 10.35daN.m \\ M_{t_3} = 3.21daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ décroît jusqu'à la valeur } M_{t3}.$$

➤ 4^{eme} phase :

$$t > t_3 \Rightarrow M_t = 3.21 \text{ daN.m} \quad M_t \text{ prend une valeur constante.}$$

VII.1.4. Essai de démarrage : Mode 4

Les conditions de simulation du mode de démarrage sont :

- Démarrage du moteur, et déchargement de la turbine,
- Accouplement de la pompe et du moteur, puis on arrête le moteur,
- Redémarrage du moteur.

Dans la figure VII.4 sont présentés respectivement l'évolution des vitesses de rotation et des moments de la pompe et de la turbine de la simulation expérimentale et numérique du mode de démarrage 4.

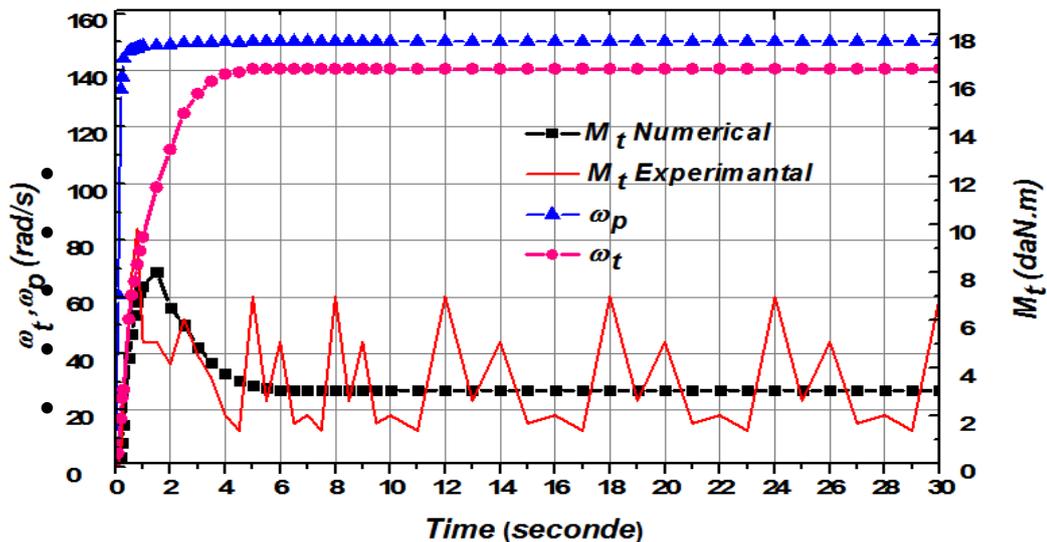


Fig.VII.4. Résultats de la simulation (mode 4)

- ω_p évolue en trois phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 0.6s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_0} = 0rad/s \\ \omega_{p_1} = 147.18rad/s \end{cases} \quad \omega_p \text{ croit linéairement.}$$

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 0.6s \\ t_2 = 4.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_1} = 147.18rad/s \\ \omega_{p_2} = 149.85rad/s \end{cases} \quad \omega_p \text{ prend une valeur moyennement constante.}$$

➤ 3^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_2 = 4.5s \\ t_3 = 5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{p_2} = 149.85rad/s \\ \omega_{p_3} = 150.20rad/s \end{cases} \quad \omega_p \text{ croit légèrement et prend une valeur constante.}$$

- ω_t évolue en deux phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{t_0} = 0rad/s \\ \omega_{t_1} = 140.52rad/s \end{cases} \quad \omega_t \text{ croit d'une allure parabolique.}$$

➤ 2^{eme} phase :

$$t > t_1 \Rightarrow \omega_t = 140.52 \text{ rad/s.} \quad \omega_t \text{ demeure stable.}$$

- M_t : évolue en 3 phases :

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 1.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} = 0daN.m \\ M_{t_1} = 8.02daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ croit et atteint un maximum.}$$

➤ 2^{eme} phase :

$$\begin{cases} t_1 = 1.5s \\ t_2 = 10s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_1} = 8.02daN.m \\ M_{t_2} = 3.04daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ décroît jusqu'à la valeur } M_{t_2}.$$

➤ 3^{eme} phase :

$$t > t_2 \Rightarrow M_t = 3.04 \text{ daN.m} \quad M_t \text{ demeure stable.}$$

- n_p croît et atteint une valeur $n_p = 1423,48$ t/min au bout de 1 s, puis elle croît jusqu'à $t=5$ s, $n_p = n_M = 1435$ t/min.
- n_T croît pour atteindre une valeur stabilisée $n_t = 1339,18$ t/mn au bout de 7 s.
- M_T atteint un maximum $M_{T_{max}} = 7.39$ daN.m au bout de 0,25 s, puis il décroît jusqu'à $M_T^* \approx 2,13$ daN.m avec présence de phénomènes vibratoires.

