

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**Conception mécatronique d'un système de contrôle
et de commande de la turbine à gaz**

MS5001

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPECIALITE : MÉCATRONIQUE

PRESENTE PAR : HAMMADI KAWTAR

DIRECTEUR DU MEMOIRE : K. ABDERRAHMANE MC – A

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : L. LAOUAR

Grade: Pr

UNIVERSITE ANNABA

EXAMINATEURS :

- K. ABDERRAHMANE

Grade: MC – A

UNIVERSITE ANNABA

- S. MEKHILEF

Grade: MC – A

UNIVERSITE ANNABA

- D. DAAS

Grade: MC – A

UNIVERSITE ANNABA

- K. ALLOUI

Grade: MA – A

UNIVERSITE ANNABA

Année universitaire : 2014/2015

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail de mes années
d'études*

*A mes proches qui sont les plus chers dans ma vie :
Mon Père et ma Mère pour leur grand soutien et
leurs prières et l'aide précieuse qu'ils m'ont apporté
durant mes longues années d'études.*

A mes très chers frères

A toute ma grande famille.

*A mes chers collègues et amis pour les agréables
moments qu'on a passé ensemble :*

*Et à ceux que j'aime et qui m'aiment et me veulent
du bien.*

*Et à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à
accomplir ce travail*



REMERCIEMENT

Je tiens tout d'abord à remercier notre ALLAH qui m'a permis d'accomplir ce travail.

Puis je remercie mon encadreur Mr abderahmen kamel pour l'intérêt qu'il a porté à ce travail et les conseils qu'il m'a fournis.

Je tiens à remercier tous les enseignants qui nous ont suivis durant notre cursus universitaire

Je remercie aussi toutes les personnes qui m'ont conseillé, guidé, aidé mon père Mr hammadi mahfoud, Mr faghmous tahar, Mm hioul abderaouf et maksen fouzi, sans oublié Mm oudina sofiane et boumasbah mourad

Les vifs remerciements vont autant à les membres du jury pour l'honneur qui ont accepté d'évaluer mon modeste travail

et enfin un grand merci pour tous les personnes qui m'ont apporté le soutien ma sœur houda mes deux amies

MERCI A TOUS.....



liste des matieres

Chapitre I introduction

I.1. LA MECATRONIQUE.....	1
I.1.1. DESCRIPTION.....	2
I.1.2. LES CONTRAINTES DE LA MISE EN ŒUVRE.....	3
I.1.3. APPLICATIONS.....	4
I.2.PRESENTATION DU COMPLEXE GNL.....	6
I.2.1 PRESENTATION DU COMPLEXE GL1/K.....	6
I.2.2SITUATION GEOGRAPHIQUE.....	6
I.2.3 DESCRIPTION DU COMPLEXE.....	6
I.3. LE NOUVEAU TRAIN DE GNL DE SKIKDA.....	7
I.3.1 PRESENTATION DE NOUVEAU TRAIN DE GL2K DE SKIKDA	7
I.3.2 BUT DE LA LIQUEFACTION.....	7
I.3.3 SITUATION GEOGRAPHIQUE.....	7
I.3.4 INSTALLATIONS DU NOUVEAU TRAIN DE GNL.....	9
I.3.4.1 Les utilités.....	9
I.3.4.2 Le stockage des produits finis comprenant.....	11
I.3.4.3 Le système torche et brûlot comprenant.....	11
I.3.4.4 Le réseau incendie.....	12
I.3 .4.5 Le système de détection feux et gaz.....	12
I.4. DESCRIPTION DES INFRASTRUCTURES.....	12
I.4.1 TEMPS DE DETECTION ET D'ISOLEMENT.....	13
I.5 DEFINITION DE SUJET.....	13

I.6 PROBLEMATIQUE :.....	13
--------------------------	----

II chapitre Description de la Turbine à gaz MS5001PA

II.1 INTRODUCTION.....	15
II.2 DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ.....	16
II.2.1 DESCRIPTION FONCTIONNELLE.....	16
II.2.2 CARACTERISTIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS 5001PA.....	18
II.2.3 SECTION D'ADMISSION DE L' AIR.....	19
II.2.4 SECTION DU COMPRESSEUR.....	20
II.2.4.1 rotor du compresseur.....	21
II.2.4.2 stator.....	21
II.2.4.2.1 Carter d'admission.....	21
II.2.4.2.2 Carter avant.....	22
II.2.4.2.3 Carter arrière.....	22
II.2.4.2.4 Carter de refoulement.....	22
II.2.4.2.5 Aubage.....	23
II.2.4.2.6 Aubes directrices orientables d'entrée (IGV).....	23
II.2.5 SECTION DE COMBUSTION.....	24
II.2.5.1 chambres de combustion.....	24
II.2.5.2 pièces de transition.....	25
II.2.5.3 gicleurs de carburant.....	26
II.2.5.4 tubes de raccordement.....	26
II.2.5.5 bougies d'allumage.....	26
II.2.5.6 détecteurs de flamme de type ultraviolet.....	26
II.2.5.7 combustible.....	27
II.2.6 SECTION DE LA TURBINE.....	27
II.2.6.1 stator de la turbine.....	27

II.2.6.2 distributeur de premier étage.....	27
II.2.6.3 distributeur de deuxième étage.....	28
II.2.6.4 rotor de la turbine.....	29
II.2.6.5 aubes de la turbine.....	30
II.2.7 SECTION D’ECHAPPEMENT.....	30
II.3 SYSTEME D’AUXILIAIRES DE LA TURBINE.....	31
II.3.1 SYSTEME DE DEMARRAGE.....	31
II.3.2 ENSEMBLE CONVERTISSEUR DE COUPLE.....	32
II.3.3 SYSTEME A CLIQUET HYDRAULIQUE.....	33
II.3.4 EMBRAYAGE DE DEMARRAGE A GRIFFES.....	33
II.3.5 PRISE D’ENTRAINEMENT DES ACCESSOIRES.....	34
II.4 SYSTEME DU GAZ COMBUSTIBLE.....	35
II.5 SYSTEME DE LUBRIFICATION.....	36
II.6 SYSTEME HYDRAULIQUE.....	37
II.7 PALIERS.....	38
II.7.1 PALIER N° 1.....	38
II.7.2 PALIER N°2.....	39
II.8 BOITE A ENGRENAGES DE REDUCTION.....	40
II.9 DESCRIPTION DU GENERATEUR.....	40
II.9.1 STATOR.....	41
II.9.2 ROTOR.....	41
II.9.3 PALIERS.....	41
II.9.4 EQUIPEMENTS AUXILIAIRES.....	42
II.9.5 CARACTERISTIQUES.....	42
II.10 SYSTEME DE VENTILATION DE L’ENCEINTE.....	42
II.11 SYSTEME ANTI-INCENDIE AU CO2.....	43
II.12 SEPARATEUR DE VAPEUR D’HUILE.....	43

II.13 SYSTEME DE LAVAGE DU COMPRESSEUR AXIAL.....	44
II.14 CONCLUSION.....	44

Chapitre III démarrage et contrôle du système

III.1.INTRODUCTION.....	45
III.2.ARCHITECTURE DU SYSTEME DE COMMANDE.....	45
III.2.1.TCP (SPEEDTRONIC MARKVI).....	46
III.2.2.F&G (LE SYSTEME FEU ET GAZ).....	47
III.2.3. ACP/BN.....	47
III.2.3.1. Système de Détection des Vibrations et déplacements.....	47
III.2.3.2. Système de Détection de la Température : Tous les capteurs.....	47
III.2.4. DISTRIBUTEUR D'ENERGIE (PD).....	48
III.2.5. MP1, MP2 (MARSHALLING PANEL).....	48
III.2.6 .HIOS (HIGH LEVEL INPUT OUTPUT SECTION).....	48
III.2.7. LIOS (LOW INPUT OUTPUT LEVEL SECTION).....	48
III.3.CONNEXION DU MARKVI AVEC LES DIFERRENTS SYSTEMES.....	48
III.4. ELEMENT FONDAMENTAUX DE REGULATION.....	50
III.4.1 SYSTEME DE COMMANDE.....	50
III.4.1.1 Conception de base.....	50
III.4.1.2 Séquence de marche/arrêt et régulation.....	51
III.4.1.3 Détecteurs de vitesse	52
III.4.2. REGULATION DE DEMARRAGE.....	53
III.4.3.REGULATION DE VITESSE.....	56
III.4.3.1.Signal de vitesse.....	56
III.4.3.2.Référence de vitesse/charge.....	56
III.4.4 REGULATION DE L'ACCELERATION.....	60

III.4.5 REGULATION DE TEMPERATURE.....	60
III.4.6.SYSTEME DE REGULATION DE COMBUSITBLE.....	61
III .4.6.1.Système de traitement asservi.....	62
III.4.6.2. Régulation du combustible liquide.....	63
III.4.6.3. Régulation de combustible gaz.....	64
III.4.6.4.Vanne de régulation de la vitesse.....	65
III.4.7.SYTEMES DE PROTECTION.....	66
III.4.7.1.Protection contre les survitesses.....	67
III.4.7.2.Système de protection de survitesse électronique.....	69
III.4.7.4.Protection contre les vibrations.....	69
III.4.7.3.Protection contre les surtempératures.....	71

Chapitre IV SIMULATION ET REGULATION

IV.2 Régulateur de vitesse.....	73
IV.1 Introduction.	73
IV.3 L'environnement matlab/simulink.....	74
IV.3.1 Processus de simulation sous SIMULINK	75
IV.3.2. SimpowerSystems.....	76
IV.4. Modèle de simulation.....	76
IV.4.1 Les paramètres du modèle.....	78
IV.4.2 Simulation de speed governor tag.....	79
IV.5. L'amélioration de régulateur.....	79
IV.5.1. L'amélioration en PID.....	79
IV.5.1.1.Comment régler les coefficients d'un PID.....	80
IV.5.1.2 Les paramètres du PID.....	82
IV.5.1.3 Résultat.....	84
IV.5.2 L'amélioration en floue logique.....	84

IV.5.2.1 Principe et historique de la logique floue.....	85
IV.5.2.2 Domaine d'application.....	86
IV.5.2.3 Bases de la logique floue.....	87
IV.5.2.3.1 Principe de base de la logique floue.....	87
IV.5.2.3.2. Différentes formes des fonctions d'appartenance.....	89
IV.5.2.3.3 Interface de fuzzification	92
IV.5.2.4. Commande floue de la vitesse.....	92
IV.5.2.5 utilisation de la logique floue	92

Chapitre V Calcul Thermodynamique et Calcul d'Engrenages Vérification des puissances

V.1 Calcul thermodynamique.....	97
V.1.1 Données de départ.....	97
V.1.2 Les points particuliers de la TAG.....	98
V.1.3. Calcul des paramètres des points essentiels.....	99
V.1.3.1 Calcul de la section 1B.....	102
V.1.3.2 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (section 2a)	102
V.1.3.3 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion du point 2.....	104
V.1.3.4 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion du point 3.....	104
V.1.3.5 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (thp) section 3b.....	105
V.1.3.6 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine section 4a.....	106
V.1.3.7 Les paramètres avant le premier étage de la turbine mp section 4b.....	107
V.1.3.8 Les paramètres du gaz après l'étage de la turbine (tmp) section 5a.....	108
V.1.3.9 Les paramètres avant le premier étage de la turbine bp section 5b.....	108
V.1.3.10 Les paramètres après le dernier étage de la turbine bp section 5c.....	109
V.1.4 Débit et rendement.....	110
V.1.4.1 Travail massique et rendement.....	110
V.1.4.2 Le rendement thermique de l'installation.....	112

V.1.4.3 Vérification du coefficient d'excès d'air.....	112
V.1.5 Résultats de calcul.....	113
V.2 Calcul de vérification des puissances selon la norme AGMA (American Gear Manufacturers Association)	113
V.2.1 Formules de notation fondamentales	114
V.2.2 Pitting resistance power rating (puissance de résistance à la corrosion)	114
V.2.3 Bending strength power rating (puissance de la résistance la flexion)	115
V.2.4 Résultats.....	115

Chapitre VI conception et études

VI.1 Introduction	117
VI.2 Le solidWorks.....	117
VI.2.1 Fonctionnement.....	117
VI.2.2 Les pièces.....	117
VI.2.3 Les assemblages.....	119
VI.2.3.1 Opérations préliminaires.....	120
VI.2.3.2 Réaliser l'assemblage.....	120
VI.2.4 Les Mise en plan.....	120
VI.2.4.1 Vues.....	120
VI.2.4.2 Cotation.....	121
VI.2.4.3 Fond de plan	121
VI.2.4.4 Nomenclature.....	121
VI.3 Abaqus.....	121
VI .3.1 Les modules de l'abaqus.....	123
VI 4 description de rotor	125
VI 5 Assemblage du rotor.....	126
VI 6 La mise en plan	127

VI 7 Etude vibratoire de rotor.....	129
VI.7.1 Les paramètres.....	129
VI.7.2 es étapes de réalisation.....	130
VI 8 RESULTAS.....	134
CONCLUSION GENERALE	137
ANNEXE	

NOMENCLATURE

MS 5001:

M: model

S: series

5: frame 5

00: ISO power

1: single shaft

AGMA: American Gear Manufacturers Association

PID : intégrateur dérivateur proportionnelle

GTG : Gas turbine generator

EGD : ethernet global data network

SRV : speed/pression ratio valve

GCV : gas control valve

LVDTs : linear variable differential transformer,

VPR-2 : pressure regulating valve

NM³ /h: normal mètres/heure

SIS: safety instrument system

FIR: Field instrument room

DCS: système de contrôle distribué

R, S, T. : triple redondance modulaire

ACP/BN : anti surge control panel /Bentley Nevada

UPS : unite power system

FSR : fuel stroke reference

IHM : interface homme machine

TNH : hp turbine speed

CPD : compressor discharge pressure

I. INTRODUCTION

I.1 La mécatronique :

Les systèmes modernes ont atteint un tel niveau de sophistication qu'il aurait été difficile d'imaginer l'utilisation des méthodes traditionnelles. La mécatronique intègre les domaines classiques de l'ingénierie mécanique, électrique, informatique et de la technologie de l'information pour établir les principes de base d'une méthodologie contemporaine de conception de l'ingénierie. Un secteur de concentration de la mécatronique dans le programme d'études technique devrait favoriser l'intégration synergique de la mécanique de précision, des commandes électroniques et des systèmes d'intelligence artificielle dans la conception, la mise en marche, l'exploitation, la maintenance et la réparation des produits et des processus « intelligents ».

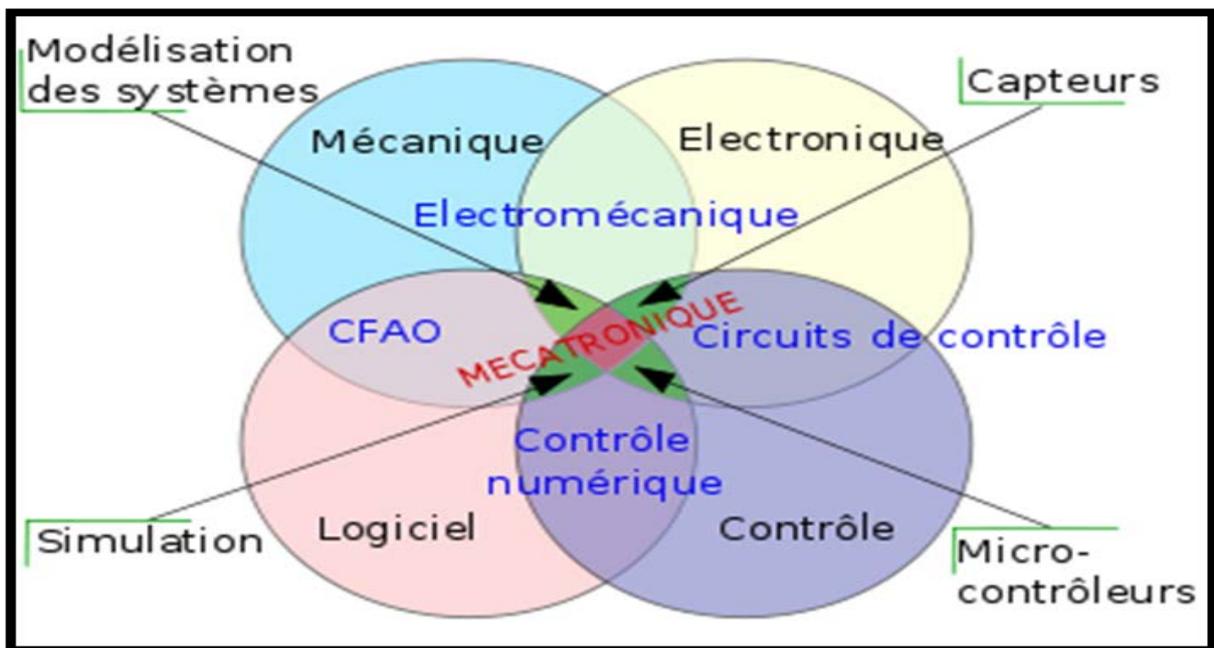


Figure I.1 : La mécatronique

Un diagramme de Vienne montrant la mécatronique comme génie pluridisciplinaire, impliquant la synergie de plusieurs sciences de l'ingénieur.

La mécatronique est la combinaison synergique et systémique de la mécanique, de l'électronique et de l'informatique temps réel. L'intérêt de ce domaine d'ingénierie interdisciplinaire est de concevoir des systèmes automatiques puissants et de permettre le contrôle des systèmes complexes.

La mécatronique se positionne comme une approche globale et non pas une juxtaposition de compétences, d'où la nécessité de former des hommes responsables, capables de trouver des solutions innovantes, d'animer une équipe pluridisciplinaire et d'intervenir à tous les niveaux d'un système de production intégré.

En fait, la mécatronique vise à générer une nouvelle démarche de réflexion scientifique de l'ingénieur qui est destinée à des personnes possédant une grande ouverture d'esprit et dont le but est d'envisager de nouvelles façons de concevoir et de produire, de créer des nouveaux produits plus performants et de nouvelles machines.

L'importance de la mécatronique ira encore en grandissant en raison de la demande du consommateur, ce qui produira d'excellentes opportunités d'emploi pour les ouvriers, les techniciens et les ingénieurs qualifiés.

En conséquence, plusieurs instituts de technologie dans le monde entier ont adopté de nouveaux programmes d'études de mécatronique afin d'offrir les cours appropriés.

I.1.1 Description :

- **Système mécatronique**

Un système mécatronique a pour finalité une action physique réalisée par un mécanisme. Ces systèmes, pour répondre à la complexité croissante des actions, intègrent intimement trois technologies : la mécanique, l'électronique et l'informatique dès la conception.

L'ingénierie d'un tel système mécatronique nécessite la conception simultanée et pluridisciplinaire de 3 sous-systèmes :

- Une partie opérative : squelette et muscle du système à dominante Mécanique et Electromécanique,
- Une partie commande : intelligence embarquée du système à dominante Electronique et Informatique Temps Réel,
- Une partie interface Homme/Machine : forme géométrique et dialogue du système à dominante Ergonomique et Esthétique.

Une approche globale permet aussi de réduire les coûts, d'augmenter la fiabilité et la modularité.

- **Processus d'intégration**

L'intégration, bien plus que la mécatronique, l'approche processus d'intégration est une démarche rigoureuse et adaptée pour augmenter la fonctionnalité et la fiabilité des

systèmes exposés à des environnements éprouvants et variables, tout en réduisant les coûts, le poids, le volume et les délais de développement.

Un processus qui ne peut être assimilé qu'en situation d'apprentissage professionnel, car seul cette posture expose l'apprenti ingénieur intégrateur à la réalité draconienne des contraintes industrielles agissant sur un projet mécatronique.

- **La fiabilité**

Les dispositifs mécatroniques sont utilisés pour piloter des systèmes et rétroagir pour s'adapter aux conditions variables de fonctionnement, pour surveiller leur état (solicitation, fatigue ...), réaliser leur maintenance... Ce domaine très vaste reste complexe (accès aux informations, compétence en électronique et mécanique, répartition des fonctions, fiabilité et sécurité...). Il nécessite des moyens importants et entraîne des coûts élevés.

L'intégration de ces techniques a débuté dans l'aéronautique, suivie par les transports et actuellement l'automobile. Dans le futur, ce terme intéressera des secteurs mécaniques comme les machines, le levage, etc. Les applications industrielles devront à terme faire partie du savoir-faire spécifique de l'entreprise, l'intégration des capteurs reste toujours le problème du mécanicien. la tendance est au partenariat technologique ; seuls certains grands ensembliers considèrent cette technologie comme totalement stratégique.

Bien que la fiabilité et la sécurité de l'électronique se soient améliorées, une réflexion globale sur le système ou le processus est nécessaire avant d'intégrer la technologie et les spécificités « métier ». Les appareils et les systèmes doivent résister aux interférences électromagnétiques dans des environnements toujours plus perturbés et leur compatibilité électromagnétique doit être étudiée puis validée pour assurer la sécurité et la fiabilité du fonctionnement. Des méthodes de vérification du logiciel système ou utilisateur doivent être développées pour assurer que la commande répond bien aux besoins et n'entraîne pas des situations dangereuses.

Les outils de simulation de systèmes et d'automatismes font partie des solutions permettant de définir une stratégie de commande indépendante des défaillances mécaniques, électroniques ou de l'utilisateur.

Les développements futurs se dirigent vers les réseaux neuronaux et les boucles d'asservissement en logique floue.

I.1.2 Les contraintes de la mise en œuvre :

- **Notion de transversalité**

La mécatronique exige de penser les produits et les procédés d'une manière transverse.

La mécatronique fait « éclater les murs », avec un pilotage matriciel. Le pilotage au plus haut niveau de l'entreprise est dans ce cadre essentiel, afin d'avoir les moyens en face des besoins à mettre en œuvre.

La conception ne doit plus se faire d'une manière séquentielle : la démarche mécatronique nécessite de penser le produit dans son ensemble (tous les domaines de compétence à la fois) et non pas en séparant la partie mécanique, puis l'électronique, puis les capteurs actionneurs, puis l'informatique, au risque d'atteindre des surcoûts rédhibitoires.

Le chef de projet doit maîtriser les différents domaines, et non être un expert dans l'une des technologies mécatroniques : Il faut absolument éviter de regarder le projet avec un œil de mécanicien ou d'électronicien. Le pilotage est ici, plus qu'ailleurs, le rôle d'un chef d'orchestre et non un virtuose.

Les phases d'intégrations sont délicates, par exemple celle d'un montage électronique dans un atelier de mécanique (ou réciproquement). Il y a ainsi télescopage de domaines de maîtrise d'œuvre et de compétence, ce qui implique un travail qui se réalise en commun, pour au final obtenir non pas un élément purement mécanique, ou purement électronique, mais bien un ensemble qui combine les avantages des deux, et ne pouvant plus être séparé.