VII.1.5 Essai de freinage : mode 5

Les conditions de simulation du mode de freinage sont :

- Le moteur, la pompe et la turbine sont en marche,
- Blocage ou chargement de la turbine, le moteur et la pompe restent en marche.

Dans la figure VII.5 sont présentés respectivement l'évolution des vitesses de rotation et des moments de la pompe et de la turbine résultant de la simulation expérimentale et numérique du mode de freinage.

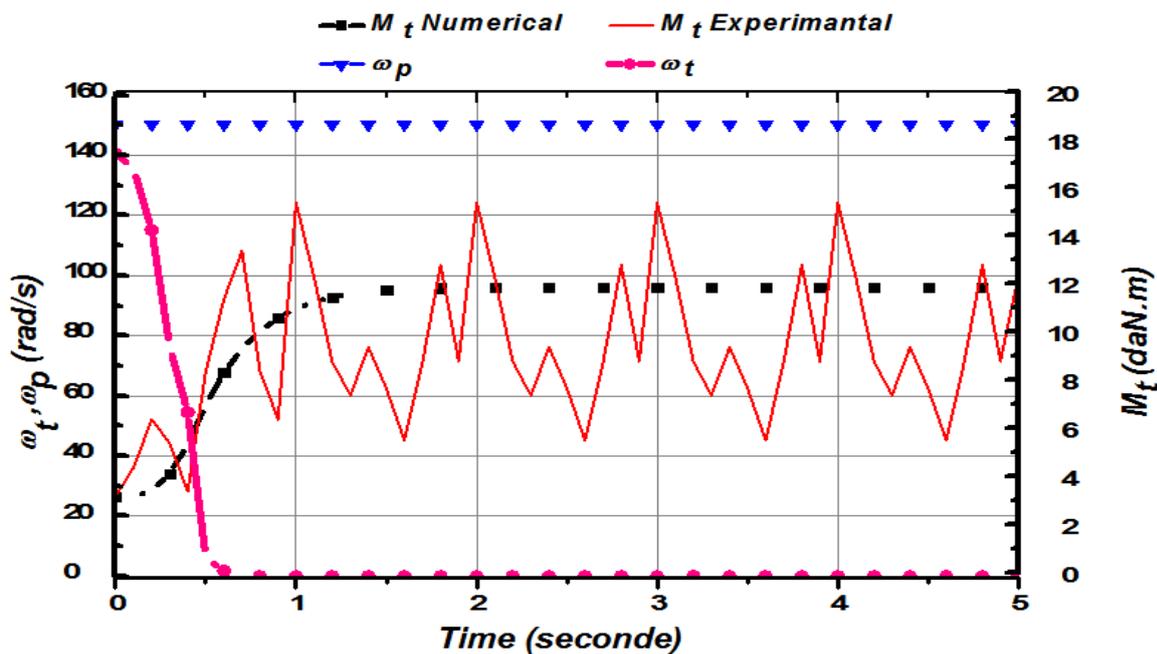


Fig. VII.5 : Résultats de l'essai de freinage (mode 5)

La vitesse angulaire de la roue pompe (ω_p) reste constante.

$$t > 0 \quad \omega_p = 150.2 \text{ rad/s}$$

- La vitesse angulaire de la turbine ω_t décroît jusqu'à la valeur nulle.

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 0.8s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_{t_0} = 140.52rad/s \\ \omega_{t_1} = 0rad/s \end{cases} \quad \text{Le moment sur la roue turbine } M_t \text{ évolue en deux phases}$$

➤ 1^{er} phase :

$$\begin{cases} t_0 = 0s \\ t_1 = 2.5s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} M_{t_0} = 0daN.m \\ M_{t_1} = 11.82daN.m \end{cases} \quad M_t \text{ croit d'une allure parabolique jusqu'à la valeur } M_{t1}.$$

➤ 2^{eme} phase :

$$t > t_1 \Rightarrow M_t = M_{t1} \quad M_t \text{ demeure stable.}$$

$n_P(t)$, $n_T(t)$, $M_T(t)$ étaient initialement en régime stationnaire .

- $n_P = 1435t/mn = n_M$
- $n_T = 1339,18t/mn$
- $M_T = 2,77daN.m.$

De la figure VII.5, on constate que :

- n_P croit rapidement, sous l'excitation du frein, mais après 0,4 s elle atteint la vitesse nominale du moteur.
- n_T décroît fortement de 1339,18 t/mn à 0 t/min au bout de 0.7s.
- M_T présente un maximum $M_{T \max} = 14,62 daN.m.$, le moment de blocage de la turbine est atteint après 0,6s.

En général, on remarque que :

- Pour les modes (1) et (3), la courbe du moment sur la roue turbine (M_T) évolue en 4 phases à savoir : croissance linéaire, stabilisation, décroissance et à la fin stabilisation, l'explication physique de cette allure est comme suit :
 - Pendant la période de blocage, M_T croit de zéro à une valeur M_{T1} , où M_{T1} est le moment sur la roue turbine et reste fixe tant qu'il y a blocage.
 - Juste après le déblocage, on constate la décroissance de M_T , ceci est dû à l'absence du moment résistant de blocage.
 - Dans la dernière phase, l'effet des moments d'inertie résistant diminue et donc le moment sur la roue turbine sera égal au moment transmis qui reste constant (régime stable).

- Pour les modes (2) et (4), la courbe du moment sur la roue turbine (M_T) évolue en 3 phases à savoir : croissance avec présence d'un pic, décroissance, stabilisation, de même, ceci s'explique comme suite :
 - La turbine était débloquée (libre), l'effet du moment résistant de blocage est nul, et dans ce cas, le moment sur la roue turbine augmente jusqu'à la valeur du moment d'inertie due à l'inertie de la turbine et du fluide en mouvement, et en suite (M_T) décroît jusqu'à la période de fonctionnement normal.
- Pour le freinage, c'est presque la même chose que la première phase du démarrage (mode 1 et 3), mais la différence réside dans les valeurs initiales (ω_P , ω_T , M_T), le phénomène physique est presque le même :
 - Dans le régime normal, ω_P , ω_T , M_T ont des valeurs fixes, juste après le freinage (blocage de la turbine), ω_T décroît jusqu'à la valeur nulle, tandis que M_T augmente et se stabilise à un moment égal au moment de freinage.

VII.2. Résultats de la simulation numérique du convertisseur de couple

Après de résolution des équations (IV.11, IV.12 et IV.13), on déduit les relations de calcul de \dot{V} , M_{p_0} et M_{T_0} en fonction de v_0 à travers lesquelles peut analyser le comportement de fonctionnement du convertisseur hydrodynamique.

La figure VII.6 montre les courbes de M_{p_0} et M_{T_0} en fonction obtenues par l'application numérique. Les deux moments décroissent avec l'augmentation de v_0 .