- **Finalité**

Elle peut être la réduction des coûts, le développement de nouvelles fonctions clients ou des moyens de se protéger de la contrefaçon. Elle ne doit pas être seulement l'électronisation des fonctions.

- **Commercialisation**

Un produit mécatronique a des potentialités importantes de par son « intelligence embarquée ». La création d'option peut se faire à cout marginal. Autant en profiter pour gagner de nouveaux marchés, sous réserve d'avoir bien informé les commerciaux sur ces produits d'un nouveau genre. De nouveaux concepts mécatroniques apparaissent tous les jours. Pour bien faire sa veille technique on peut suivre les flux d'informations spécialisées.

I.1.3 Applications :

Comme exemples de systèmes mécatroniques, on peut citer :

- Un véhicule automobile moderne.
- Un avion de chasse.
- L'ABS, l'ESP.
- La direction assistée.
- Une machine-outil à commande numérique.

- L'autofocus.
- Les disques durs.
- Les roulements à billes instrumentés.
- Les machines à laver « intelligentes ».
- ... etc.¹

LA MECATRONIQUE ET L'INDUSTRIE :

LA MECATRONIQUE : un vrai défi pour l'industrie

Voici 7erreurs à éviter pour réussir un projet mécatronique :

- Ne pas engager résolument l'entreprise dans une démarche mécatronique : la mécatronique exige de penser les produits et les procédés de manière transverse, la mécatronique fait « éclater les murs ». Le pilotage au plus haut niveau de l'entreprise est dans ce cadre essentiel.

- Oublier de préciser la raison du choix de la mécatronique : partir dans le développement de produit mécatronique sans préciser la finalité (qui n'est pas l'électronisation de fonction !) Peut amener à des impasses. Cherche-t-on la réduction de cout, le développement de nouvelles fonctions clients ou des moyens de se protéger de la contrefaçon ?

- Négliger la phase d'avant-projet : cette phase est plus importante que dans un projet classique car le nombre de possibilités offertes est infini. L'écoute du besoin client (présent et future) est tout aussi importante que la technologie employée.

- Concevoir de manière séquentielle : la démarche mécatronique nécessite de penser le produit dans son ensemble et non pas en séparant la partie mécanique, puis l'électronique, puis les capteurs actionneurs puis l'informatique au risque d'atteindre des surcouts rédhibitoire.

- Choisir un chef de projet expert d'une des technologies mécatronique : il faut absolument éviter de regarder avec un œil de mécanicien ou d'électronicien. Le pilotage est ici, plus qu'ailleurs, le rôle d'un chef d'orchestre et non d'un virtuose. Les compromis sont permanents pour arriver au meilleur équilibre !

- Ne pas préparer des ateliers : intégrer du montage électronique dans un atelier de mécanique (ou réciproquement) ne se fait pas sans douleur.

- Ne pas former les forces de ventes : un produit mécatronique a des potentialités importantes de par son « intelligence embarquée ». La création d'options peut se faire à cout

¹ Z.moussa étude de l'usure précoce des garnitures mécaniques des pompes 53PM202A/B, mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention d'un diplôme en master II en mécatronique, université de mentouri de Constantine, 2010.

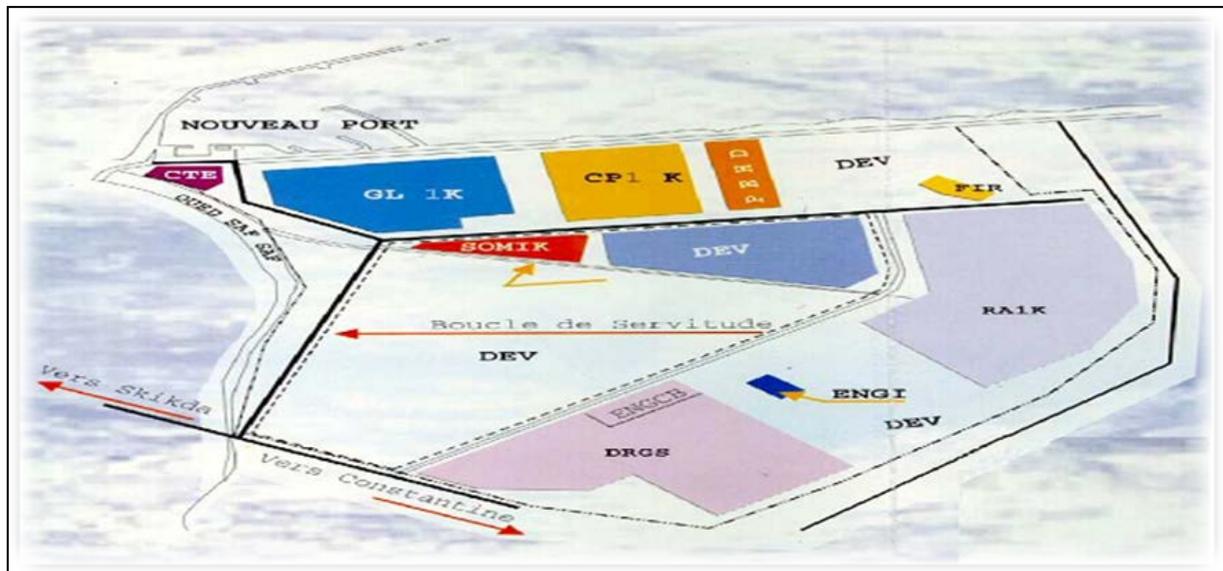
marginal. Autant en profiter pour gagner de nouveaux marchés, sous réserve d'avoir bien informé les commerciaux sur ces produits d'un nouveau genre.²

I.2 Présentation du complexe GNL :

I.2.1 Présentation du complexe GL1/K :

Dans le cadre de l'objectif stratégique de valorisation des ressources en gaz naturel, principalement du gisement de HASSI R'MEL, des usines de GNL ont été construites dans le nord du pays, dont le but principal est l'exportation du GNL vers l'Europe et les USA par Méthaniers.

Parmi ces usines, nous citons le complexe de GL1K de SKIKDA dont le chantier a débuté en mars 1969 et la production en novembre 1972. Ce complexe s'étend sur une superficie de 90 hectares et reçoit par gazoduc d'une longueur de 580 Km et de 40 pouces de diamètre du GN du gisement de HASSI R'MEL. Sa capacité annuelle de production est de 6.7 millions m³ de GNL et une capacité de stockage de 196 000 m³ de GNL. Il emploie 1200 travailleurs



permanents.

Figure I.2 : Situation du complexe GL1K dans la zone industrielle de skikda

I.2.2 Situation géographique :

L'usine est située à 3 Km à l'est de la ville de Skikda, elle s'étend actuellement sur 92 hectares environ

² A.housseem, turbine à gaz description énergétique et maintenance, mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme master en mécatronique, université 20 aout 55 Skikda 2010/2011

I.2.3 Description du complexe :

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel GNL Skikda comprend actuellement :

- (03) unités de liquéfaction en production.
- (01) Une unité de stockage et d'expédition.
- (01) Une unité de GPL.
- centrale auxiliaire.

I.3 Le nouveau train de GNL de Skikda:

I.3.1 Présentation du nouveau train de GL2K de Skikda:

Le développement du commerce du GNL s'est accru grâce à l'augmentation de la consommation du gaz naturel dans le monde, et aux distances sans cesse croissantes entre régions productrices et consommatrices.

Le choix de la réalisation d'une chaîne de GNL (usine de liquéfaction, transport par méthaniers, terminal méthanier) s'est imposé quand la réalisation de gazoducs devenait trop coûteuse en raison de la distance ou de conditions techniques de pose trop difficiles

I.3.2 But de la liquéfaction :

Le but de la liquéfaction du gaz naturel est de réduire son volume dans un rapport de environ 600 à 1 afin de faciliter son transport dans des conditions optimum aussi bien sur le plan économique que sur celui de la sécurité.

Le gaz naturel liquéfié est par la suite stocké puis transporté par des navires conçus à cet effet, appelés méthaniers, vers les terminaux de réception où il sera vaporisé puis distribué aux clients sous forme gazeuse.

Durant le voyage, une partie de la cargaison s'évapore, du fait de l'entrée de chaleur à partir l'atmosphère. Cette quantité de gaz est récupérée pour être utilisée comme combustible sur le navire (chaudière ou turbine à gaz).

I.3.3 Situation géographique :

Le Nouveau Train de GNL (MEGA TRAIN) est situé à l'intérieur de l'enceinte du complexe GL1K, au Nord-Ouest des trains de liquéfaction existants

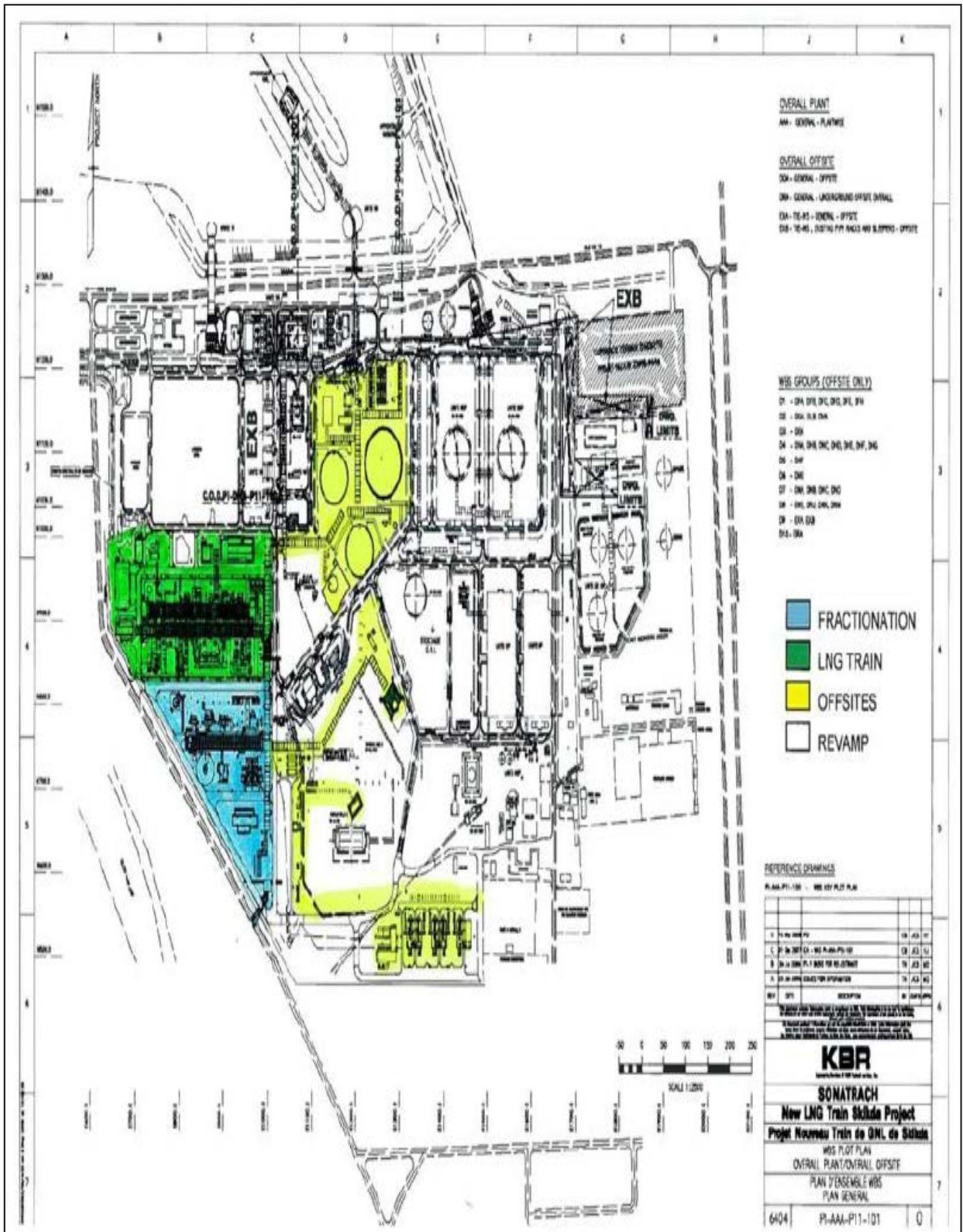


Figure I.3 : Implantation du nouveau train de GNL

I.3.4 Installations du nouveau train de GNL :

Les installations du Nouveau Train de GNL sont essentiellement constituées des unités suivantes :

I.3.4.1 Les utilités :

Ces installations fournissent les utilités nécessaires au fonctionnement du Nouveau Train de GNL.

- L'unité de comptage du gaz naturel
- L'énergie électrique :

5 Diesel Générateur d'une puissance unitaire de 1,8 MW.

Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique nécessaire pour le démarrage et pour l'arrêt sécurisé des installations.

5 turbos générateurs (turbines à gaz entraînant des alternateurs) d'une puissance unitaire de 25 MW.

Ces équipements servent à fournir l'énergie électrique pour tous les consommateurs du Nouveau Train de GNL et, après raccordement, aux installations existantes (GL-1/K).

- 6 sous stations pour la distribution électrique.
- La production d'air instrument et d'air service comprenant :

3 compresseurs d'une capacité unitaire de 3300 Nm³/heure, munis d'une batterie de sècheurs et de ballons de recette associés.

Cette unité produit de l'air instrument sec pour les besoins de l'instrumentation (vannes, positionneurs, etc.) ainsi que de l'air service non séché pour les besoins utilitaires des installations (nettoyage par exemple).

La production d'eau potable à partir du réseau d'eau industrielle (de barrage) fournie par le complexe GL-1/K. Cette eau est traitée dans un package spécial pour être amenée aux conditions sanitaires exigées avant sa mise à la consommation.

NB : Le reste des utilités est fourni par le complexe GL-1/K existant :

L'azote qui sera utilisé durant les opérations de mise sous atmosphère inerte des installations lors des opérations de maintenance ou de préparation de démarrage.

L'eau déminéralisée, utilisée pour les circuits de réfrigération de l'huile des machines tournantes et pour la préparation et le maintien de la concentration de la solution MDEA utilisée pour la décarbonatation du gaz naturel.

Le train de liquéfaction et de fractionnement comprenant :

- L'unité de compression du gaz naturel
- L'unité de décarbonatation du gaz naturel
- L'unité de déshydratation du gaz naturel
- L'unité de démercurisation du gaz naturel
- L'unité de liquéfaction du gaz naturel et d'extraction de la charge de gaz riche en Hélium.
- L'unité de fractionnement des sous-produits (Ethane, Propane, Butane, Gazoline)
- L'unité de stockage et de chauffage d'huile pour les échangeurs.
-

NB : Le combustible (Fuel Gaz) qui alimente les turbines à gaz des générateurs électriques et des compresseurs du train de liquéfaction a pour origine :

Le ballon de flash du GNL en fin de liquéfaction.

Un appoint de gaz naturel

Le retour de Fuel Gaz de l'usine Helison mitoyenne

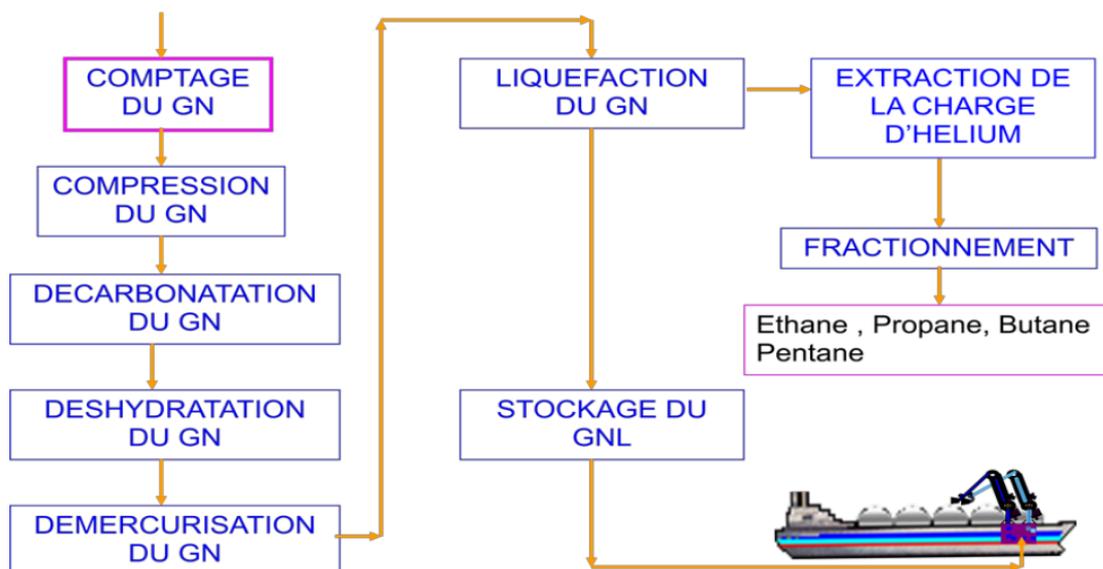


Figure I.4 : Les principales étapes de la liquéfaction du gaz naturel

I.3.4.2 Le stockage des produits finis comprenant :

Un bac de stockage de GNL de 150 000 m³. Il est du type confinement intégral avec une structure extérieure en béton armé précontraint à toit suspendu et une cuve interne en acier à 9% de nickel

Les gaz d'évaporation des bacs (boil off) et de retour des méthaniers durant le chargement sont repris par des compresseurs et envoyés dans le réseau Fuel Gaz et/ou recyclés à l'entrée de l'unité de liquéfaction du Nouveau Train de GNL.

Un bac de stockage de propane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).

Un bac de stockage de butane de capacité totale de 66 000 m³ (type confinement intégral).

Une unité de réfrigération de GPL (propane et butane).

Cette unité reçoit :

Les gaz d'évaporation des bacs de propane et de butane du Nouveau Train. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.

Le retour gaz des navires GPL durant les chargements. Ce boil off est liquéfié puis est renvoyé au stockage au Nouveau Train.

Le butane et le propane chauds venant de la Raffinerie de Skikda (RA-1/K).

Ces produits sont sous-refroidis puis renvoyés au stockage dans les bacs du Nouveau Train de GNL.

Une sphère de stockage de gazoline de capacité totale de 3 760 m³.

I.3.4.3 Le système torche et brûlot comprenant :

Une torche recevant les effluents gazeux des unités du Nouveau Train de GNL et du complexe existant. La hauteur de cette torche est de 150 m. Elle est montée sur un seul derrick comprenant 3 futs (2 pour le Nouveau Train et 1 pour les unités existantes de GL-1/K).

Une torche basse pression (torche confinée) recevant le torchage de boil off du nouveau Train de GNL et du complexe GL-1/K existant.

Un brûlot recevant les liquides torchés à partir du Nouveau Train de GNL et du complexe existant.

- **La salle de contrôle principale comprenant :**

- Les postes de conduite et les équipements associés
- Les salles engineering et maintenance.
- La salle de formation OTS (simulateur).

- La salle de réunion, cuisine, vestiaires...
- Le système de contrôle et de sécurité.

Il comprend un ensemble de systèmes regroupés au sein d'ICS (Instrument Control System).

Le système de contrôle utilisé est le DCS EPKS (Experion Process Knowledge System R310). Il fait partie de l'ICS et communique avec tous les autres systèmes de contrôle et de sécurité.

I.3.4.4 Le réseau incendie :

Le réseau incendie du Nouveau Train de GNL est alimenté par une pompe électrique située à la pomperiez eau de mer du complexe GL-1/K. Ce réseau est interconnecté à celui de GL-1/K en trois points. En marche normale, ce réseau est maintenu en pression par de l'eau industrielle (de barrage).

I.3.4.5 Le système de détection feux et gaz :

Le Nouveau Train de GNL est équipé de systèmes de détection feux et gaz répartis sur l'ensemble du Train. Les alarmes sont reportées en salle de contrôle.

En cas de feu ou fuite de gaz sur une zone du Train, et en cas de nécessité, l'opérateur dispose d'un système d'isolement et de dépressurisation de la zone concernée.

I.4. Description des infrastructures :

La figure suivante donne un aperçu de l'emplacement des nouvelles infrastructures sur l'usine GNL actuelle à SKIKDA.

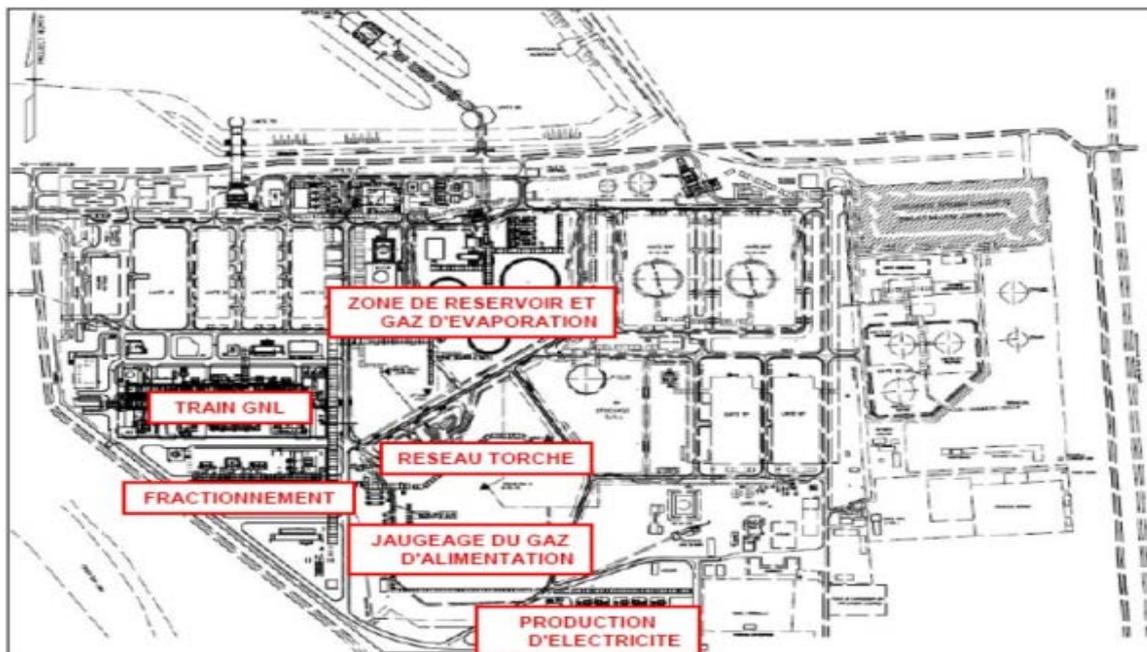


Figure I.5 : Disposition de l'usine GNL de skikda

I.4.1 Temps de détection et d'isolement :

La philosophie de détection des Incendies et du gaz adoptée pour les infrastructures GNL à Skikda est cohérente avec les meilleures pratiques du secteur.