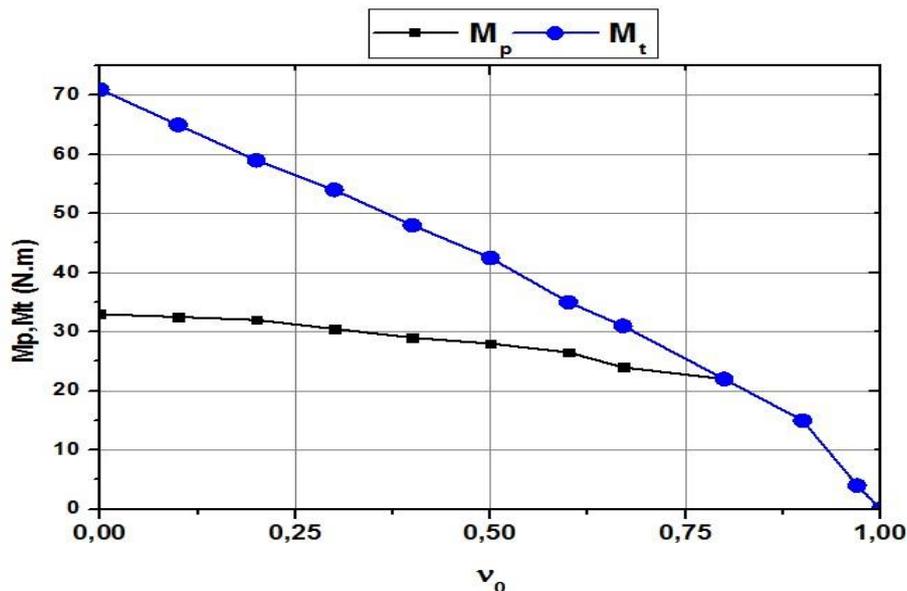


Fig.VII.6. Caractéristique en régime stationnaire d'un convertisseur

D'après la figure VII.7 on constate que le rapport de couple μ_0 diminue d'une manière linéaire jusqu'à $v_0 = 0.8$, puis il devient constant.

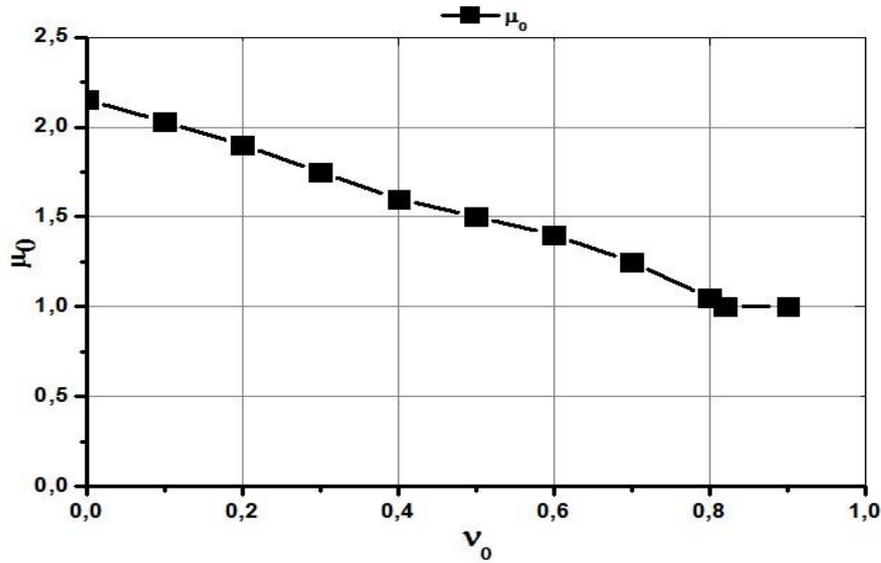


Fig.VII.7. Rapport de couple μ_0 en fonction du rapport de vitesse v_0

La figure VII.8 montre respectivement l'évolution d'un 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 .

On constate que le rendement augmente avec v_0 jusqu'à $v_0=0.8$, puis il commence à diminuer en raison de la diminution de μ_0 . Le débit volumique a une allure décroissante en fonction de v_0 .

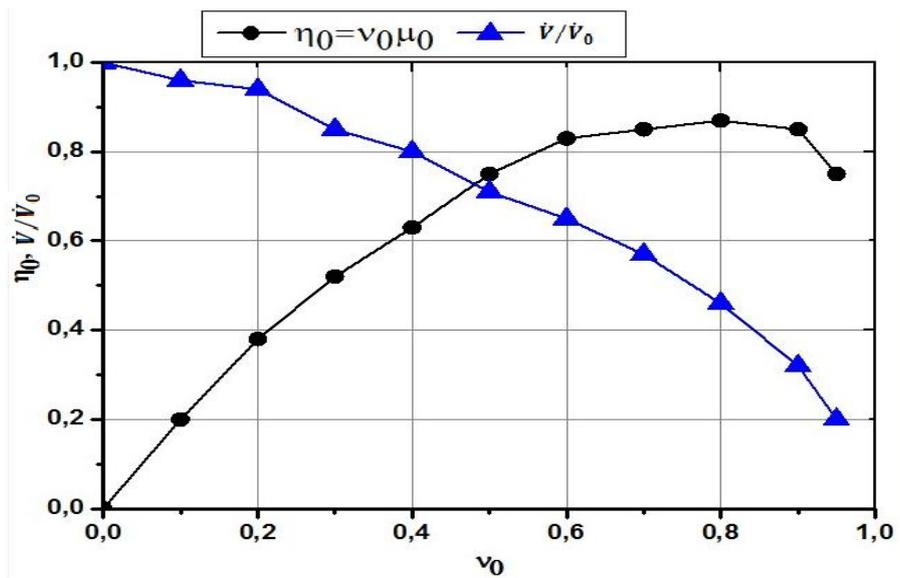


Fig.VII.8. Rendement η_0 et débit volumique spécifique \dot{V}/\dot{V}_0 en fonction du rapport de vitesse

La figure VII.9 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 instationnaire 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.

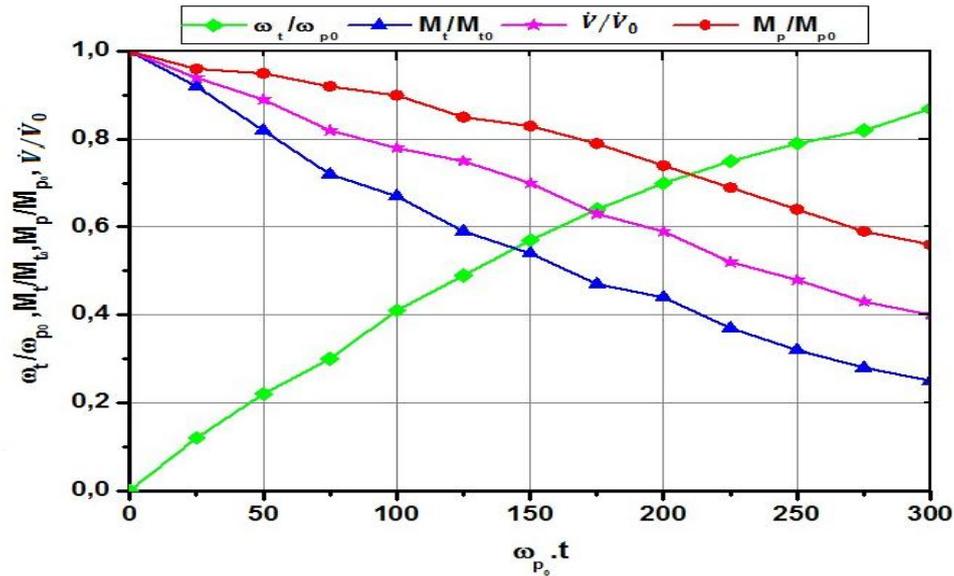


Fig.VII.9. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation de la pompe constante.

D'après la figure VII.10, 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.