Le système d'arrêt d'urgence est prévu principalement par une action manuelle depuis la console des opérateurs dans la salle de contrôle centrale (SCC). Il n'existe pas d'interrupteurs locaux pour l'activation d'un arrêt d'urgence au niveau d'une zone/d'une unité. En cas de situation d'urgence qui requiert un arrêt (par exemple, incendie confirmé, fuite/perte d'étanchéité, perturbation majeure de l'exploitation), l'opérateur peut activer le contacteur câblé du système d'arrêt d'urgence sur la console de l'opérateur dans la salle de contrôle centrale pour le train/l'unité touché en vue d'isoler la zone grâce à la fermeture des vannes d'arrêt d'urgence pertinentes.

Outre l'activation manuelle du système d'arrêt d'urgence, certains signaux prédéfinis au sein des systèmes SIS/ESD/F&G déclenche automatiquement l'arrêt d'urgence.

Dans la mesure où l'arrêt d'urgence sera surtout activé manuellement depuis la salle de contrôle, le facteur clé pour déterminer quand et où instaurer l'isolement est le facteur humain lié à la réaction de l'opérateur face aux alarmes feu et gaz. Cet élément peut bien entendu être quantifié uniquement en tant qu'un temps d'isolement représentatif. Sur la base des informations on suppose une période de 10 minutes pour la détection et l'isolement dans le cadre de l'analyse des risques.³

I.5 Définition de sujet :

Eu égard à l'importance de la turbine à gaz dans les usines de liquéfaction de gaz naturel, par leur apport dans la production d'électricité qui permet au complexe d'être autonome et éviter l'arrêt de la chaîne de liquéfaction du gaz naturel.

Sa position névralgique dans le processus de la liquéfaction de gaz naturel qui est une source d'entrée de devises étrangères pour notre pays, m'a incitée à choisir mon thème de mémoire :

**Conception mécatronique d'un système de commande et de contrôle de
la Turbine à Gaz MS5001.**

I.6 Problématique :

³ Manuel opératoire volume 0 section 1-1 document NO : PP-AAA-PP1-163

Durant mon stage pratique, il m'a été donné de constater qu'au niveau du système de commande de la TAG MS 5001, il y a un phénomène de survitesse.

Pour mieux comprendre le problème, j'ai consulté les ingénieurs qui opèrent dans cette zone qui m'ont indiqué que le problème se situe au niveau du régulateur de vitesse.

Mon travail consistera à utiliser le **Matlab/Simulink** comme logiciel de simulation pour me permettre d'intégrer les régulateurs PID et flou logique pour améliorer la régulation de la vitesse au niveau du système de commande de la turbine sus-indiquée.

Aussi, je procéderai à une étude thermodynamique pour déterminer les paramètres et les performances de cette turbine à gaz MS5001.

Enfin, j'utiliserai la norme **AGMA** « American Gear Manufacturers Association » pour la vérification de puissance d'un engrenage du groupe turbo compresseur de fuel gaz.

II DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS5001PA

II.1 Introduction :

J'ai effectué mon stage de fin d'étude au complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda Nouveau projet Méga-train GL2K. J'étais affectée à l'unité de l'instrumentation. Comme notre but, fixé par mon encadreur, était la conception d'un système mécatronique de régulation, mon choix s'est porté sur la turbine à gaz MS5001PA surtout parce qu'elle est plus utilisée dans la production d'énergie électrique. Il existe cinq turbines identiques de A à E.

Le Turbogénérateur fait partie de l'équipement SKIKDA NEW LNG, situé en Algérie, et il est projeté pour générer de l'électricité.

Ce train se compose d'une Turbine à Gaz de haut rendement MS5001PA (28 %), d'une Boîte à Engrenages réducteurs et d'un Générateur d'électricité.

Ce train est fourni avec deux plaques de base (plaque de base de la Turbine à Gaz et Boîte à Engrenages plus plaque de base du Générateur). Le turbogénérateur est muni des auxiliaires nécessaires pour le fonctionnement, comme : le séparateur de vapeur d'huile, le filtre d'admission d'air, le refroidisseur d'huile, le système d'échappement, le système de gaz combustible, le boîtier de la turbine ; le système de protection et de commande du Générateur et de la Turbine, avec détecteur de vibrations, de températures, le système anti-condensation, etc., puis le système anti-incendie et détection d'incendie.

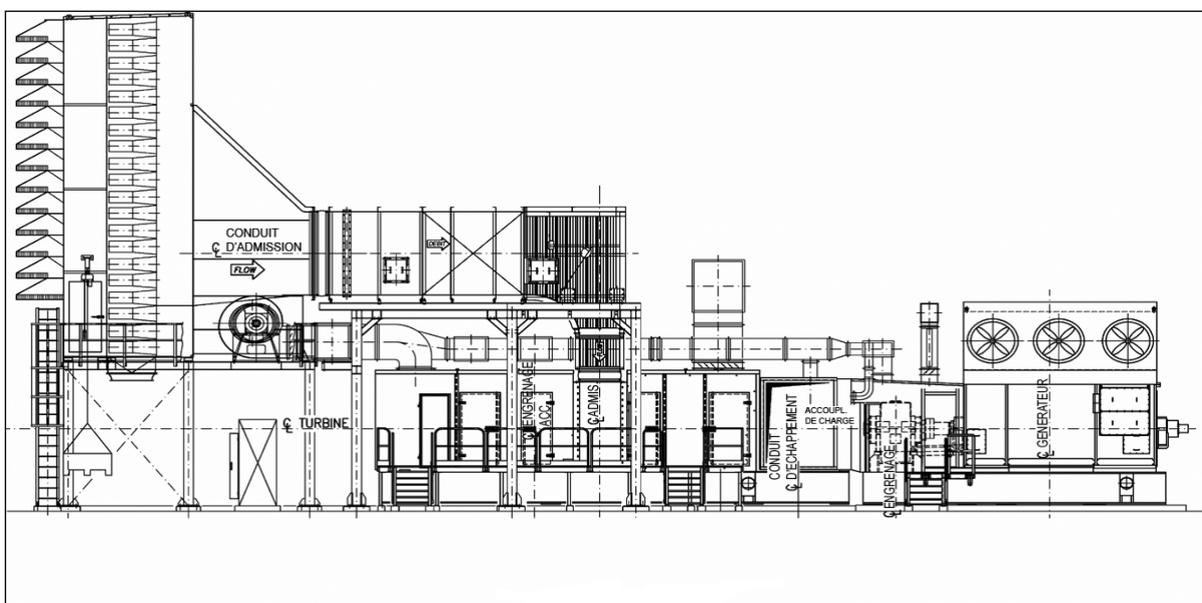


Figure II.1: Disposition générale du turbogénérateur

II.2 Description de la turbine à gaz : [\[annexe1\]](#)

Le boîtier de la turbine à gaz se compose de deux sections, comprenant les auxiliaires et la turbine à gaz.

La turbine à gaz et les auxiliaires sont montés sur une plaque de base intégrale commune 12-0,9 m. Une enceinte acoustique, qui maintient la turbine à gaz et les auxiliaires, est montée sur cette plaque.

Le côté auxiliaire du compartiment contient les auxiliaires mécaniques, guidés soit mécaniquement (à travers le relais d'accessoires) qu'électriquement, le système d'huile lubrifiante, les systèmes de carburant et les moyens de démarrage de la turbine à gaz.

Le côté de la turbine est séparé du compartiment auxiliaire par un plénum d'admission d'air de combustion.

L'enceinte est équipée de portes d'accès pour l'inspection et l'entretien.

Le numéro de code suivant fait référence au modèle de la turbine à gaz MS5001PA « Disposition Générale du Turbo-groupe ». ⁴

II.2.1 Description fonctionnelle :

Le modèle de la turbine MS5001PA est celui d'une turbine à gaz à cycle simple, avec un seul arbre et un système de combustion à écoulement inversé. L'ensemble de la turbine à gaz MS5001PA contient cinq sections principales:

- Admission d' Air.
- Compresseur (17 étage).
- Système de combustion (10 chambre de combustion).
- Turbine (2 étage).
- Echappement.

Lorsque le système de démarrage est actionné et l'embrayage est engagé, l'air ambiant est tiré à travers l'ensemble du plénum d'admission d'air, filtré et comprimé dans le compresseur à flux axial (10,5 bar).

⁴ Manuel opératoire volume IV production et distribution de l'électricité principale unité 51 document no : PP-AAA-PP1-143

Pour la protection contre les pulsations pendant le démarrage, le débit d'air provenant de la vanne d'extraction du 10ème étage est envoyé vers l'atmosphère au moyen d'un conduit/une cheminée d'échappement.

Lorsque le système de démarrage a accéléré le rotor à la vitesse d'allumage (50 %), les deux bougies d'allumage sont alimentées et le combustible (fuel gaz) est ouvert. Le mélange d'air/combustible résultant est injecté, à l'aide des 10 brûleurs, dans la chambre de combustion correspondante et allumé par les bougies d'allumage.

Lorsque les chambres sont allumées, comme indiqué par les détecteurs de flamme, la séquence de démarrage continue.

Lorsque le relais de vitesse du rotor se met en marche à une vitesse de 70%, les clapets anti-retour en aval de l'extraction du 10ème étage sont fermés. L'air extrait depuis le 10ème étage sera utilisé comme air de refroidissement et d'étanchéité dans les couloirs de passage des roues et dans les paliers.

L'air provenant du compresseur passe dans les espaces annulaires, entre les chemises de combustion et les boîtiers de combustion externes, puis il entre dans la zone de combustion à travers la chemise de combustion.

Les gaz chauds (963°C) provenant des chambres de combustion passent à travers les raccords de réduction (pièces de transition). Les gaz entrent ensuite dans les gicleurs (distributeurs) montés au 1^{er} étage et les ailettes de la roue de la turbine du 1er étage, puis dans les gicleurs du 2ème étage et les ailettes de la roue de la turbine du 2ème étage. Dans la rangée de la tuyère, l'énergie du jet est augmentée, avec une chute de pression associée, et absorbée comme puissance utile sur le rotor de la turbine.

Après le passage à travers les ailettes du 2ème étage, les gaz sont dirigés dans le diffuseur et la bêche d'échappement, contenant plusieurs aubes directrices pour faire passer le gaz d'une direction axiale à une direction radiale, dans le but de minimiser les pertes de la bêche d'échappement.

Ensuite, les gaz passent dans le plénum d'expulsion et ils sont envoyés dans l'atmosphère par la cheminée d'aération. La rotation de l'arbre qui en résulte est utilisée pour produire de l'électricité qui fait tourner le Générateur actionné.⁵

⁵ Manuel d'utilisation de T.A MS 5001 PA-nuova pignone-plorence

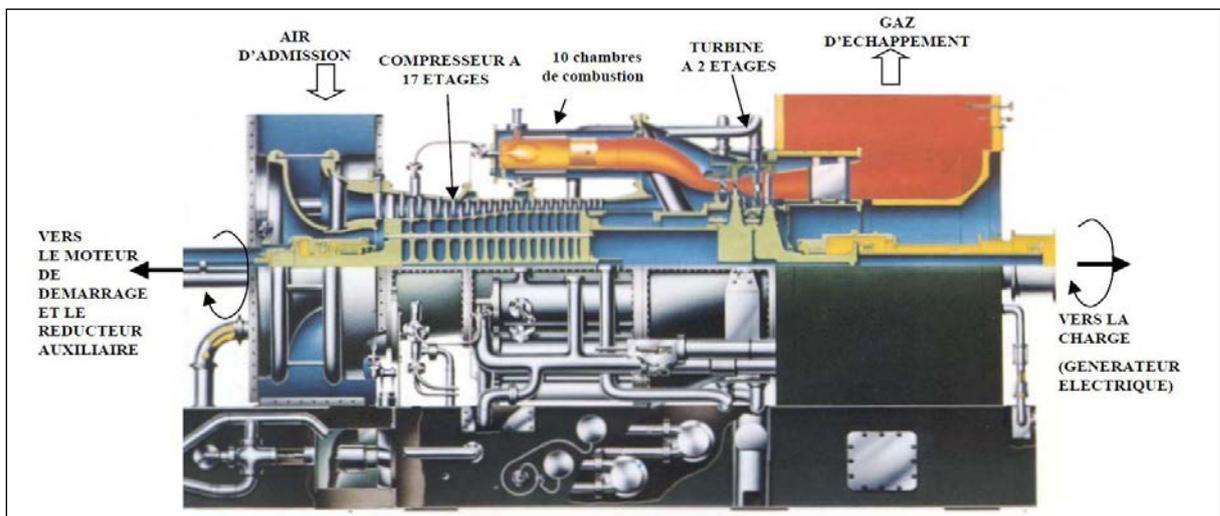


Figure II.2: Sections principales de la turbine à gaz MS 5001 PA

II.2.2 Caractéristique de la turbine a gaz MS 5001PA :

- Marque.....Général Electric
- Série du modelMS 5001 PA
- Application de la turbine à gazEntraînement mécanique
- Cycle.....Simple
- type de fonctionnement.....Continue
- Vitesse de l'arbre.....5100 tr/min
- Commande.....SPEEDTRONIC™ Mark VI TMR
- Température à l'échappement.....450°C
- Rendement thermique.....≈ 28%
- Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO) :
 - Puissance.....26,300 MW
 - Température d'aspiration.....15°C
 - Pression de sortie.....1,013 bar
- Section du compresseur :
 - Nombre d'étages du compresseur axial.....17
 - Rapport de compression.....10,5
 - Type du compresseur.....Écoulement à flux axial
 - Type d'aubes directrices d'entrée.....Variable
- Section de la turbine :
 - Nombre des étages de la turbine.....02

- Directrice du premier étage.....Fixe
- Directrice du deuxième étage.....Fixe
- Section de combustion :
 - Type.....10 multiples foyers, types à flux inverses
 - Configuration des chambres.....Concentrique autour du compresseur
 - Combustible.....fuel Gaz
 - Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort, auto rétractile
 - Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet
- Ensemble paliers :
 - Quantité.....02
 - Lubrification.....Sous pression
 - Palie N°1.....Actif et inactif, de butée et lisse, tous dans seul ensemble
 - Coussinet lisse.....Elliptique
 - Butée active.....Patins oscillants
 - Butée inactive.....Patins oscillants
 - Palier N°2.....Coussin lisse, elliptique
- Système de lancement :
 - Dispositif de lancement.....Moteur électrique asynchrone (450 KW, 2981tr/min)
 - Type de réducteur A Chevrons (31500 KW)
- Système du combustible :
 - Type.....fuel Gaz
 - Vanne de commande, arrêt, détente gaz.....Servocommande, électro hydraulique
- Système de graissage :
 - Lubrifiant.....Huile minérale
 - Capacité totale.....9420 litres
 - Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar)

II.2.3 Section d'admission de l'air :

Le rendement et la fiabilité de la turbine à gaz dépendent de la qualité et la pureté de l'air qui entre dans la turbine. En conséquence, pour une exploitation très efficace, il est nécessaire de traiter l'air atmosphérique qui entre dans la turbine par le filtrage des contaminants. C'est la fonction du système d'admission de l'air avec son équipement et sa tuyauterie spéciale de

modifier la qualité de l'air dans de différentes conditions de température, humidité et contamination, et de le rendre plus indiquée à l'utilisation par la turbine à gaz.

Le système d'admission de l'air est formé d'un boîtier à filtres autonettoyant, très efficace, intégré, d'une structure de soutien, d'un système de conduits d'admission avec un silencieux acoustique, des écrans protecteurs et d'un plenum d'entrée qui conduit à la section du compresseur de la turbine. L'arrangement des conduits surélevés et du boîtier à filtres fournit un système compact et réduit les concentrations de poussière trouvées auprès du niveau du sol.

Toutes les zones de la surface interne et externe du système d'admission sont enduites avec une peinture primaire de protection inorganique au zinc et sur-enduites avec époxy, acier inoxydable ou galvanisées par immersion à chaud en vue de la protection contre la corrosion.

L'arrangement général du compartiment d'admission, tenant compte du plenum d'entrée de la turbine à gaz.

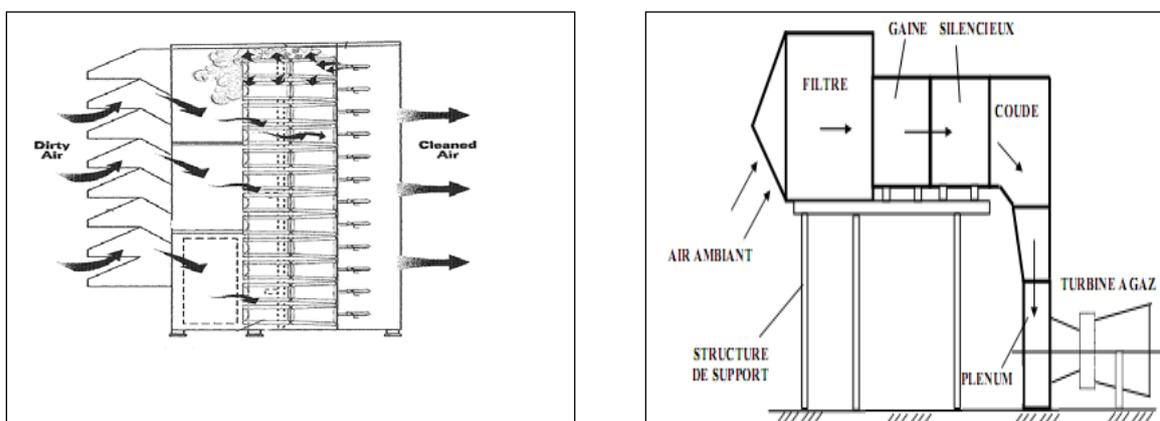


Figure II.3: Filtre d'admission

II.2.4 Section du compresseur :

La section du compresseur à flux axial est formée du rotor et du carter, des aubes directrices orientables d'entrée et de deux rangées d'aubes directrices de sortie.

Dans le compresseur, l'air est enfermé dans l'espace entre le rotor et le stator où il est comprimé en étages par une série alternée d'aubes mobiles (rotor) et d'aubes fixes (stator) à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident l'air de sorte qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle correct.

L'air comprimé sort par le carter de refoulement du compresseur vers les chambres de combustion. L'air est aussi extrait du compresseur pour le refroidissement de la turbine et pour l'étanchéité à huile de lubrification des paliers.

II.2.4.1 rotor du compresseur :

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 17 roues, d'un arbre, de tirants et des aubes.

Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.

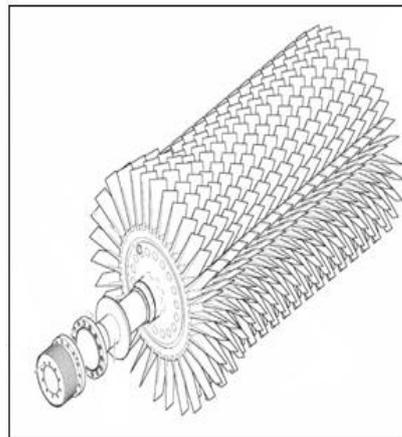
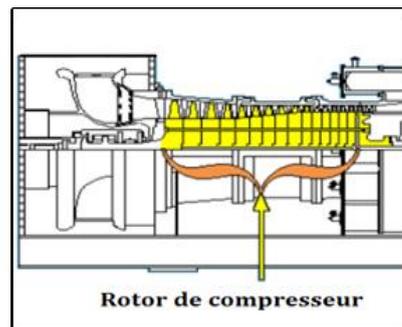
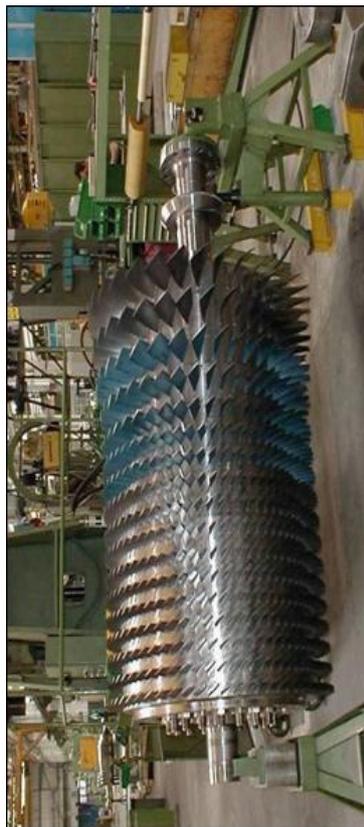


Figure II.4: Rotor du compresseur

II.2.4.2 stator :

L'ensemble stator comprend les sections du compresseur est formé du carter d'admission, du carter avant, du carter arrière et du carter de refoulement.

II.2.4.2.1 Carter d'admission :

La section d'admission dirige le débit de l'air externe de l'équipement d'admission de l'air à l'aubage du compresseur. Cette section comprend l'ensemble des aubes directrices d'entrée(IGV), l'ensemble du palier n° 1 et les joints d'étanchéité à l'air de basse pression. L'angle de l'aube directrice d'entrée peut être réglé par le système de commande.

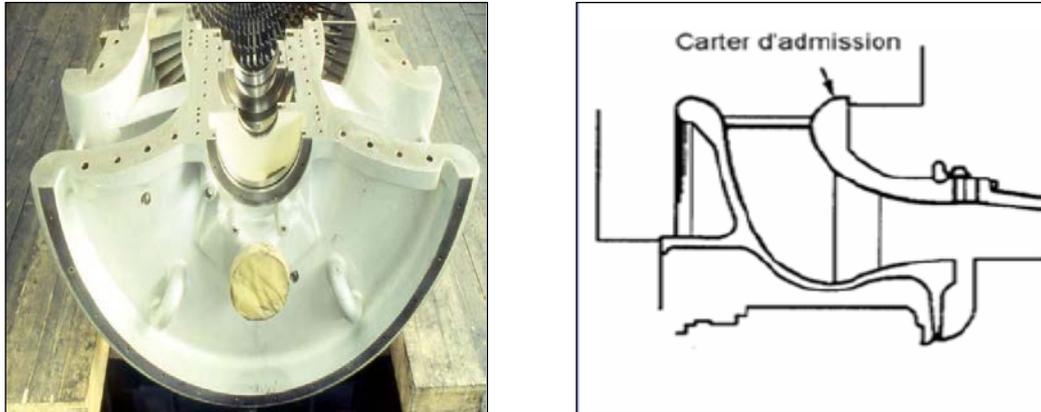


Figure II.5: Carter d'admission

II.2.4.2.2 Carter avant :

La section avant du carter du compresseur se trouve en aval par rapport à la section d'admission. Elle comprend l'aubage du stator pour les étages de 1 à 5.

II.2.4.2.3 Carter arrière :

La section arrière, en aval par rapport à la section avant, comprend l'aubage du stator pour les étages de 6 à 11.

II.2.4.2.4 Carter de refoulement :

La section de refoulement du carter du compresseur, en aval de la section arrière, comprend l'aubage du stator pour les étages de 12 à 17 et les étages 1 et 2 des aubes directrices de sortie(EGV). Une portion élargie de façon radiale (cloison) de cette section fournit la surface de montage pour les chambres de combustion.