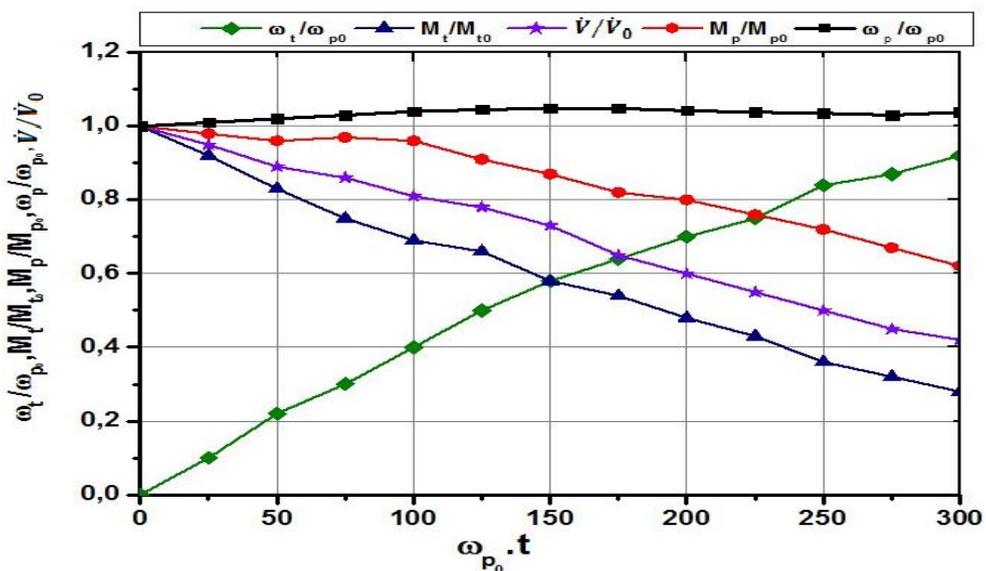


Fig.VII.10. Côté secondaire déchargé à vitesse de rotation croissante.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Grace aux modèles de simulation numérique, on a pu établir les relations entre les grandeurs d'entrée et de sortie d'une transmission hydrodynamique. On a étudié deux types de transmissions hydrodynamiques, un coupleur hydrodynamique et un convertisseur de couple. L'élaboration des systèmes d'équations différentielles qui décrivent le mouvement du coupleur et du convertisseur hydrodynamique dans les régimes instationnaires a été le point de départ de ce travail. Le système d'équations différentielles est composé de :

- Équations du mouvement de fluide [$C=f(p, \omega)$],
- Équations du mouvement de la pompe [$M_p = f(p, \omega)$],
- Équations du mouvement de la turbine [$M_T = f(p, \omega)$],
- Équations du mouvement du réacteur [$M_R = f(p, \omega)$] pour le cas du convertisseur.

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

Deux programmes de calcul rédigés en langage Fortran 90 ont été développés pour calculer les valeurs des grandeurs caractéristiques, vitesses et moments en fonction du temps.

Malgré les difficultés rencontrées dans la mise en état de marche du banc d'essai destiné aux essais expérimentaux du coupleur hydrodynamique, on a pu effectuer les essais de simulation des modes de fonctionnement du coupleur.

Grace aux résultats obtenus à partir des essais expérimentaux, on a pu valider le modèle de simulation numérique élaboré du coupleur hydrodynamique. Pour le cas du convertisseur de couple, on a réussi à développer le modèle de simulation numérique.

Les résultats des deux simulations ont très satisfaisants, et ceci malgré la vétusté du banc d'essai.

Vu l'importance de ce type de banc d'essai dans l'étude expérimentale des accouplements hydrauliques, il est impératif de moderniser les équipements de mesure, d'enregistrement, de traitement et d'analyse des données.

Ce travail représente une contribution non négligeable dans l'étude des transmissions hydrodynamiques. Concernant les travaux futurs dans le domaine des transmissions hydrodynamiques, il serait utile de compléter ce travail de recherche par une analyse expérimentale et une simulation numérique du comportement vibratoire des coupleurs et des convertisseurs hydrodynamiques. L'analyse expérimentale nécessite la réalisation d'un banc d'essai équipé d'instruments de mesure, d'un système d'acquisition et une unité de traitement de données. Le banc doit être piloté par un ordinateur qui traite les différents

paramètres mesurés tels que la vitesse, le moment, les fréquences des parties primaire et secondaire des coupleurs ou convertisseurs hydrodynamiques. L'ordinateur doit permettre le démarrage et l'arrêt automatique des tests ainsi que l'enregistrement en temps réel et en parallèle de différentes mesures.

L'analyse expérimentale du comportement vibratoire des transmissions hydrodynamiques peut contribuer à l'optimisation vibratoire et par conséquent à l'amélioration du confort et de la durée de vie de tels organes d'une transmission hydrodynamique et également à la validation des modèles de simulation numérique à développer.

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. Techniques 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. **KICKBUSCH,E.**1963.*Fottinger Kupplungen und Fottinger Getriebe.* Springer-Verlag Berlin.
11. **Kolb, A;Cuntz, N.** 2005. September. Dynamic particle coupling for GPU-based fluid simulation, In *Proc. Symposium on Simulation Technique* pp: 722-727.
12. **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.

13. **Batty, C; Bertails, F;Bridson, R.** 2007. A fast variational framework for accurate solid-fluid coupling. *ACM Transactions on Graphics TOG*, 263-100.
14. **Hasegawa,T;lida, M.** 1996.U.S. Patent No. 5,542,307. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
15. **Whitfield, A; Wallace, F.J; Patel, A.** 1983. Design of three element hydrokinetic torque converters, *International Journal of Mechanical Sciences* 257: 485-497.
16. **Krivchenko, G. I.** 1994. *Hydraulic machines: turbines and pumps.* Boca Raton, FL: Lewis publishers.
17. **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.
18. **Hellinger, W.** 2004. U.S. Patent No. 6,698,195. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
19. **Adleff, K; Höller, H; Hercher, G. P; Tietz, M.** 2001. Hydrodynamic coupling, European Patent No. EP 0801244. Munich, Germany: European Patent Office.
20. **Adleff, K; Hercher, G. P; Tietz, M.** 2002. European Patent No. EP 0801243. Munich, Germany: European Patent Office.
21. **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.
22. **Folberth, T.** 2006. Hydrodynamische Kupplung und Antriebseinheit mit einer hydrodynamischen Kupplung.
23. **Kęsy,A; Kądziela, A.** 2011. Construction optimization of hydrodynamic torque converter with application of genetic algorithm, *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 114: 905-920.
24. **Lindas, R.** 1988. Coupleurs. *Techniques de l'ingénieur.* B5860, B5860-1.
25. **Lennevi, J.** 1995. *Hydrostatic Transmission Control: Design Methodology for Vehicular*

Drivetrain Applications. Department of Mechanical Engineering, Linköping University.

26. **Martelli, M; Zarotti, L.** 2005. Hydrostatic Transmission with a Traction Control. 2nd ISARC.
27. **Kesy, A; Kesy, Z.** 1993. Damping characteristics of a transmission system with a hydrodynamic torque converter, *Journal of sound and vibration*:1663,493-506.
28. **Grandperrin, G.** 2007. Lignes de courant de fluides incompressibles.
29. Convertisseur de couple , sur le site carcarecanada.ca, consulté le 5 décembre 2013
30. Michel, H.1975. *Eléments de mécanique des fluides : Hydraulique générale*, Paris, Eyrolles, « Phénomènes de cavitation ».
31. **Narayan N.N.** Rao, *The Basic Theory of Hydraulic Dynamometers and Retarders*, India, SAE paper 680178
32. « Coupleur hydraulique "COFLUID" - Caractéristiques générales », sur Veco Transmissions, Sté Colmant-Cuvelier (consulté le 14 décembre 2014)
33. **Sabatier, G ; Ragusa, F ; et Antz ,H .**2006. *Manuel de technologie*, Paris, Editions Dunod, (ISBN 2100499920), p. 238-239
34. **Robert, B.** *Hydrodynamic couplings and converters*, coll. « Automotive Handbook »(ISBN 0-8376-0330-7), p. 539.
35. **Peligrad, N.** 1985. *Cuplaje hidraulice si convertizoare hidraulice de cuplu (Coupleurs et convertisseurs hydrocinétiques)*. 254 p. Editura Tehnica Bucurest.
36. **FORSTER H, J.** 1991. *Automatische Fahrzeuggetriebe*. Berlin, Springer-Verlag Berlin.
37. **SANDOR, L ; BRANZAS, P ; et RUS, I.** 1990. *Transmisii hidrodinamice (Transmissions hydrodynamiques)*. Dacia Cluj.
38. **RIOLLET, G.** 1991. *Théorie générale des turbomachines*. B 4 400, vol. B4.
39. **JAUMOTTE A, L; DECOCK, P ; et RIOLLET ; G.** 1991. *Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques*. B 4 402, vol. B4.
40. **JAUMOTTEA, L ; DECOCK, P ; MEGNINT , L ; et VERDURAND , G .**1994. *Turbines hydrauliques. Description et évolution*. B 4 407, vol. B4.
41. **GIRAUD , M ; et SILET , J.** 1992. *Turbines à gaz aéronautiques et terrestres*. B 4 410, vol. B4.
42. « La technologie TRANSFLUID dans le monde professionnel marin », *Transfluid - Trasmissioni industriali* (consulté le 14 décembre 2014)

43. « Automatic Gears: New English Device », Sydney Morning Herald, no 20 février, 1930.
44. « Brevet US n°1900118 (A) : Hydraulic variable speed power transmission », sur Worldwide.espacenet.com, 7 mars 1933 (consulté le 14 décembre 2014)
45. **Ishihara, T. and Emori, RI.** 1966. Torque converter as a vibrator damper and its transient characteristics,SAE :Paper 660368.
46. **Kotwicki, A. J.** Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles, SAE Technical Paper 820393, 1982, doi: 10.4271/820393.
47. **Hrovat, D; Tobler, W. E.** 1985. Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters, Journal of the Franklin Institute319:93-114.