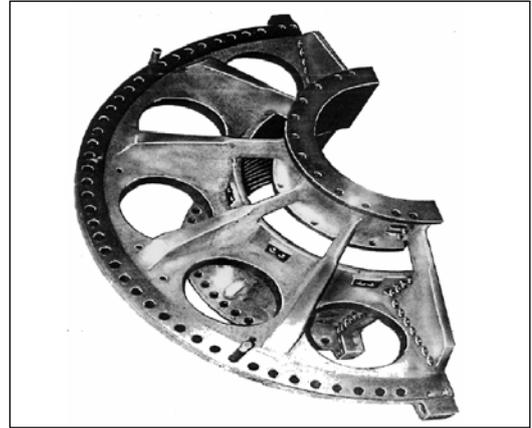
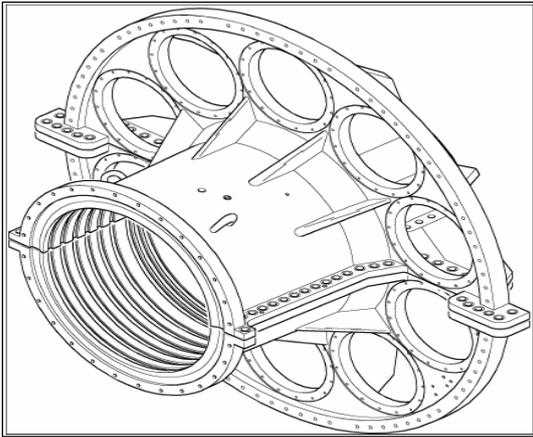


Figure. II.6 : Carter de refoulement

II.2.4.2.5 Aubage :

A partir de l'étage 1 jusqu'au 8e étage les aubes du stator ont des bases en forme de queue d'aronde qui vont dans les rainures en forme de T de la paroi du carter. A partir du 8e étage arrière, les aubes du stator ont des bases rectangulaires qui vont dans les rainures en forme de T de la paroi du carter du compresseur. Les clavettes de blocage empêchent la rotation des aubes.

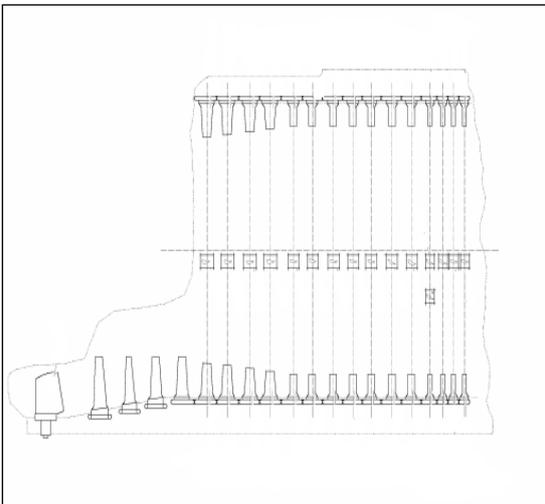


Figure II.7: Aubes du stator du compresseur

II.2.4.2.6 Aubes directrices orientables d'entrée (IGV) :

Les aubes directrices orientables d'entrée permettent l'accélération rapide et régulière de la turbine sans le pompage (pulsation) du compresseur. Un cylindre hydraulique, monté sur une traverse de la base, actionne les aubes directrices d'entrée par une grande couronne et de petits engrenages multiples à pignons.

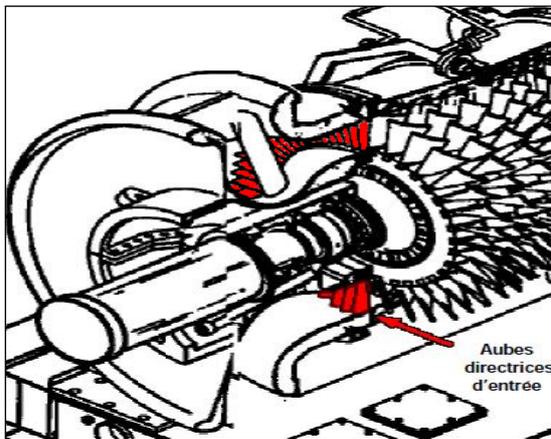


Figure II.8: Aubes directrices orientables d'entrée

II.2.5 Section de combustion :

La section de la combustion est formée de :

- Dix chambres de combustion.
- Gicleurs de carburant.
- Tubes de raccordement.
- Pièces de transition.

Les chambres de combustion sont arrangées de façon concentrique autour du compresseur et sont boulonnées à la cloison de la section de refoulement du compresseur. L'air pour la combustion est fourni directement du compresseur aux chambres de combustion. Cet arrangement est appelé système à écoulement inversé parce que l'air d'évacuation du compresseur s'écoule en avant autour des chemises et puis il entre et retourne vers la turbine. Le combustible est alimenté dans les chambres par l'intermédiaire des gicleurs de carburant qui s'étendent jusqu'à dans le chapeau de la chemise de chaque chambre.

II.2.5.1 Chambres de combustion :

L'écoulement de l'air par les chambres de combustion accomplit trois fonctions:

- Oxyder le combustible.
- Refroidir les pièces métalliques.
- Régler les produits de combustion extrêmement chauds à la température d'entrée turbine désirée.

L'écoulement de l'air de haute pression du compresseur s'échappe dans l'espace annulaire créé par l'extrémité arrière du carter de refoulement et la section avant de la coquille de la

turbine. Jusqu'à ce point, l'air s'écoule en arrière, puis le débit d'air est inversé. L'air entre dans les chambres de combustion, s'écoule en avant et entre dans la chemise par les trous et les grilles qui se trouvent dans la paroi de la chemise même. Une partie de l'air atteint le fond arrière de la chambre de combustion et entre dans la chemise par le capuchon où un ensemble axial d'aubes de turbulence crée un tourbillon dans la chemise.

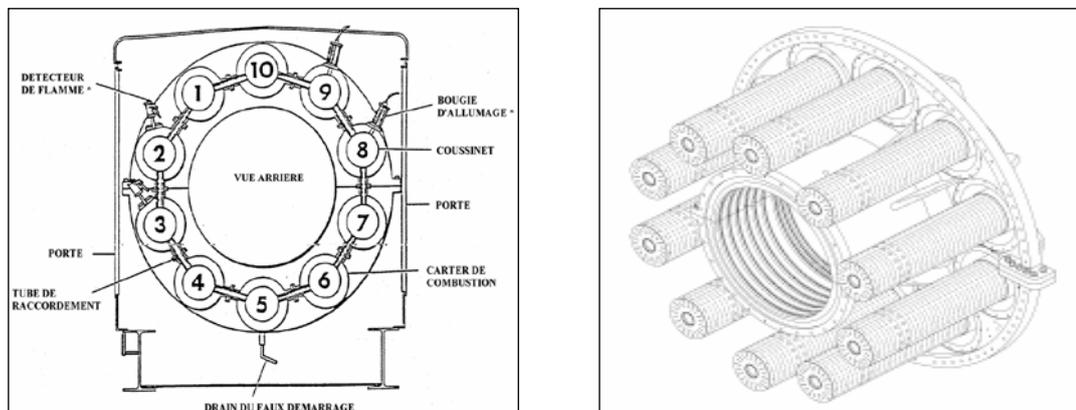


Figure II.9: Arrangement standard de la chambre de combustion

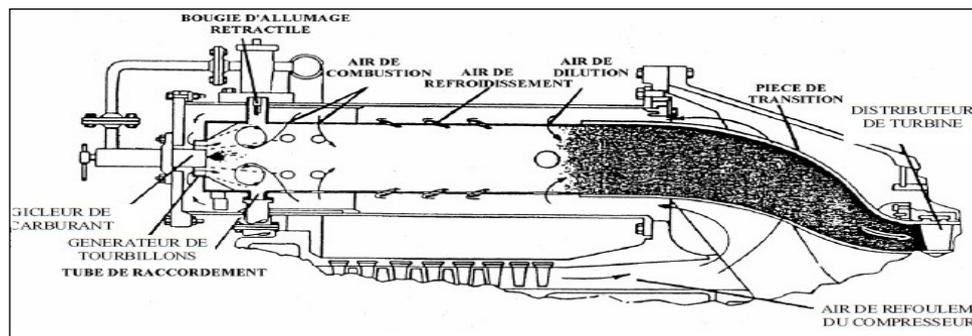


Figure II.10: La chambre de combustion

Les chambres de combustion sont conçues pour minimiser les émissions d'échappement pendant l'exploitation de la turbine à gaz après la séquence de démarrage. Une combustion primaire maigre suivie par un « thermal soaking » (maintien à température) garantit que la suie est brûlée pendant la combustion.

La chambre de combustion est conçue pour accomplir cette opération de manière aérodynamique en stabilisant la zone de combustion maigre avec un tourbillon dans lequel on injecte du combustible atomisé finement. La dilution des produits de combustion afin de fournir une température d'entrée dans la turbine réglée est retardée afin de permettre la consommation

de toute suie qui n'a pas été brûlée dans la zone de combustion. La combustion de cette suie est accomplie si l'on prévoit un intervalle adéquat avant d'introduire l'air pour diluer les gaz chauds et régler la température.

II.2.5.2 Pièces de transition :

Les pièces de transition sont le lien de la voie de gaz chaud entre les chemises de combustion et le distributeur de premier étage.

Avant que l'air de refoulement du compresseur s'écoule dans la chambre de combustion, il doit premièrement passer autour des pièces de transition. Ce rencontre permet un échange de chaleur, qui refroidit les pièces de transition et effectue le préchauffage de l'air de combustion.

II.2.5.3 Gicleurs de carburant :

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un gicleur de carburant qui introduit le combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au bord externe de la plaque à tourbillon du gicleur. Quand on utilise du combustible liquide, il est atomisé dans la chambre de turbulence du gicleur à l'aide de l'air de haute pression. Le mélange atomisé combustible/air est ensuite pulvérisé dans la zone de combustion. L'action de la buse à turbulence transmet un tourbillon à l'air de combustion, ayant comme résultat une combustion plus complète et le contrôle des émissions.

II.2.5.4 Tubes de raccordement :

Les dix chambres de combustion sont interconnectées par l'intermédiaire des tubes de raccordement. Ces tubes permettent à la flamme des chambres allumées contenant des bougies d'allumage de se propager aux chambres non allumées pendant le démarrage.

II.2.5.5 Bougies d'allumage :

La combustion du mélange de combustible et air est initiée par les bougies d'allumage avec électrodes rétractables. L'ensemble bougie d'allumage et sa relation avec une chambre de combustion.

Les bougies d'allumage sont installées dans deux des chambres de combustion.

Elles reçoivent la puissance des transformateurs d'allumage. Les chambres sans bougies d'allumage sont allumées, au démarrage, par l'intermédiaire des tubes de raccordement qui accomplissent l'interconnexion avec les chambres allumées. Les électrodes s'escamotent de la

zone d'allumage à cause de la pression de refoulement croissante du compresseur à environ 50% de vitesse.

II.2.5.6 Détecteurs de flamme de type ultraviolet :

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est utilisé; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Le senseur de flamme ultraviolet est formé d'un senseur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz.

II.2.5.7 Combustible :

Le gaz combustible est fourni aux chambres de combustion de la turbine à la pression et au débit adéquat afin de satisfaire toutes les exigences de démarrage, d'accélération et de charge pour l'exploitation de la turbine à gaz.

Le gaz combustible est fuel gaz de poids moléculaire $M=19,507$ kg/Mol et d'une densité relative $\rho_r=0,674$ kg/m³.

II.2.6 Section de la turbine :

Dans la section de la turbine, les gaz à haute température provenant de la section de la combustion sont convertis en puissance sur l'arbre. La puissance nécessaire pour entraîner le groupe de charge et le compresseur est fournie par le rotor de la turbine à deux étages. Le premier étage, ou roue de haute pression, et le deuxième étage, ou roue de basse pression, sont boulonnés ensemble pour former une seule unité par laquelle les distributeurs de premier et de deuxième étage dirigent le débit des gaz de combustion. Ces composantes, avec les joints d'étanchéité à l'air et les déflecteurs y associés, se trouvent dans la coquille de la turbine.

II.2.6.1 Stator de la turbine :

La section avant de la coquille de la turbine forme le carter pour l'extrémité arrière des sections de refoulement du compresseur et de combustion. La section arrière de la coquille de la turbine forme le carter pour les distributeurs de premier et de deuxième étage et les flasques pour les rotors de la turbine de premier et de deuxième étage.

L'air d'extraction du quatrième étage du compresseur est refoulé pour le refroidissement de la coquille et puis évacué à l'extrémité arrière de la coquille afin de refroidir la surface arrière de la roue de la turbine du deuxième étage.

II.2.6.2 Distributeur de premier étage :

L'ensemble distributeur de premier étage, est formé de partitions à profil aérodynamique entre un flasque de roue interne et un flasque de roue externe. L'ensemble distributeur est divisé en segments, qui sont fixés dans un ensemble anneau de retenue bien fermé dans la coquille de la turbine par des attaches.

L'anneau et les partitions du distributeur sont refroidis par l'air de refoulement du compresseur qui est soutiré de l'espace de transition de la chambre de combustion. Les partitions du distributeur sont creuses avec des orifices de purge perforés dans le bord de fuite pour le refroidissement. L'air de refroidissement circule autour des flasques de l'anneau de retenue, entre dans les partitions creuses du distributeur et sort des orifices de purge pour atteindre ensuite la voie du gaz.(figure II.11)

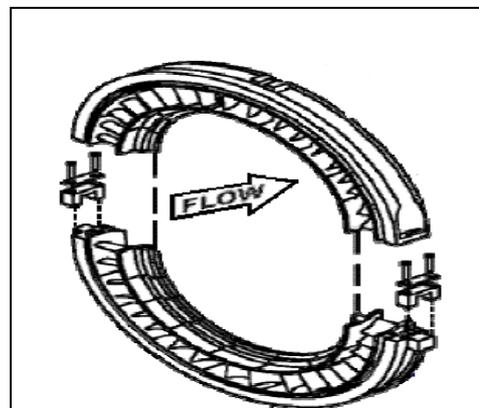


Figure II.11: Distributeur de premier étage

II.2.6.3 Distributeur de deuxième étage :

L'ensemble distributeur et diaphragme de deuxième étage est positionné entre les roues de la turbine du premier et du deuxième étage. L'ensemble a des partitions creuses à profil aérodynamique entre un flasque de roue interne et un flasque de roue externe qui dirigent le débit du gaz dans les augets de la turbine du deuxième étage. L'ensemble distributeur est divisé en segments, qui sont placés et fixés dans des assemblages à rainure et languette dans les flasques du stator de la turbine du premier et du deuxième étage. Les segments du distributeur sont distancés et positionnés de façon circonférentielle à l'aide des goupilles de positionnement à travers la coquille de la turbine qui engrènent le flasque externe des segments.

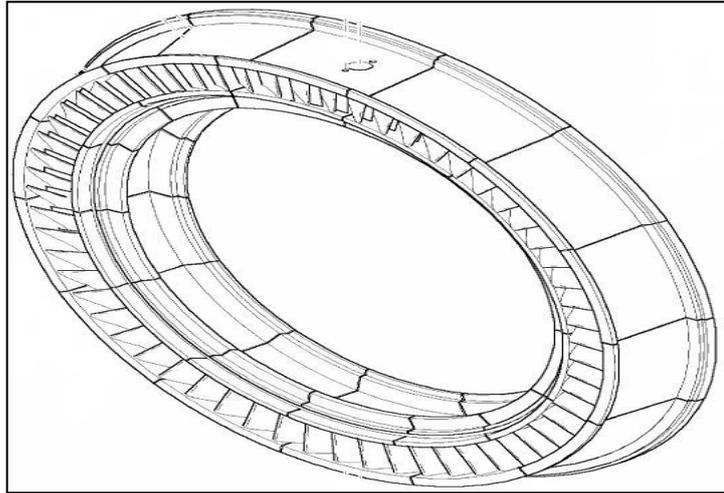


Figure II.12: Distributeur de deuxième étage

II.2.6.4 Rotor de la turbine :

L'ensemble rotor de la turbine est formé de la zone turbine-à-compresseur de l'entretoise et des roues et des augets (aubes) de la turbine du premier et du deuxième étage.

Les roues de la turbine sont forgées en alliage d'acier (Cr-Mo-Va). La roue du deuxième étage est forgée avec un faux arbre sur lequel la surface de la portée d'arbre et la surface d'étanchéité sont usinées en vue du palier n° 2 et de son joint étanche à l'huile. A l'extrémité du faux arbre, il y a une bride qui fait le lien entre l'arbre et le dispositif entraîné.

Les pièces individuelles de l'ensemble rotor de la turbine sont pré-équilibrées et montées de sorte que l'ensemble rotor complet exige une correction minimale.

L'ensemble rotor de la turbine est boulonné à l'ensemble rotor du compresseur pré-équilibré. Cet ensemble rotor complet est équilibré dynamiquement de nouveau, avec les corrections nécessaires distribuées de sorte que les moments de flexion internes soient compensés.

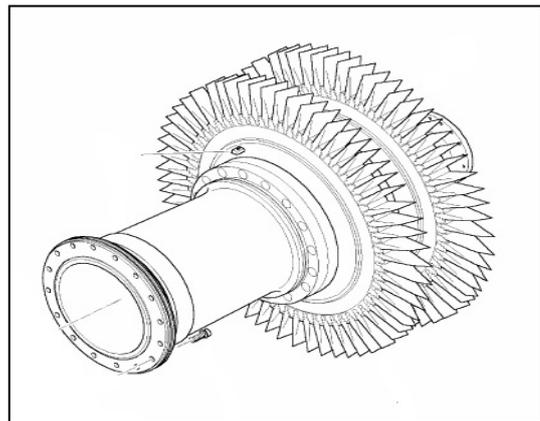


Figure II.13: Rotor de la turbine

II.2.6.5 Aubes de la turbine :

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" d'aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture (Figure II.13).

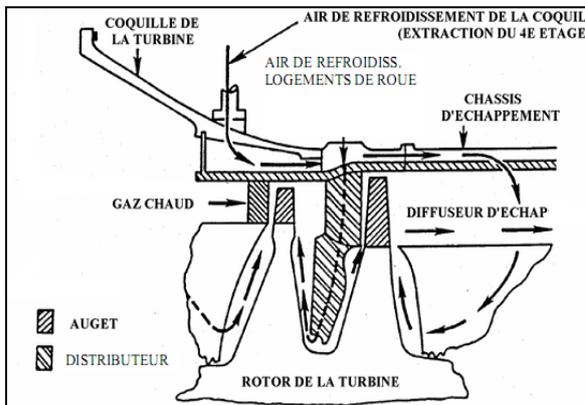


Figure II.14: Aubes de la turbine

II.2.7 Section d'échappement :

Les gaz chauds d'échappement produits par la combustion dans la turbine sont refroidis et atténués dans la tuyauterie d'échappement avant d'être mis à l'atmosphère. Ces émissions d'échappement respectent certains standards environnementaux de pureté et certains niveaux acoustiques qui dépendent de l'emplacement du site.

Le système d'échappement est la portion de la turbine dans laquelle les gaz utilisés pour faire marcher les roues de la turbine sont dirigés, à travers le plenum d'échappement et les modules silencieux, dans la cheminée d'échappement et libérés dans l'atmosphère. Le système d'échappement inclut le joint de dilatation à la sortie du plenum d'échappement, le conduit de transition, les modules silencieux et la cheminée d'échappement. Les thermocouples de la température d'échappement sont montés dans la paroi arrière du plenum d'échappement pour capter les températures d'échappement et pour fournir ces valeurs au système de commande SPEEDTRONIC™ Mark VI TMR.

Le plenum d'échappement est le début du conduit d'échappement, qui reçoit le débit du gaz provenant du diffuseur d'échappement. Il est formé d'une boîte, ouverte à chaque côté et à la partie supérieure, qui est soudée à une rallonge de la base de la turbine.

Le module silencieux pour ce système d'échappement est positionné dans la longueur de conduit horizontale en aval du conduit de transition. Le module silencieux d'échappement est

conçu du point de vue acoustique de manière à atténuer le bruit des gaz d'échappement. Cet effet est obtenu en utilisant le concept de silencieux à chicanes parallèles. Cet arrangement des moyens d'amortissement du bruit assure l'atténuation maximale nécessaire pour que les sons de basse et haute fréquence répondent aux exigences du site.

La cheminée d'échappement est conçue pour libérer les gaz d'échappement dans l'atmosphère, bien au-dessus de la ligne de base de la machine et avec une vitesse du gaz d'échappement adéquate pour une dispersion optimale des particules du gaz d'échappement même. La cheminée d'échappement est une pièce ronde de conduit vertical qui est autoportante à partir de la base de la machine.⁶

II.3 Système d'auxiliaires de la turbine :

La plupart de l'équipement auxiliaire mécanique et électrique nécessaire au démarrage et à l'exploitation de la turbine à gaz se trouve dans la section des accessoires.

Il y a beaucoup de systèmes impliqués dans l'exploitation de la turbine, Plusieurs de ces systèmes ont des dispositifs ou mécanismes auxiliaires situés dans la section des accessoires; parmi eux, le système de démarrage, de combustible, de lubrification, hydraulique, de l'eau de refroidissement et d'air atomisé. Les composantes principales comprennent les moyens de démarrage, le convertisseur de couple et la prise d'entraînement des accessoires. En plus du fait d'être le lien principal entre les composantes d'entraînement du système de démarrage et la turbine à gaz, la prise d'entraînement des accessoires est le réducteur de vitesse connecté directement à la turbine pour entraîner plusieurs dispositifs auxiliaires des systèmes accessoires de la turbine à gaz.

II.3.1 Système de démarrage :

Avant de pouvoir allumer et démarrer la turbine à gaz, il faut la faire tourner ou démarrer par l'équipement auxiliaire. Un moteur électrique à induction (asynchrone 450 kW), qui fonctionne par l'intermédiaire d'un convertisseur de couple, fournit le couple de démarrage et la vitesse nécessaires pour démarrer la turbine. Les composantes du système de démarrage permettent aussi la rotation à basse vitesse de la turbine en vue du refroidissement après l'arrêt.

Les composantes du système de démarrage à moteur électrique comprennent : un moteur à induction, un convertisseur de couple avec mécanisme à cliquet, un embrayage à griffes et un système hydraulique à cliquet).

En outre, plusieurs composantes supplémentaires sont nécessaires pour le séquençement et l'exploitation du système de démarrage de la turbine.

Description fonctionnelle

Pendant la séquence de démarrage, le moteur électrique de démarrage, le convertisseur de couple, le pignon entraîné et l'embrayage de démarrage commandent la turbine à gaz par l'intermédiaire du boîtier d'entraînement des accessoires. L'ensemble embrayage de démarrage et les cylindres de l'embrayage sont montés sur l'ensemble boîtier d'entraînement des accessoires. Un accouplement flexible raccorde de façon permanente le boîtier d'entraînement des accessoires et l'arbre du compresseur de la turbine.

Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au boîtier d'entraînement des accessoires de la turbine à gaz par l'intermédiaire d'un mécanisme inverseur. L'arbre d'entrée du convertisseur de couple commande la pompe de charge, qui fournit de l'huile de lubrification de la turbine au convertisseur de couple.

Au début, la pompe de charge reçoit l'huile pour le convertisseur de couple du collecteur d'huile de lubrification. La pompe de charge, après avoir établi la pression d'exploitation de l'huile de lubrification, aspire l'huile du réservoir d'huile de lubrification de la turbine à travers un filtre.

II.3.2 Ensemble convertisseur de couple :

Le convertisseur de couple est formé d'un rotor femelle de pompe qui fournit de l'huile à une turbine hydraulique connectée à l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie. Le rotor de la pompe exige la puissance nominale en chevaux du moteur à la vitesse nominale, indépendante de la charge de sortie. L'absorption de puissance du rotor de la pompe varie comme cube de la vitesse d'entrée.(Figure II.14)

- Pression d'exploitation : 0,7 bar
- Température d'exploitation : 55 °C

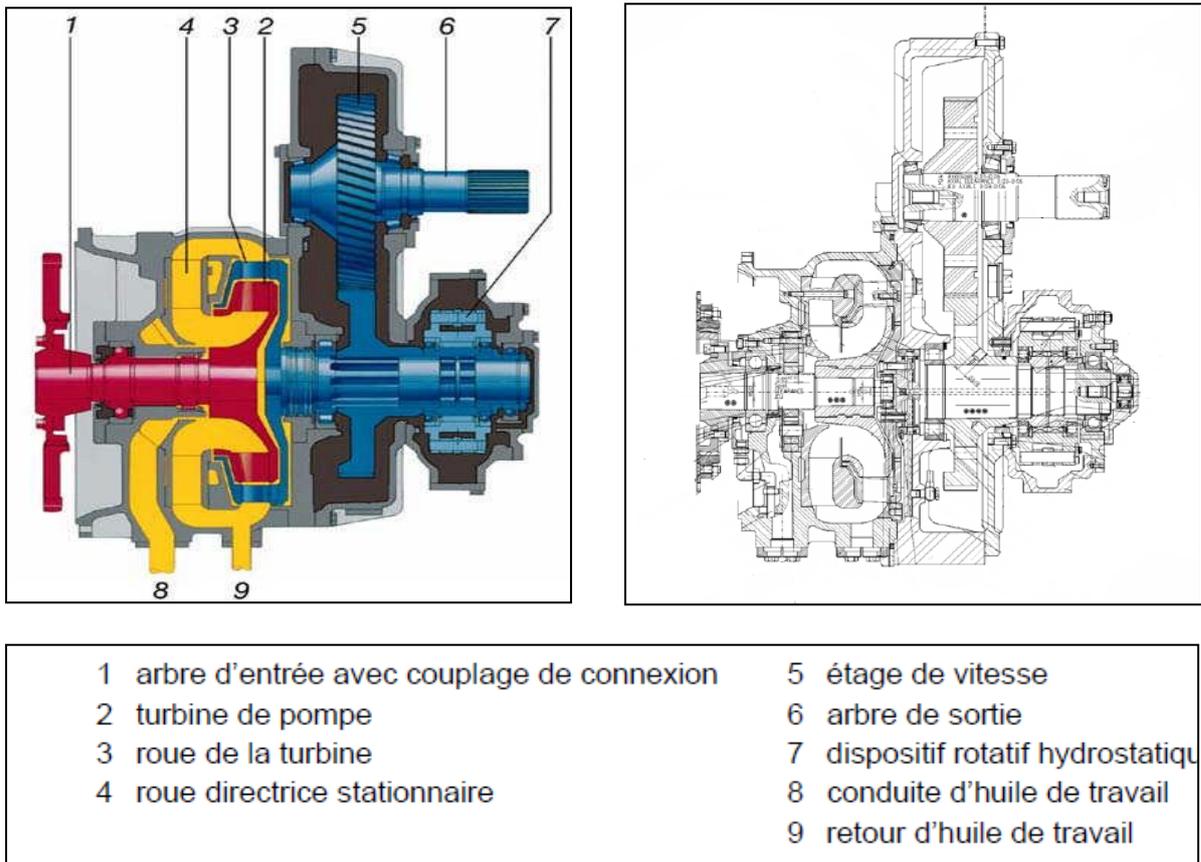


Figure II.15: Convertisseur de couple

II.3.3 Système à cliquet hydraulique :

Les pièces composantes du système à cliquet incluent : un mécanisme actionneur rotatif/roue libre dans l'ensemble convertisseur de couple, un module à soupape de commande, un ensemble pompe, une soupape de décharge et des filtres.

II.3.4 Embrayage de démarrage à griffes :

Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble convertisseur de couple à l'arbre principal du boîtier d'entraînement des accessoires. Les cylindres hydrauliques engagent l'embrayage (l'huile est fournie par le module de la soupape de commande du cliquet) et les ressorts de rappel dans les cylindres le désengagent (Figure III.15).

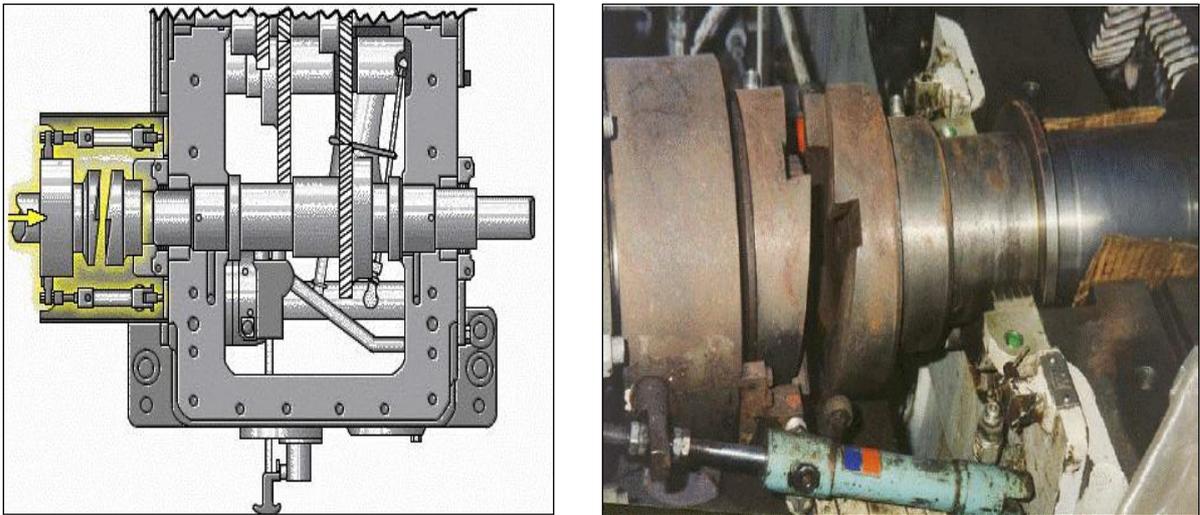


Figure II.16: Embrayage de démarrage

II.3.5 Prise d'entraînement des accessoires :

La prise d'entraînement des accessoires, située à l'extrémité compresseur de la turbine à gaz, est un ensemble de commande couplé directement au rotor de la turbine, par l'intermédiaire d'un accouplement flexible. Sa fonction est de commander chaque accessoire de la turbine à gaz à la vitesse correcte et de brancher et débrancher la turbine de son dispositif de démarrage. En outre, elle comprend aussi la pompe principale d'huile de lubrification et le boulon et mécanisme de déclenchement de survitesse de la turbine (Figure III.16).

Le carter de la prise d'entraînement contient aussi les trains d'engrenages qui fournissent les démultiplications correctes pour commander les dispositifs accessoires à la vitesse nécessaire, aux valeurs correctes de couple.

Les accessoires commandés par la prise d'entraînement peuvent comprendre :

- La pompe principale à huile de lubrification (1450 tr/min).
- La pompe principale d'alimentation hydraulique (1500 tr/min, 80 bars).
- La pompe à combustible liquide.
- La pompe à eau.
- Le compresseur principal d'air atomisé.

La lubrification de la prise d'entraînement provient du collecteur sous pression des paliers de la turbine.

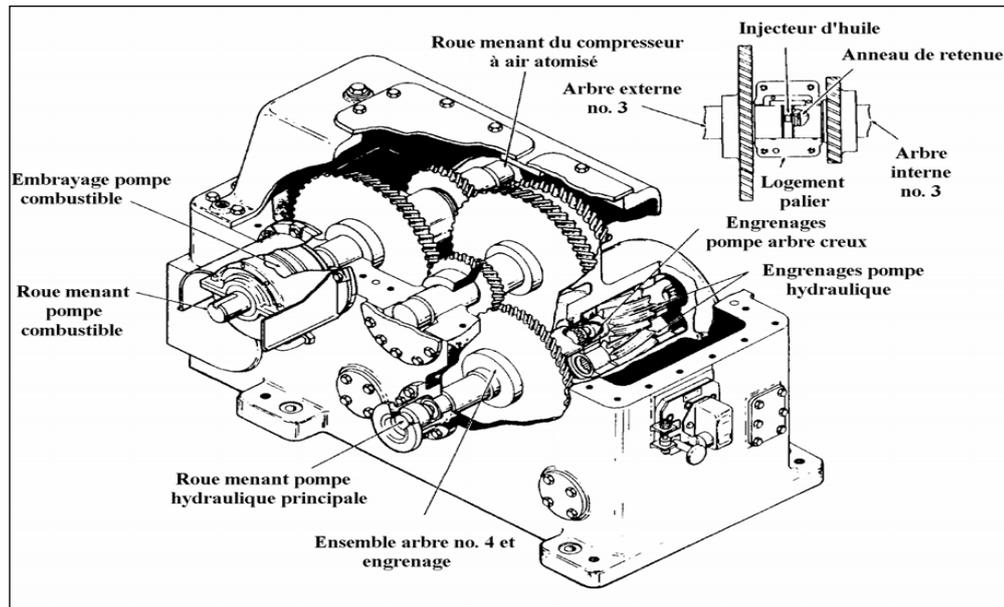


Figure II.17: Prise d'entraînement d'accessoire

II.4 Système du gaz combustible :

Le système du gaz combustible est conçu pour fournir le gaz combustible aux chambres de combustion de la turbine à la pression et au débit adéquats afin de satisfaire toutes les exigences de démarrage, d'accélération et de charge pour l'exploitation de la turbine à gaz. (Figure III.17)

Le système du gaz combustible comprend les suivantes pièces composantes principales :

- Crépine du gaz combustible
- Soupape d'arrêt du gaz par rapport et soupape de commande (SRV-1, GCV-1).
- Manomètres.
- Vanne de mise à l'air libre du gaz combustible (20VG-1).
- Interrupteur d'alarme pour basse pression du gaz combustible.
- Soupape d'arrêt du gaz par rapport.
- Soupape d'arrêt du gaz par rapport/Servovanne de commande (90SR).
- Soupape de commande du gaz/Servovanne de commande (65GC).
- LVDTs de commande de la soupape de gaz (96GC-1/2).
- Transmetteurs de pression (96FG-2A/B/C).
- L.V.D.T. de la soupape d'arrêt par rapport (96SR-1/2).

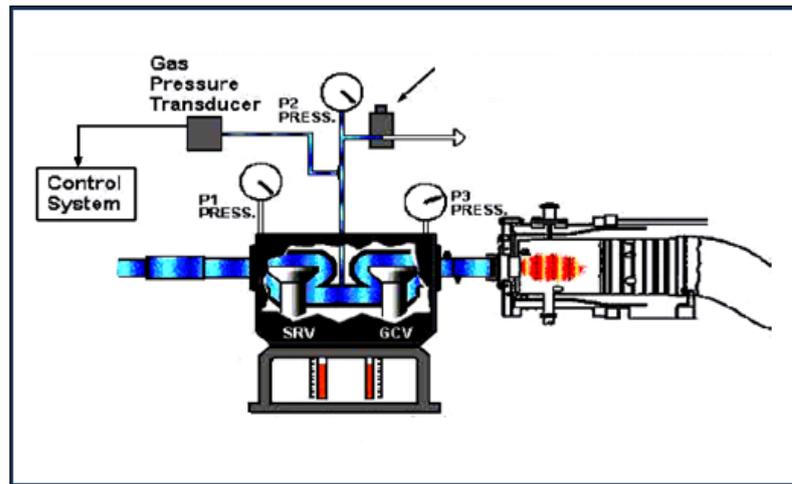


Figure II.18: Système du gaz combustible

II.5 Système de lubrification :

Les exigences de lubrification pour le groupe propulseur de la turbine à gaz sont satisfaites par un système commun de lubrification forcée.

Le système de lubrification, avec réservoir, pompes, refroidisseur, filtres, soupapes et plusieurs dispositifs de commande et de protection, assure la lubrification normale et l'absorption de la charge de chaleur rejetée de la turbine à gaz. Le fluide de lubrification est fait circuler aux trois paliers de la turbine principale, aux paliers du générateur et au boîtier d'entraînement des accessoires de la turbine. De plus, une partie du fluide sous pression est déviée et filtrée de nouveau pour que les dispositifs de commande hydraulique l'utilisent en tant que fluide de commande et source d'alimentation pour les autres systèmes.

Les composantes principales du système sont :

- Réservoir d'huile dans la base des accessoires (9420 litres).
- Pompe principale de lubrification PL-1 (entraînée par arbre à partir du boîtier d'entraînement des accessoires) (1450 tr/min, 9 bars, 20- 80° C).
- Pompe auxiliaire de lubrification de refroidissement PL-2. (commandée par un moteur à c.a.) (2960 tr/min, 8,5 bars).
- Pompe de lubrification de secours PL-3. (commandée par un moteur à courant continue) (1820 tr/min, 2 bars).
- Soupape de décharge de la pression VR-1 dans le refoulement de la pompe principale (réglée à 8,5 bars).
- Refroidisseurs d'huile de lubrification (HXL-2).
- Filtres d'huile de lubrification (FL-1A/B).

- Régulateur de pression VPR-2 du collecteur des paliers (réglée à 1,72 bar).
- Filtres de l'alimentation d'huile de déclenchement.
- Séparateur des vapeurs d'huile (PDS-1).

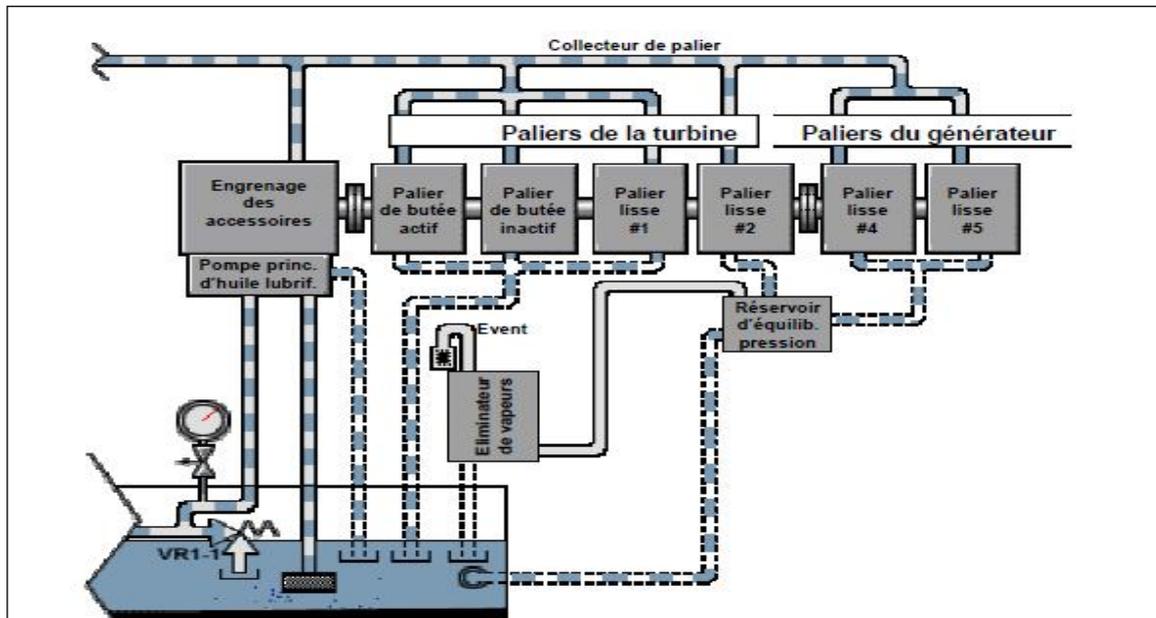


Figure II.19: Schéma de lubrification d'huile

II.6 Système hydraulique :

La fonction primaire du système hydraulique est de fournir le fluide hydraulique en conditions de haute pression à : l'ensemble du collecteur d'alimentation hydraulique, les ensembles cliquet/embrayage, le système du gaz combustible et l'ensemble des aubes variables directrices d'entrée.

- Pompe principale huile hydraulique :
 - vitesse : 1500 tr/min.
 - pression d'exploitation : 80 bars.
 - température d'exploitation : 55°C.
- Pompe du cliquet hydraulique :
 - alimentation électrique : 125 Vcc.
 - vitesse : 1770 tr/min.
 - pression de refoulement : 80 bars.
 - Température d'exploitation : 79°C.

II.7 Paliers :

Le turbo-groupe a deux paliers porteurs principaux utilisés pour soutenir le rotor de la turbine à gaz. Le groupe contient des paliers de butée aussi, pour maintenir la position axiale entre rotor et stator. Ces paliers et les étanchéités sont incorporés dans deux logements : un à l'entrée et un dans le châssis d'échappement.

Ces paliers principaux sont à graissage sous pression par un fluide fourni à partir du circuit de lubrification principal. Le fluide s'écoule par des branchements vers une entrée dans chaque logement de palier.

Palier N°:	Classe	Type
PALIER N° 1	Porteur	Elliptique
ACTIF (chargé) N° 1	De butée	à patins oscillants
INACTIF (non-chargé) N° 1	De butée	à patins oscillants
PALIER N° 2	Porteur	Elliptique

Tableau II.1: Type et classe des paliers

II.7.1 Palier n° 1 :

Le sous-ensemble du palier N° 1 est situé au centre de l'ensemble carter d'entrée et contient trois paliers :

- Palier de butée actif (chargé)
- Palier de butée inactif (non-chargé)
- Palier porteur.

En outre, il contient un joint d'étanchéité à l'huile de « type tournant », deux joints à labyrinthe et un logement où ces pièces sont installées. Les pièces sont montées à clavette dans le logement de manière à en empêcher la rotation. La portion inférieure du logement fait partie du carter d'entrée. La portion supérieure du logement est une pièce coulée séparée, à brides et boulonnée à la partie inférieure.

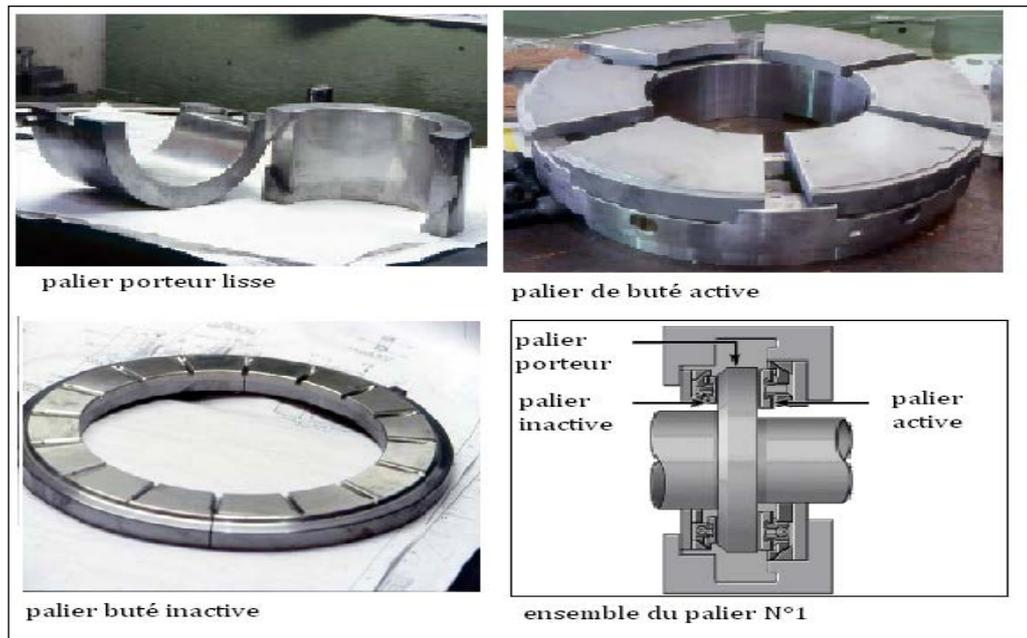


Figure. II.20: Ensemble du palier N°1

II.7.2 Palier n°2 :

Le sous-ensemble du palier N° 2 est soutenu à son axe et situé dans le tunnel interne du châssis d'échappement. Ce support comprend des oreilles à l'axe horizontal et une clavette à nez à l'axe inférieur. Cela permet la dilatation relative à cause de différences de température, tandis que le palier reste centré dans le châssis d'échappement. (Figure III.20)

L'ensemble comprend un coussinet elliptique, des joints à labyrinthe et un logement de palier avec une bande de fixation du coussinet de palier séparée boulonnée à la moitié inférieure du logement. Ces pièces sont montées à clavette pour en empêcher la rotation. Les joints à labyrinthe à chaque extrémité du logement sont pressurisés avec de l'air extrait du compresseur.

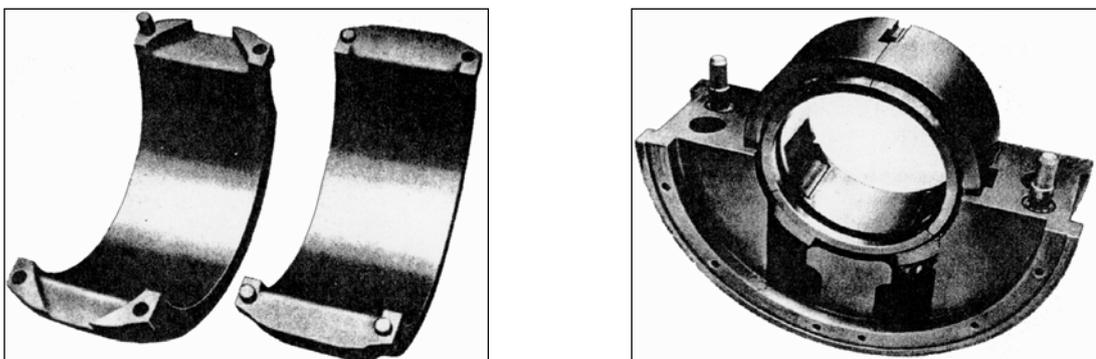


Figure. II.21: Ensemble du palier N°2

II.8 Boîte à engrenages de réduction :

La Boîte à engrenages de la charge a pour fonction de réduire la vitesse de la Turbine à Gaz à la vitesse requise par le Générateur. Elle dispose de deux roues parallèles (engrenages à chevrons), décalage horizontal. Elle est branchée à la Turbine à Gaz par un couplage souple sec et fermement au Générateur à travers deux brides. Elle est construite pour satisfaire les conditions requises du projet.

- ✓ Caractéristiques principales de la Boîte à Engrenages de Charge :

Fabricant	BHS
Type de la boîte à engrenages	FD 80-3Q
Puissance nominale	31500 kW
Vitesse d'admission	5100 tr/min
Vitesse de sortie	1500/1800 tr/min
Type	A chevrons

Tableau II.2: Caractéristiques du réducteur

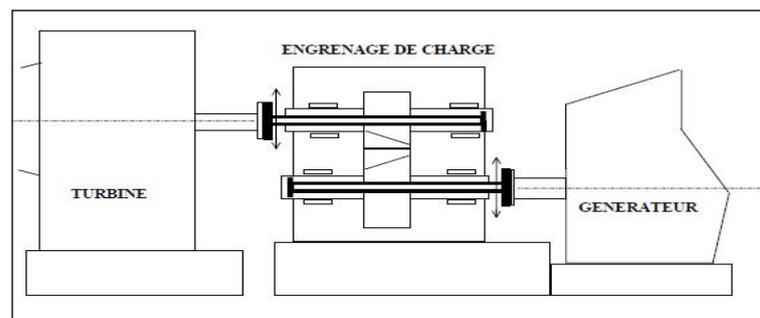


Figure. II.22: Boîte d'engrenage de charge

II.9 Description du générateur :

Le Générateur d'Electricité (type sans balai) (voir la Fig. ci-dessous.) se compose d'un générateur de courant alterné à trois phases et d'une partie statique, comme le stator (appelé Induit : l'ensemble des conducteurs dans lesquels la tension est introduite) et un rotor (appelé Champ : il s'agit d'une source de lignes magnétiques de flux) et l'excitateur tournant branché et actionné par le rotor, installé sur le côté N.D.E. du générateur, nécessaire pour produire et alimenter la puissance au roulement de champ tournant.

Le Générateur est installé sur une plaque de base commune avec la Boîte à engrenages de charge qui diminue la vitesse de rotation, de la vitesse de la Turbine à la vitesse du Générateur (rpm 1500).

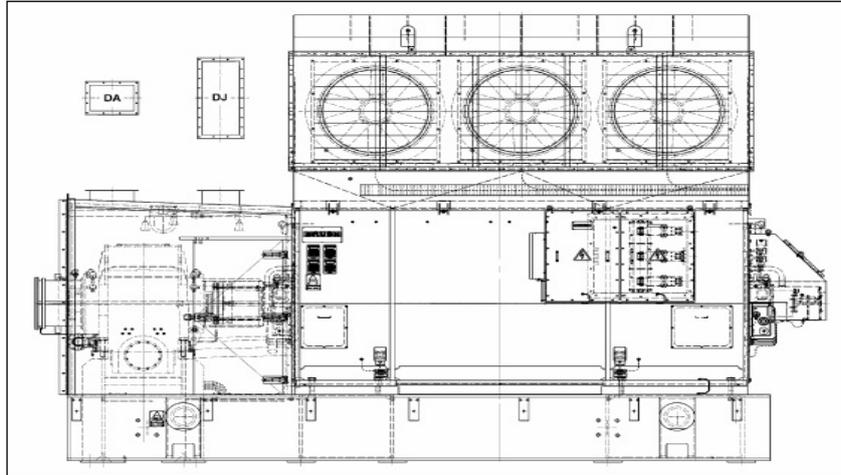


Figure II.23: Générateur électrique

II.9.1 Stator :

Le stator se compose du châssis, du noyau avec ses mille laminages et l'enroulement statorique (induit). L'enroulement du stator est fourni avec les douilles et les bagues de connexion à phase, transmettant l'électricité générée.

II.9.2 Rotor :

Le rotor est construit avec un arbre forgé qui contient le roulement du rotor (connu comme champ). Il se compose également de coins et de bagues de retenue nécessaires pour maintenir le roulement du rotor contre les forces centrifuges très élevées, développées pendant sa rotation. Il est supporté aux extrémités par deux paliers lisses continuellement lubrifiés avec de l'huile.

II.9.3 Paliers :

Les deux paliers lisses, du type manchon, sont lubrifiés par l'huile provenant du collecteur des paliers de la turbine, auquel le collecteur des paliers du Générateur est branché.

Les paliers sont mis à la terre de façon isolée, de sorte à éviter les courants d'induction à travers l'arbre et les paliers.

II.9.4 Equipements auxiliaires :

Le roulement du Générateur, pour sa protection et pour le système de distribution d'électricité produite, est branché au transformateur / réseau par un point de connexion (barres omnibus) installé à l'intérieur des armoires de Neutre et Ligne, installées latéralement et branchées à la structure du Générateur.

II.9.5 Caractéristiques

Fabricant	Bruch HMA	
Type de générateur	DG 185 ZP - 04	
Puissance nominale à une T°. ambiante de 48°C-kVA	27175	
Facteur de puissance	0,8	
Tension Nominale – V	11000	
Courant – A	2295	
Nombre de Pôles / Phases	3	
Fréquence nominale - Herz ± 2%	50	
Vitesse	Nominale – tr/min	1500
	Survitesse – tr/min	1800

Tableau II.3: Caractéristiques du générateur

II.10 Système de ventilation de l'enceinte de la turbine :

L'enceinte est installée et fixée au sol avec des passages piétonniers et des échelles à l'extérieur, à l'intérieur et autour du turbo-groupe.

L'enceinte nécessite un système de ventilation pour refroidir sa chambre interne, divisée en trois compartiments (Accessoire, Turbine et Boîte à Engrenages, Générateur).

Dans notre cas, le système de ventilation maintient la pression d'admission de l'enceinte plus élevée que la pression atmosphérique.

Le système de ventilation se compose de deux ventilateurs commandés par des moteurs électriques (principaux et de réserve), aspirant l'air depuis le boîtier du filtre et le soufflant à travers un système de conduits vers l'enceinte.

L'air frais entre depuis cinq ouvertures créées dans différentes zones de l'enceinte.

II.11 Système anti-incendie au CO2 :

Le système anti-incendie est projeté pour la protection contre tout risque d'incendie pouvant se vérifier dans l'enceinte de la turbine, pendant le fonctionnement du Turbogénérateur. Le compartiment de l'enceinte du Générateur n'est pas fourni avec le système anti-incendie.

Les capteurs des détecteurs d'incendie sont installés dans chaque compartiment (Accessoire, Accouplement / Engrenage et Turbine) et branchés aux panneaux anti-incendie dans la Chambre de Commande.

II.12 Séparateur de vapeur d'huile :

Afin d'éviter l'émission de vapeur d'huile du réservoir de la turbine à gaz vers l'atmosphère, issue du réchauffement de l'huile pendant le fonctionnement de la turbine, et pour éviter la pollution de l'air, un système de séparation d'air et des vapeurs d'huile a été réalisé et installé à l'extérieur de l'enceinte de la turbine.

- Débit d'admission : jusqu'à 500 Nm³/h
- Pression d'exploitation : 20 mm H₂O
- Température d'exploitation : max. 90°C

II.13 Système de lavage du compresseur axial :

Pour maintenir propre le compresseur axial pendant l'exploitation afin d'obtenir l'efficacité requise, la Turbine à Gaz dispose d'un système de lavage qui utilise, comme moyens de nettoyage, un mélange d'eau et détergent à pulvériser dans la caisse d'admission du compresseur.

L'unité de lavage sera utilisée pour enlever la saleté qui peut s'accumuler sur les aubes du compresseur (en particulier) pendant le fonctionnement normal, en rétablissant les conditions de départ.

Une chose très importante à éviter pendant le processus de nettoyage du compresseur est l'érosion des aubes, l'endommagement des revêtements et des paliers, ainsi que la fermeture des orifices de refroidissement de l'air de la turbine. Ces conditions sont effectuées en utilisant le mélange susmentionné.⁷

^{7 7} GE propriety information- all right reserved worldwide for sonatrach project description de MS 5001

II.14 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu la description de la turbine à gaz ainsi que son fonctionnement. La description de chaque section du compresseur jusqu'au palier et les auxiliaires et leur fonctionnement sont les premières choses qu'un mécatronicien doit connaître pour bien faire son travail, car la bonne compréhension de ce chapitre va nous aider à entamer le chapitre suivant.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Ce chapitre a pour but de décrire le système de commande et ses éléments de régulation.

III.1 Architecture du système de commande:

Le système de commande de la turbine installé dans le local technique (FIR : Field Instrumentation Room) est constitué de plusieurs armoires. La figure ci-dessous montre les différents constituants du système de la turbine :

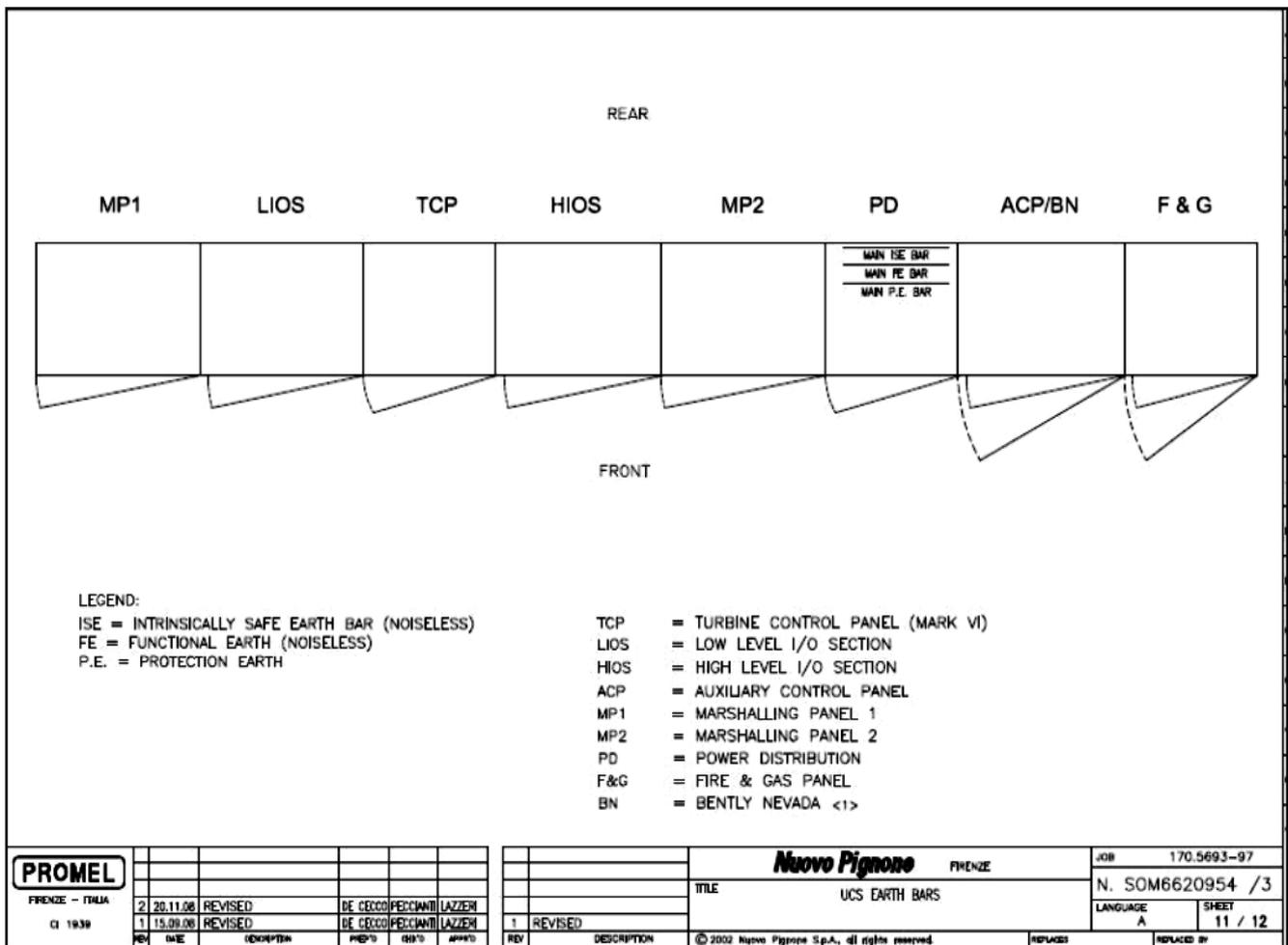


Figure III.1 : Système de commande dans le FIR

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III.1.1 TCP (SPEEDTRONIC MARKVI) :

Le contrôleur SPEED TRONIC MARK VI est le système de commande de la turbine à gaz, à redondance modulaire triplée. Il est constitué de trois contrôleurs R, S, T. Chaque contrôleur contient une alimentation, un processeur, interface de communication, et des modules d'entrées E/S pour assurer tout contrôle critique, la protection et la surveillance de la turbine à gaz. Le MARK VI gère aussi l'interface avec le DCS et le panneau SIS (safety instrument system) et reçoit les signaux issus du système de surveillance feu et gaz pour l'arrêt de l'unité.

Certaines fonctions critiques telles que la protection d'urgence de survitesse est assurée par un module triple redondant séparé <VPRO>. La plupart des capteurs critiques des boucles de régulation et de déclenchements sont triple redondants.⁸

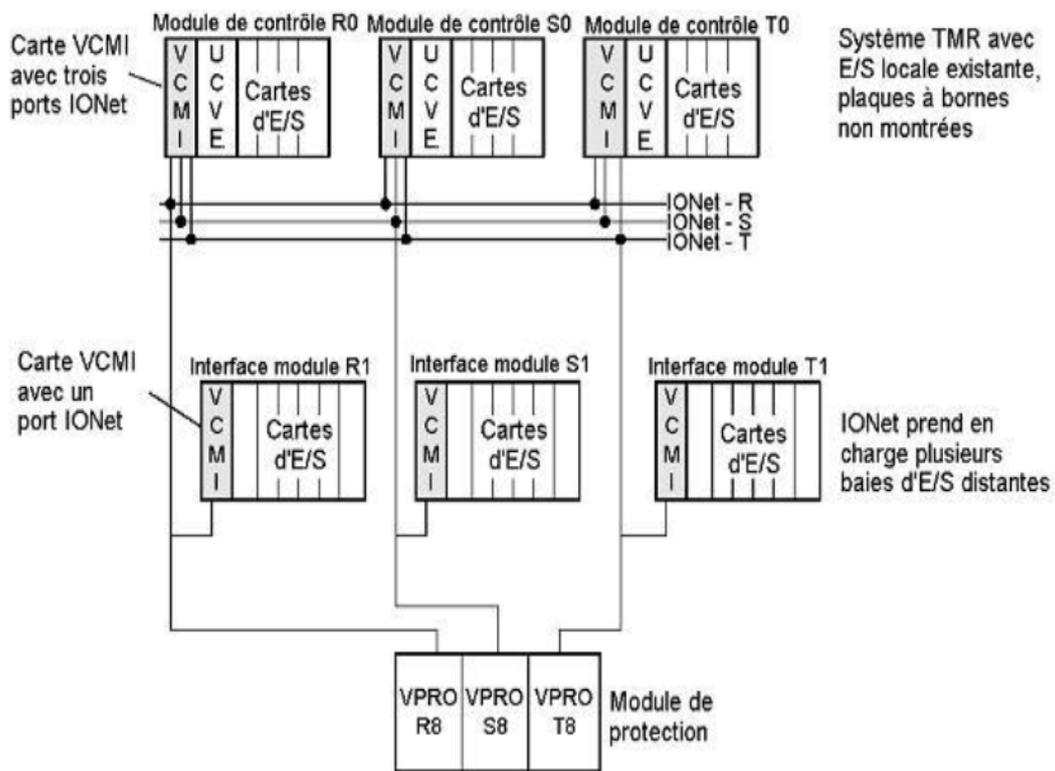


Figure III.2 : Architecture TMR du MARK VI

⁸ hioul abderaouf, Présentation général mark VI HMI, avril 2010

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III.1.2 F&G (le système feu et gaz):

Le système feu et gaz consiste principalement en un automate programmable (PLC) « Allen-Bradley». Des détecteur d'augmentation de la chaleur et de gaz sont installés sur l'unité de turbogénérateurs, câblés à l'automate qui fournit des sorties vers le MARK VI, ceci pour les alarmes, ordonnancement de la ventilation et l'arrêt de la turbine. Ainsi que le système de CO2 de lutte anti-incendie pour la protection de l'unité en cas de feu.

III.1.3 ACP/BN :

III.1.3.1 Système de Détection des Vibrations et déplacements :

Les capteurs de vibrations radiales XY et les capteurs sans contact des déplacements axiaux sont câblés au système de surveillance de Vibrations **BENTLY NEVADA**. Les programmes exécutent la logique de la protection au niveau du système **BENTLY NEVADA**. Les signaux d'alarme et d'arrêt câblés sont envoyés au Mark VI.

III.1.3.2. Système de Détection de la Température :

Tous les capteurs de Température des paliers sont câblés au système de surveillance de Températures **BENTLY NEVADA**. Les programmes exécutent la logique de protection au niveau du système **BENTLY NEVADA**. Les signaux d'alarme et d'arrêt câblés sont envoyés au Mark VI. Le panneau ACP /BN effectue aussi la commande de tous les auxiliaires de la turbine (réseau huile de lubrification, ventilations ...)

III.1.4 Distributeur d'énergie (PD) :

Il alimente en 220 V en courant alternatif et en 24 V en courant continu tout le système, ainsi que et les parties qui figurent dans le tableau qui suit. En cas de défaillance il y'a une alimentation de secours UPS.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III.1.5 MP1, MP2 (Marshalling Panel):

Ces panneaux sont utilisés pour assurer une bonne interface entre les signaux issus des transmetteurs et des capteurs, les signaux sortants vers les actionneurs, le bon raccordement entre les transmetteurs et les cartes entrées sorties, et pour la protection des cartes entrées sorties de l'environnement extérieur.

III.1.6 HIOS (High Level Input Output Section):

Les cartes entrées/sorties de haut niveau sont des cartes pour les signaux 4 – 20mA venants des transmetteurs (pressions, température, ...), ou allant vers les positionneurs de vanne de régulation.

III.1.7 LIOS (Low Input Output Level Section):

Les cartes entrées/sorties de bas niveau sont des cartes pour les signaux faibles tensions (thermocouples, capteurs de vitesses,).

III.2 Connexion du MARKVI avec les différents systèmes:

Le système Mark VI est basé sur une hiérarchie de réseau utilisée pour interconnecter des nœuds individuels. Ces réseaux séparent les différents trafics de communication en couches en fonction de leurs fonctions individuelles. Cette hiérarchie s'étend aux E/S et aux contrôleurs qui fournissent un contrôle en temps réel de la turbine et de son équipement associé par le biais de systèmes d'interface opérateur et jusqu'à une surveillance de l'ensemble de l'installation ou systèmes de contrôle distribués (DCS). Chaque couche utilise des composants et des protocoles standards pour simplifier l'intégration entre les différentes plateformes et améliorer la fiabilité et la maintenance globale. Les couches sont conçues en tant que 3RD PARTY, supervision(HMI), contrôle et E/S telles que décrites dans les sections suivantes.

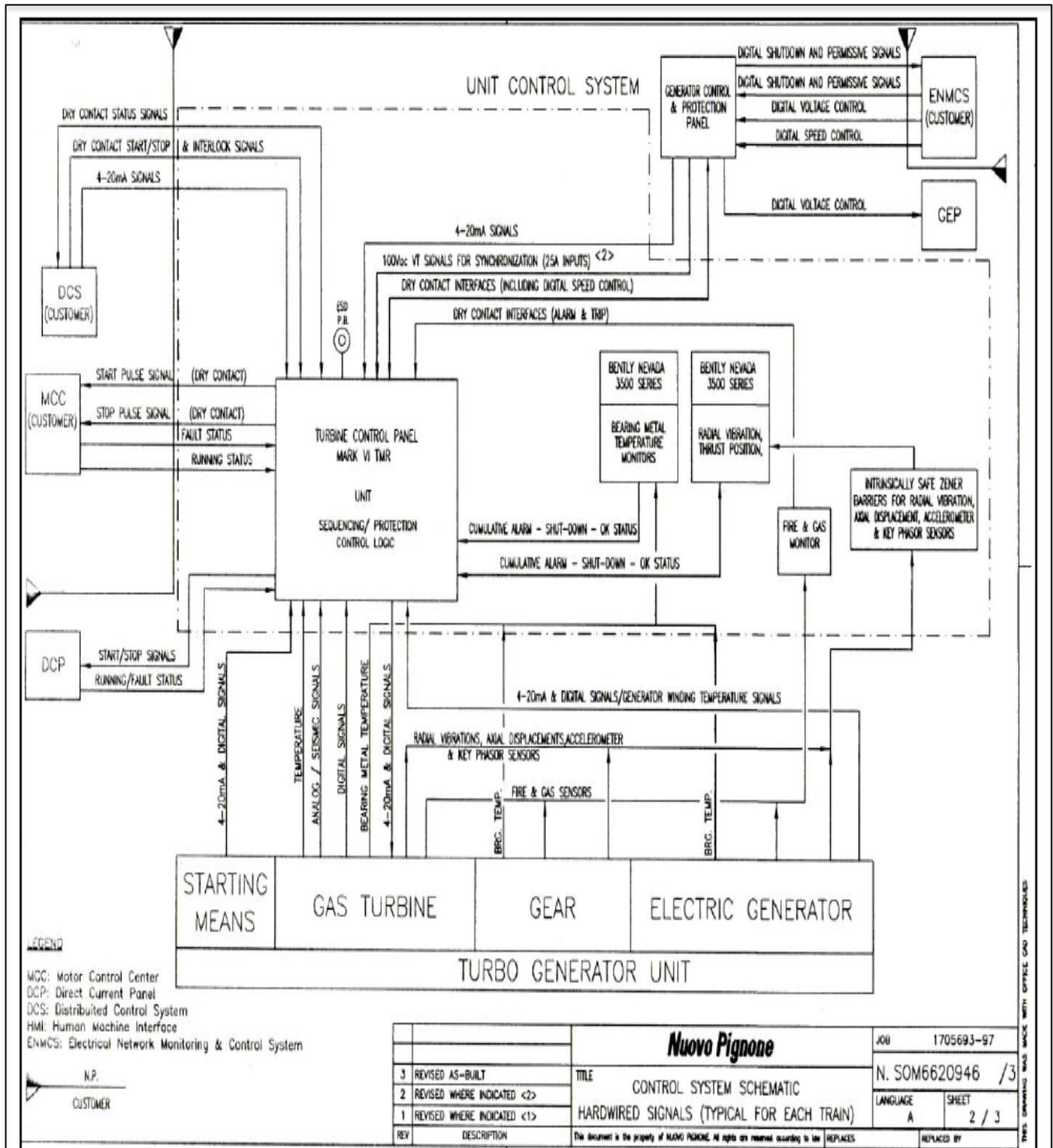


Figure III.3 : Schéma (hardware) du système de contrôle.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III.3 Eléments fondamentaux de régulation :

La régulation Mark VI SPEEDTRONIC contient un certain nombre de systèmes, de commandes, protections et séquencements conçus pour assurer un fonctionnement fiable et sûr de la turbine à gaz.⁹

III.3.1 Système de commande :

III.3.1.1 Conception de base :

La régulation de la turbine à gaz se fait par des fonctions de commande de démarrage, d'accélération, de vitesse, de température, d'arrêt et de régulation manuelle illustrées en Figure III-4. Des capteurs surveillent la vitesse de la turbine, la température d'échappement, la pression de refoulement du compresseur et d'autres paramètres pour déterminer les conditions d'exploitation de l'unité. Lorsqu'il est nécessaire de modifier les conditions de fonctionnement de la turbine en raison de changements dans les conditions de charge ou d'environnement, la régulation module le débit du combustible à destination de la turbine à gaz. Ainsi, si la température d'échappement tend à dépasser sa valeur admissible pour une condition de fonctionnement donnée, le système de régulation de température réduit le combustible envoyé vers la turbine et, par conséquent, limite la température d'échappement.

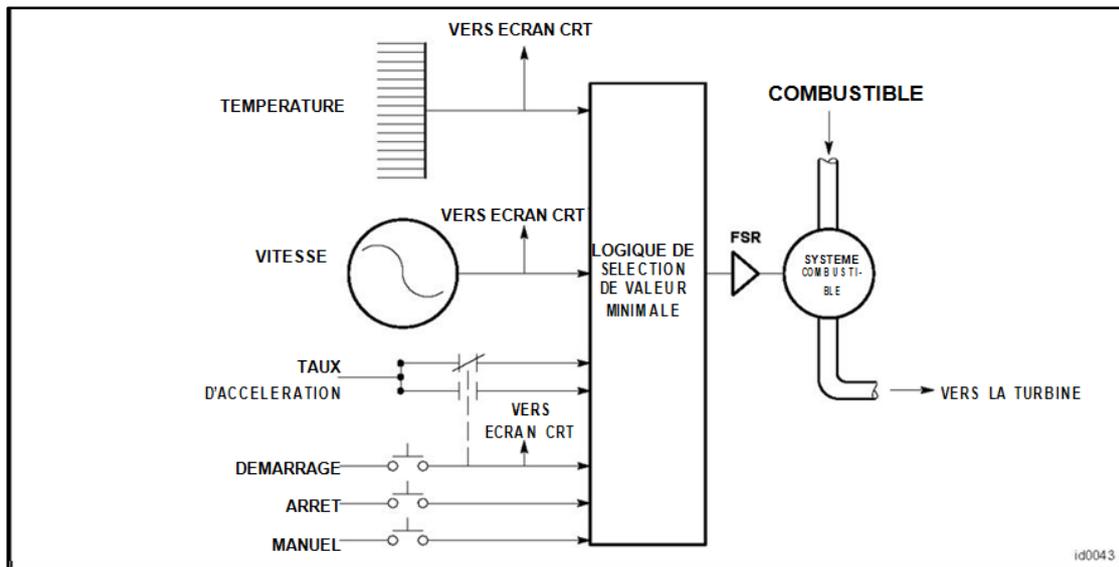


Figure III.4 : Schéma de régulation simplifié

⁹ Sonatrach fabrication general electric exploitation : poste de conduite mark VI, intervenant georges choulet

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Les conditions de fonctionnement de la turbine sont détectées et utilisées en tant que signaux de rétroaction vers le système de régulation SPEEDTRONIC.

Il y a trois boucles de régulation principale. Démarrage, vitesse et température. Elles peuvent assurer le contrôle durant le fonctionnement de la turbine. La sortie de ces boucles de régulation est connectée à un portillon électronique à valeur minimale comme représenté en Figure III-4. Les modes de régulation secondaires de l'accélération, du FSR manuel et de l'arrêt fonctionnent d'une manière similaire.

La référence de course de combustible (FSR) est le signal de commande pour le débit de combustible. Le portillon de sélection à valeur minimale connecte les signaux de sortie des six modes de régulation vers le contrôleur de FST; la sortie FSR la plus basse des six boucles de régulation est autorisée à traverser le portillon vers le système de régulation de combustible en tant que FSR de contrôle.

Le FSR de contrôle établira l'entrée de combustible vers la turbine à un débit nécessaire par le système qui est contrôlé. Une seule boucle d'asservissement contrôlera à un moment particulier et la boucle d'asservissement qui contrôle le FSR sera affichée sur l'IHM.

III.3.1.2 Séquence de marche/arrêt et régulation :

La régulation de démarrage fait passer la turbine à gaz de la vitesse zéro à la vitesse de fonctionnement de manière sûre en délivrant la bonne quantité de combustible pour établir la flamme, accélérer la turbine et le faire d'une manière qui permet de minimiser la fatigue du cycle bas des parties chaudes durant la séquence. Ceci implique un séquençement adéquat des signaux de commande vers les accessoires, le dispositif de démarrage et le système de régulation de combustible. Étant donné qu'un démarrage sûr et réussi dépend du bon fonctionnement de l'équipement de turbine à gaz, il est important de vérifier l'état des dispositifs sélectionnés dans la séquence. Une quantité importante de circuits logiques de régulation est associée non seulement aux dispositifs de régulation d'actionnement mais valide aussi les circuits de protection et l'obtention de conditions permissives avant de poursuivre.

La turbine à gaz utilise un système de démarrage statique où le générateur sert de moteur de démarrage. Un vireur est utilisé pour les démarrages du rotor.

Les valeurs réelles des paramètres de régulation sont données dans les Spécifications de régulation spécifique pour la machine.

III.3.1.3 Détecteurs de vitesse :

Une partie importante de la régulation de séquence de marche/arrêt de la turbine à gaz est une bonne détection de la vitesse. La vitesse de la turbine est mesurée par des capteurs magnétiques et sera abordée dans le cadre de la régulation de vitesse.

Les détecteurs de vitesse et les relais de vitesse suivants sont en général utilisés:

- . L14HR Vitesse zéro (environ 0% vitesse)
- . L14HM Vitesse minimale (environ 16% vitesse)
- . L14HA Vitesse d'accélération (environ 50%)
- . L14HS Vitesse de fonctionnement (environ 95%)

Le détecteur de vitesse zéro, L14HR délivrera le signal lorsque l'arbre de la turbine commence ou arrête de tourner. Lorsque la vitesse de l'arbre est en dessous de 14HR ou la vitesse zéro, le L14HR s'excite (sécurité intégrée) et la logique permissive initie le vireur ou un fonctionnement à rotation lente durant la séquence de démarrage automatique de la turbine.

Le détecteur de vitesse minimale L14HM indique que la turbine a atteint la vitesse d'allumage minimale et initie le cycle de purge avant l'introduction du combustible et l'allumage. La retombée du relais de vitesse minimale L14HM assure plusieurs fonctions permissives dans le redémarrage de la turbine à gaz après l'arrêt.

L'excitation du relais de vitesse d'accélération L14HA indique à quel moment la turbine a atteint environ 50 pour cent de la vitesse; ceci indique que le démarrage de la turbine progresse et enclenche certaines caractéristiques de protection.

L'excitation du capteur de grande vitesse L14HS indique à quel moment la turbine est en vitesse et montre que la séquence d'accélération est quasiment terminée. Ce signal assure la logique pour différentes séquences de régulation telles que l'arrêt des pompes à huile de lubrification auxiliaires et le démarrage des soufflantes du cadre d'échappement/ de l'enveloppe de la turbine.

Si la turbine et l'alternateur ralentissent durant les situations de sous-fréquence, L14HS se relâche au réglage de vitesse de sous-fréquence. Une fois que L14HS est relâché, le disjoncteur de l'alternateur se déclenche en ouverture et la Référence de vitesse de turbine (TNR) sera réinitialisée à 100,3%. Au fur et à mesure que la turbine

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

accélère, L14HS s'excitera de nouveau; la turbine aura besoin d'un autre signal de démarrage avant que l'alternateur ne tente de s'autosynchroniser une nouvelle fois sur le système.

Les paramètres réels des relais de vitesse sont répertoriés dans les Spécifications de régulation et sont programmés dans les processeurs <RST> en tant que constantes de régulation EEPROM.

III.3.2 Régulation de démarrage :

La régulation de démarrage fonctionne en tant que régulation en boucle d'asservissement utilisant des niveaux prédéfinis du FSR du signal de commande de combustible. Les niveaux sont: "ZERO", "FEU", "CHAUFFAGE", "ACCELERATION" et "MAX".

Les Spécifications de régulation donnent les bons paramètres pour le combustible prévu sur le site. Les niveaux de FSR sont définis en tant que Constantes de régulation dans la régulation de démarrage SPEEDTRONIC Mark VI.

Les signaux FSR de régulation de démarrage fonctionnent à travers le portillon à valeur minimale pour assurer que les autres fonctions de régulation peuvent limiter le FSR en fonction des besoins.

Les signaux de commande de combustible sont générés par le logiciel de démarrage de régulation SPEEDTRONIC. Par ailleurs, en plus des trois niveaux de démarrage actifs, le logiciel définit le FSR maximal et minimal et assure la régulation manuelle du FSR. Si l'on clique sur les cibles pour "MAN FSR CONTROL" (REGULATION FSR MANUELLE) et "FSR GAG RAISE OR LOWER" (AUGMENTATION OU DIMINUTION GAG FSR) permet un ajustement manuel du réglage de FSR entre FSRMIN et FSRMAX. Si la turbine est au repos, des contrôles électroniques des vannes de régulation et d'arrêt du système de combustible, des accessoires et des alimentations de tension sont faits. A ce stade, "SHUTDOWN STATUS" (Statut arrêt) s'affiche sur l'IHM. L'activation du commutateur de fonctionnement maître (L43) qui passe de "OFF" (Désactivé) à un mode de fonctionnement activera le circuit prêt. Si tous les verrous des circuits de protection et de déclenchement sont réinitialisés, les messages "STARTUP STATUS" (Statut démarrage) et "READY TO START" (Prêt à démarrer) s'afficheront indiquant que la turbine acceptera un signal

de démarrage. Cliquer sur le Commutateur de contrôle "START" (Marche) (L1S) et "EXECUTE" (Exécuter) introduira le signal de démarrage dans la séquence logique. Le signal de démarrage énergise le circuit de contrôle et protection maître (le circuit "L4") et démarre l'équipement auxiliaire nécessaire. Le circuit "L4" permet la pressurisation du circuit d'huile de déclenchement. Avec le permissif de circuit "L4" et l'embrayage de démarrage automatiquement engagé, les dispositifs de démarrage commencent à tourner. Le message de statut de démarrage "STARTING" (En démarrage), s'affiche sur l'IHM. Se reporter au point "A" de la courbe de démarrage typique en Figure. III-5¹⁰

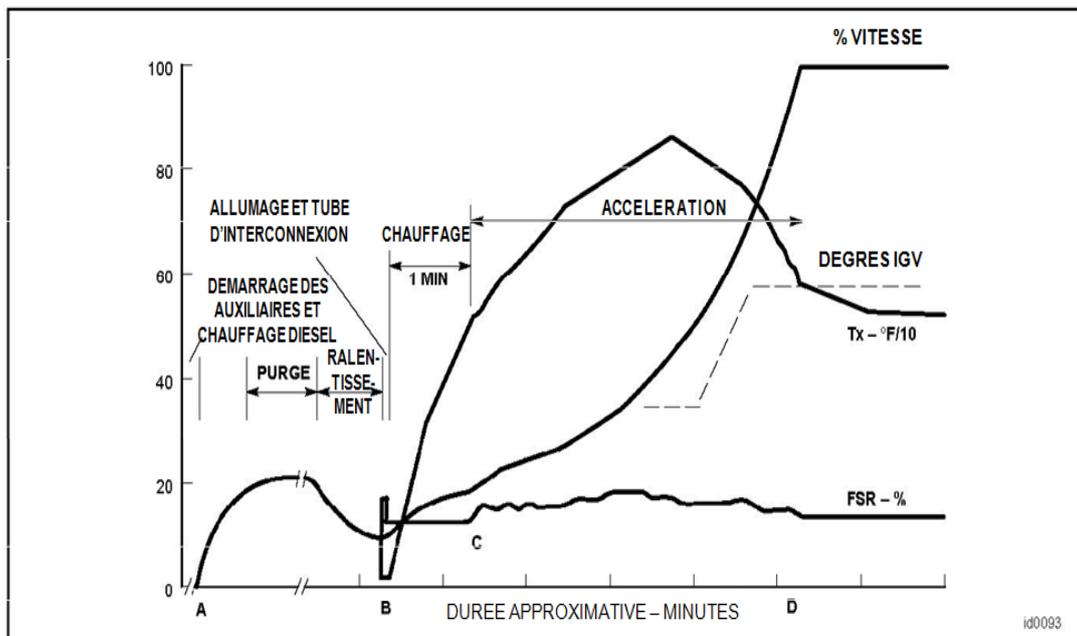


Figure III.5 : Courbe de démarrage Mark VI

L'embrayage de démarrage est une roue libre de type à dents positive qui s'engage automatiquement en mode démarrage et se met en libre rotation lorsque le rotor de turbine dépasse la vitesse du vireur.

Lorsque la turbine "démontre", le vireur fait tourner le rotor de la turbine de 5 à 7 tr/mn. Lorsque le démarreur statique commence sa séquence et accélère le rotor, l'embrayage de démarrage désengage automatiquement le vireur du rotor de turbine. Le relais de vitesse de turbine L14HM indique que la turbine tourne à la vitesse nécessaire pour une purge adéquate et un allumage des chambres de combustion. Les unités avec un allumage à gaz qui ont des configurations d'échappement qui peuvent

¹⁰ training-manual- mark VI/ TFT, volume I

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

piéger les fuites de gaz (c'est-à-dire chaudières) ont une horloge de purge, L2TV, qui est initiée avec le signal L14HM. Le délai de purge est réglé pour permettre trois à quatre renouvellements d'air dans l'unité pour s'assurer que tout mélange de combustible a été purgé du système. Le moyen de démarrage maintiendra la vitesse jusqu'à ce que L2TV ait terminé son cycle. Toutes les unités qui n'ont pas de systèmes d'échappement étendus, peuvent ne pas avoir d'horloge de purge mais s'appuyer sur le cycle de démarrage et le tirage naturel pour purger le système.

Le signal L14HM ou la réalisation du cycle de purge (L2TVX) "permet" le débit du combustible, l'allumage, définit le FSR du niveau d'allumage et initie l'enveloppe d'allumage L2F (Voir point "B" en Figure III-5). Lorsque les signaux de sortie du détecteur de flamme indiquent qu'une flamme a été établie dans les chambres de combustion (L28FD), l'horloge de chauffage L2W démarre et le signal de commande de combustible est réduit au niveau FSR "WARM.UP" (CHAUFFAGE). Le délai de chauffage est prévu pour minimiser les contraintes thermiques des parties chaudes pendant la partie initiale du démarrage.

Si la flamme n'est pas établie au moment où l'horloge L2F arrive au bout de son délai, en général 60 secondes, le flux de combustible est suspendu. L'unité peut recevoir un autre signal de démarrage mais l'allumage sera retardé par une horloge L2TV pour éviter une accumulation de combustible dans les tentatives successives. Cette séquence intervient même sur les unités qui n'ont pas besoin de purge initiale L2TV.

A la fin de la période de chauffage (L2WX), la régulation de démarrage rampe vers le FSR à une cadence prédéterminée jusqu'au réglage pour "ACCELERATE LIMIT" (Limite d'accélération). Le cycle de démarrage a été conçu pour modérer la température d'allumage la plus élevée produite pendant l'accélération. Ceci se fait en programmant une augmentation lente du FSR (Voir point "C" en Figure III-5). Au fur et à mesure que le combustible augmente, la turbine commence la phase d'accélération de démarrage. L'embrayage est maintenu tant que le vireur délivre un couple vers la turbine à gaz. Lorsque la turbine met en libre rotation le vireur, l'embrayage se désengage, arrêtant le vireur. Le relais de vitesse L14HA indique que la turbine accélère.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

La phase de démarrage se termine lorsque l'unité atteint la pleine vitesse-sans charge (voir point "D" en Figure III-5). Le FSR est ensuite contrôlé par la boucle de vitesse et les systèmes auxiliaires sont automatiquement arrêtés.

Le logiciel de régulation de démarrage établit les niveaux admissibles maximaux des signaux FSR pendant le démarrage. Comme indiqué précédemment, d'autres circuits de régulation peuvent réduire et moduler le FSR pour effectuer leurs fonctions de régulation. Dans la phase d'accélération du démarrage, la régulation du FSR passe en général vers la régulation d'accélération qui surveille le taux d'accélération du rotor. Il est possible, mais pas normal, d'atteindre la limite de contrôle de température. L'écran de l'IHM montrera le paramètre qui limite ou contrôle le FSR.

III.3.3 Régulation de vitesse :

Le système de régulation de vitesse contrôle la vitesse et la charge de l'alternateur de turbine à gaz en réaction au signal de vitesse de turbine réelle et à la référence de vitesse demandée. En régulation de vitesse, le message du mode de régulation "SPEED CTRL" s'affichera.

III.3.3.1 Signal de vitesse :

Trois capteurs magnétiques sont utilisés pour mesurer la vitesse de la turbine. Ces capteurs magnétiques (77NH.1, .2, .3) sont des dispositifs à sortie haute qui se composent d'un aimant permanent entouré d'un boîtier scellé hermétiquement. Les capteurs sont montés dans un anneau autour d'une roue à 60 dents sur le rotor du compresseur de la turbine à gaz. Avec la roue à 60 dents, la fréquence de la sortie de tension en Hertz est exactement égale à la vitesse de la turbine en révolutions par minute.

La sortie de tension est affectée par le dégagement entre les dents de la roue et la pointe du capteur magnétique. Le dégagement entre le diamètre extérieur de la roue dentée et la pointe du capteur magnétique doit être maintenu dans les limites spécifiées dans les Spécifications de régulation (environ 0,05 pouce ou 1,27 mm). Si le dégagement n'est pas maintenu dans les limites spécifiées, le signal d'impulsion peut être déformé. La régulation de vitesse de la turbine doit ensuite fonctionner en réaction au signal de rétroaction de vitesse incorrecte.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Le signal venant des capteurs magnétiques est amené sur le tableau Mark VI, un capteur Magnétique vers chaque contrôleur <RST>, où il est surveillé par le logiciel de régulation de vitesse.

III.3.3.2 Référence de vitesse/charge :

Le logiciel de régulation de vitesse changera le FSR proportionnellement à la différence entre la vitesse turbine-alternateur actuelle (TNH) et la référence de vitesse Demandée (TNR).

La vitesse demandée, TNR, détermine la charge de la turbine. La plage pour les turbines à entraînement d'alternateur est normalement une vitesse de 95% (min.) à 107% (max.).

La référence de vitesse de démarrage est de 100,3% et est prédéfinie lorsqu'un signal de "démarrage" est donné.

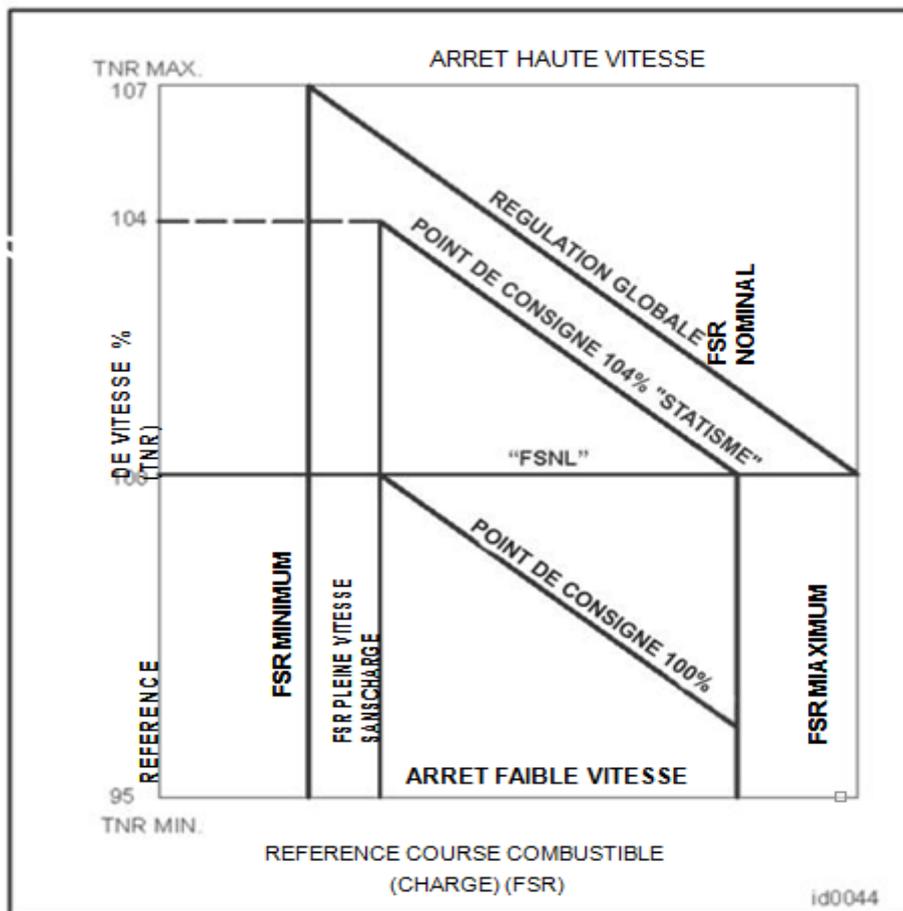


Figure III .6 : Courbe de contrôle de statisme

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

La turbine suit jusqu'à 100,3% de TNH pour la synchronisation. A ce point, l'opérateur doit remonter ou réduire le TNR, ce qui à son tour augmente ou réduit le TNH, via le commutateur 70R4CS sur le panneau de commande d'alternateur ou en cliquant sur les cibles sur l'IHM, si besoin (se reporter à la Figure III -6). Une fois que le disjoncteur de l'alternateur est fermé sur la grille d'alimentation, la vitesse est maintenue constante par la fréquence de grille. Le débit de combustible en excès du débit nécessaire pour maintenir la pleine vitesse sans charge se traduira par une augmentation de puissance produite par l'alternateur. Par conséquent, la boucle de contrôle de vitesse devient une boucle de contrôle de charge et la référence de vitesse est une régulation pratique de la quantité désirée de charge à appliquer sur l'unité turbine-alternateur.

La régulation de vitesse de statisme est une régulation proportionnelle qui modifie le FSR proportionnellement à la différence entre la vitesse réelle de la turbine et la référence de vitesse. Tout changement dans la vitesse actuelle (fréquence de grille) entraînera une modification proportionnelle dans la charge de l'unité. Ce caractère proportionnel est ajustable à la régulation désirée "statisme". La relation vitesse/FSR est montrée en figure III.6. Si la totalité du système de grille tend à être surchargée, la fréquence de grille (ou vitesse) diminuera et provoquera une augmentation du FSR proportionnellement au réglage de statisme. Si toutes les unités ont le même statisme, elles partageront également une augmentation de charge. Le partage de charge et la stabilité du système sont les principaux avantages de cette méthode de régulation de vitesse.

Normalement, un statisme de 4% est sélectionné et le point de consigne est étalonné de sorte que le point de consigne de 104% génère une référence de vitesse qui produira un FSR résultant dans une charge de base à la température ambiante théorique.

Lors d'un fonctionnement sur un contrôle de statisme, les paramètres de FSR pleine vitesse sans charge demandent un débit de combustible qui est suffisant pour maintenir la pleine vitesse sans charge de générateur. En fermant le disjoncteur de l'alternateur et en augmentant le TNR par une augmentation/réduction, une erreur entre la vitesse et la référence est augmentée. Cette erreur est multipliée par une constante de gain qui dépend du gain du réglage de statisme désiré et est ajoutée au

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

réglage de FSNL FSR pour produire le FSR requis pour prendre plus de charge et par conséquent maintenir la fréquence du système (se reporter aux Figures III -6 et III -7). La limite de FSR minimum (FSRMIN) dans le système SPEEDTRONIC Mark VI empêche les circuits de régulation de vitesse d'entraîner le FSR en dessous de la valeur, ce qui provoquerait une extinction de flamme pendant une condition transitoire. Par exemple, avec un rejet soudain de charge sur la turbine, la boucle du système de régulation de vitesse voudrait entraîner le signal FSR vers zéro, mais le réglage FSR minimum établit le niveau de combustible minimal qui empêche la coupure de flamme. La régulation de température et/ou de démarrage peut entraîner le FSR vers zéro et n'est pas influencée par FSRMIN.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

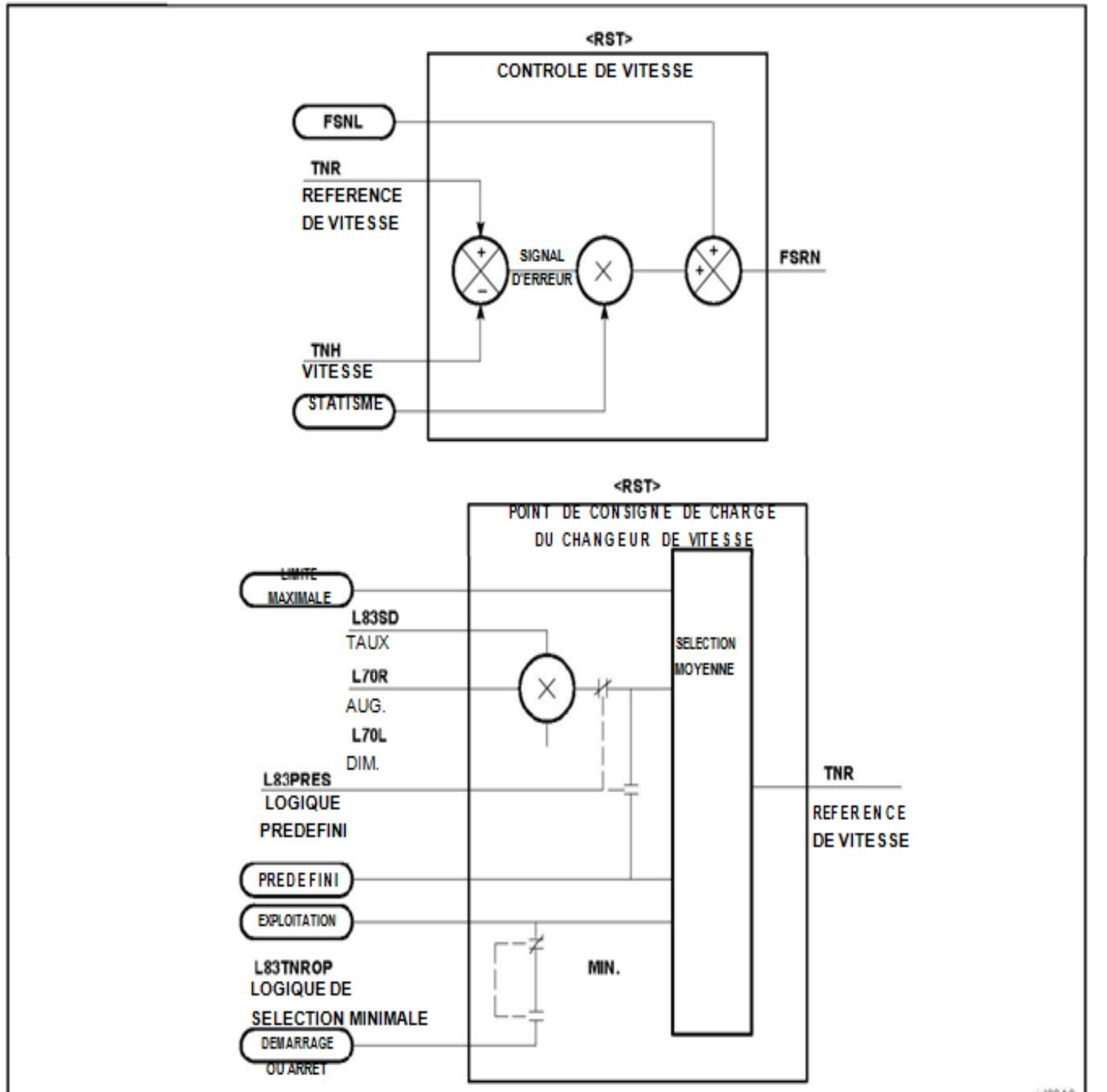


Figure III.7 : schéma de régulation de vitesse

III.3.4 Régulation de l'accélération :

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

La régulation de l'accélération compare la valeur actuelle du signal de vitesse avec la valeur au dernier moment d'échantillonnage. La différence entre ces deux chiffres est une mesure de l'accélération. Si l'accélération actuelle est supérieure à la référence d'accélération de référence, FSRACC est réduit, ce qui réduit le FSR et, en conséquence, le combustible de la turbine à gaz. Pendant le démarrage, la référence de l'accélération est une fonction de la vitesse de la turbine; la régulation de l'accélération reprend en général à partir de la régulation de vitesse peu après la période de chauffage et amène l'unité en vitesse. A la "Séquence terminée", qui est normalement l'excitation de 14HS, la référence d'accélération est une Constante de régulation, normalement 1% vitesse/seconde. Une fois que l'unité a atteint 100% de TNH, le contrôle d'accélération sert en général uniquement à contenir la vitesse de l'unité si le disjoncteur de l'alternateur s'ouvre en charge.

III.3.5 Régulation de la température :

Le système de régulation de température limitera le débit de combustible vers la turbine pour maintenir les températures d'exploitation internes à l'intérieur des limites théoriques des parties chaudes de la turbine à gaz.

La température la plus élevée dans la turbine intervient dans la zone de flamme des chambres de combustion. Le gaz de combustion dans cette zone est dilué par l'air de refroidissement et s'écoule dans la section de turbine à travers la directrice premier étage. La température de ce gaz lorsqu'il quitte la directrice premier étage est connue sous le nom de "température d'allumage" de la turbine à gaz; c'est cette température qui doit être limitée par le système de régulation. A partir de relations thermodynamiques, de calculs de performances de cycle de turbine à gaz et des conditions connues du site, la température d'allumage peut être déterminée en fonction de la température d'échappement et du ratio de pression dans la turbine; ce dernier est déterminé à partir de la pression de refoulement du compresseur mesurée (CPD). Le système de régulation de température est conçu pour mesurer et contrôler la température d'échappement de la turbine plutôt que la température d'allumage parce qu'il n'est pas pratique de mesurer les températures directement dans les chambres de combustion au niveau de l'admission de la turbine.

Cette régulation indirecte de la température d'allumage de la turbine est rendue pratique en utilisant des caractéristiques aérodynamiques et thermodynamiques

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

connues de la turbine à gaz et en les utilisant pour polariser le signal de température d'échappement car la température d'échappement seule n'est pas une indication brève de la température d'allumage. La température d'allumage peut également être approximée en fonction de la température d'échappement et du débit de combustible (FSR) et en fonction de la température d'échappement et de la sortie de l'alternateur (DWATT). Les courbes de régulation de température d'échappement mégawatt ou FSR sont utilisées en tant que secours de la courbe de régulation de température polarisée CPD primaire.

Les lignes de la température d'allumage constante sont utilisées dans le système de régulation pour limiter les températures de fonctionnement de la turbine à gaz alors que la limite de température d'échappement constante protège le système d'échappement pendant le démarrage.

III.3.6 Système de régulation du combustible :

Le système de régulation du combustible de turbine à gaz changera le débit du combustible vers les chambres de combustion en réaction au signal de référence de course de combustible (FSR). Le FSR se compose en fait de deux signaux séparés ajoutés l'un à l'autre, FSR1 qui est le débit de combustible liquide demandé et FSR2 qui est le débit de combustible gaz demandé; normalement, $FSR1 + FSR2 = FSR$. Les systèmes de combustible standard sont conçus pour un fonctionnement avec du combustible liquide et/ou du gaz combustible. Ce chapitre décrit un système à double combustible. Il démarre avec le système d'entraînement asservi, où le point de consigne est comparé avec le signal de rétroaction et converti en une position de vanne.

Il décrira le fonctionnement avec du combustible liquide, du gaz combustible et du double combustible et comment le FSR venant d'autres systèmes de régulation déjà décrits est conditionné et envoyé en tant que point de consigne vers le système d'asservissement.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

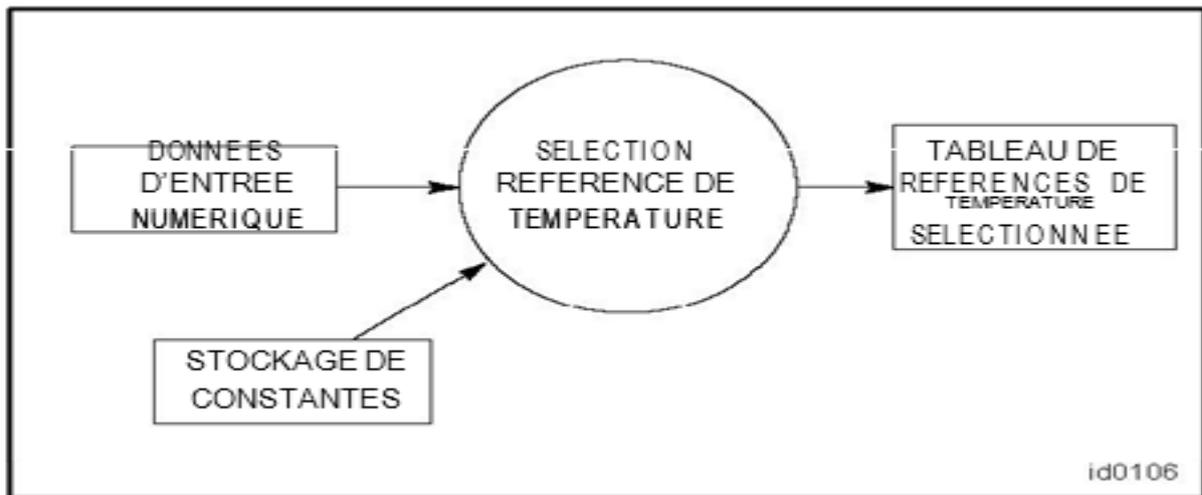


Figure III.8 : Programme de sélection de référence de température

III.3.6.1 Système de traitement asservi :

Le cœur du système de combustible est une servosoupape électro-hydraulique à trois bobines (asservissement) telle que représentée en Figure III -8. La servosoupape est l'interface entre les systèmes électriques et mécaniques et contrôle la direction et la cadence du mouvement d'un actionneur hydraulique basé sur le courant d'entrée vers l'asservissement.

La servosoupape contient trois bobines isolées électriquement sur le moteur couple. Chaque bobine est connectée à l'un des trois contrôleurs <RST>. Ceci assure la redondance si l'un des contrôleurs ou les bobines s'avéraient défaillant. Il y a un ressort de polarisation nulle qui positionne l'asservissement de sorte que l'actionneur passe en position de sécurité intégrée si TOUS les signaux d'alimentation/ou de régulation ont été perdus. Si l'actionneur hydraulique est un piston à double action, le signal de régulation positionne la servosoupape de sorte qu'elle achemine l'huile haute pression d'un côté ou de l'autre de l'actionneur hydraulique. Si l'actionneur hydraulique a un rappel à ressort, l'huile hydraulique sera envoyée vers un côté du vérin et l'autre vers la vidange. Un signal de rétroaction prévu par un transformateur différentiel variable linéaire (LVDT, Figure III -8) indiquera à la régulation si oui ou non il est dans la position requise. Le LVDT sort une tension qui est proportionnelle à la position du noyau du LVDT. Ce noyau à son tour est connecté à la vanne dont la position est contrôlée; au fur et à mesure que la vanne se déplace, la tension de

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

rétroaction change. Le LVDT a besoin d'une tension excitatrice qui est prévue par la carte VSVO.

La Figure **III.8** montre les principaux composants des boucles de positionnement d'asservissement. La conversion numérique (signal du microprocesseur) en analogique se fait sur la carte VSVO; ceci représente le débit de combustible demandé. Le signal de débit de combustible demandé est ensuite comparé à une rétroaction représentant le débit de combustible réel. La différence est amplifiée sur la carte VSVO et envoyée à travers la carte TSVO vers l'asservissement. Cette sortie vers les asservissements est surveillée et il y aura une alarme en cas de perte de l'un des trois signaux à partir du <RST>.

III.3.6.2 Régulation du combustible liquide :

Le système de combustible liquide se compose de composants de manipulation du combustible et de composants de régulation électrique.

Certains des composants de manipulation du fluide sont: filtre d'huile de combustible primaire, robinet d'arrêt de combustible liquide, pompes à trois combustibles, vanne de dérivation de combustible, soupape de surpression de la pompe de combustible, répartiteur de débit, ensemble manomètre/vanne sélectrice combinée, vanne de vidange de faux départ, conduites de combustible et injecteurs de combustible. Les composants de régulation électrique sont: pressostats de combustible liquide (amont) 63FL.2, interrupteurs fin de course de robinets d'arrêt de combustible liquide 33FL, servosoupape de la vanne de dérivation de la pompe de combustible liquide 65FP, capteurs de vitesse magnétique de répartisseur de débit 77FD.1, .2, .3 et cartes de régulation SPEEDTRONIC TSVO et VSVO. La figure **III.9** représente un diagramme du système avec les principaux composants. La vanne de dérivation de combustible est une vanne à commande hydraulique avec une caractéristique de débit linéaire. Elle se trouve entre les côtés admission (basse pression) et refoulement (haute pression) de la pompe de combustible, celle-ci dérive l'excès de combustible délivré par la pompe de combustible vers l'admission de la pompe de combustible, envoyant vers le répartisseur de débit le combustible nécessaire pour satisfaire la demande de combustible du système de régulation.

Elle est positionnée par la servosoupape 65FP qui reçoit son signal des contrôleurs.

III.3.6.3 Régulation de combustible gaz :

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Le système de régulation de combustion sèche à faible taux d'émission de NOx II (DLN.2) régule la distribution du combustible gaz vers une organisation de chambres de combustion à plusieurs injecteurs. La distribution du débit de combustible vers chaque ensemble d'injecteurs de combustible est une fonction de la température de référence de combustion (TTRF1) et du mode de régulation de température des IGV. Par une combinaison du séquençement de combustible et du passage de mode de combustion à un autre de la diffusion à l'allumage au prémélange des charges supérieures, on obtient de faibles émissions d'oxyde d'azote (NOx).

Le combustible gaz est contrôlé par une vanne d'arrêt et de détente de gaz (SRV), des vannes de régulation de gaz secondaire et quaternaire (GCV) et par la vanne du robinet diviseur de prémélange (PMSV). Le robinet diviseur de prémélange contrôle la séparation entre le flux de gaz secondaire et de gaz tertiaire. Toutes les vannes ont un contrôle asservi par les signaux venant du panneau de commande de SPEEDTRONIC (Figure III.9).

C'est la vanne de régulation de gaz qui contrôle le débit du gaz combustible désiré en réaction au signal de commande FSR. Pour lui permettre de le faire d'une manière prévisible, la vanne d'arrêt et de détente est conçue pour maintenir une pression prédéterminée (P2) à l'admission de la vanne de régulation de gaz en fonction de la vitesse de la turbine à gaz.

Il y a trois principaux modes de combustion DLN.2: Primaire, Pauvre.pauvre et Prémélange.

Le mode primaire existe de l'allumage à 81% de vitesse corrigée, débit de combustible vers les injecteurs primaires seulement. Pauvre. pauvre est de 81% de vitesse corrigée à une température de référence de combustion présélectionnée, avec le combustible vers les injecteurs primaires et tertiaires.

En fonctionnement sur prémélange de combustible dirigé vers les injecteurs secondaires, tertiaires et quaternaires, la charge minimale pour ce fonctionnement est définie par la température de référence de combustion et par la position des IGV.

Le système de régulation de gaz combustible se compose principalement des éléments suivants: crépine de gaz, pressostat d'alimentation en gaz 63FG, ensemble de vanne d'arrêt et de détente, transducteurs de pression de gaz combustible 96FG, électrovanne de mise à l'atmosphère de gaz combustible 20VG, ensemble de vannes de régulation, transformateurs différentiels à variation linéaire 96GC.1, .2, .3, .4, .5, .6, 96SR.1, .2, 96 PS.1, .2, servosoupapes électro hydrauliques 90SR, 65GC et 65PS, vannes de décharge VH.5, trois pressostats, collecteur de gaz avec queue de cochon vers les injecteurs de combustible respectifs et cartes de régulation SPEEDTRONIC TBQB et TCQC. Les composants sont représentés schématiquement en Figure 17. Une explication fonctionnelle est contenue dans les paragraphes ci-dessous

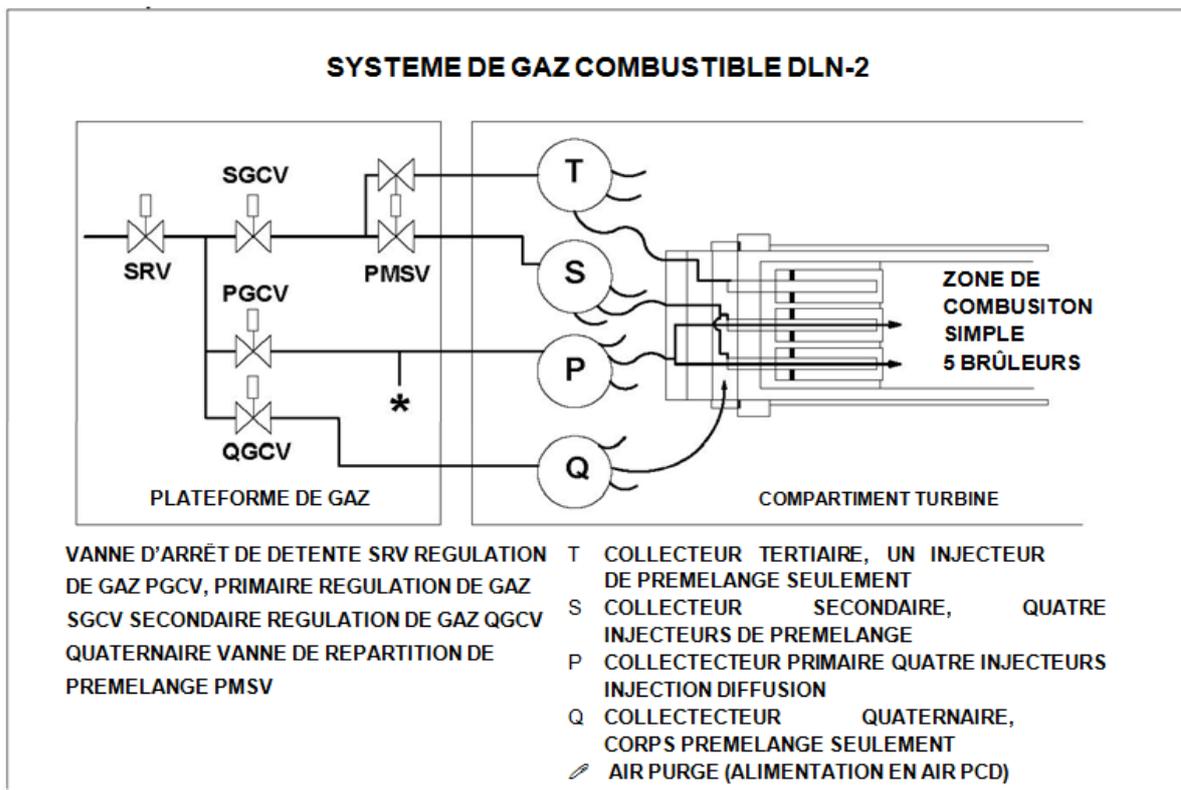


Figure III.9 : Système de gaz combustible DLN-2

III.3.6.4 Vanne de régulation de la vitesse :

La vanne de régulation de vitesse est une vanne à double fonction. Elle sert de vanne de régulation de pression pour maintenir une pression de gaz combustible désirée à l'avant de la vanne de régulation de gaz et sert également de robinet d'arrêt. En tant que robinet d'arrêt, elle fait partie intégrante du système de protection. Tout

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

déclenchement d'urgence ou arrêt normal, amènera la vanne à sa position fermée coupant le débit de gaz combustible vers la turbine. Ceci se fait soit en déchargeant à partir du relais de déclenchement d'huile hydraulique VH.5 de la vanne de régulation de vitesse ou en amenant électriquement la position de contrôle fermée. La vanne de régulation de la vitesse a deux boucles d'asservissement. Il y a une boucle d'asservissement similaire à celle de la vanne de régulation de gaz et il y a une boucle de régulation de pression (Voir Figure VI-8). La pression de gaz combustible P2 à l'admission de la vanne de régulation de gaz est contrôlée par la boucle de pression en fonction de la vitesse de la turbine. Ceci se fait en établissant une proportion entre le signal de vitesse de turbine TNH, avec un décalage et un gain, qui devient ensuite la Référence de pression de gaz combustible (FPRG). La FPRG est ensuite transmise à la carte VSVO pour être convertie en un signal analogique. La pression P2 est mesurée par 96FG qui sort une tension proportionnelle à la pression P2. Ce signal P2 (FPG) est comparé à la FPRG et le signal d'erreur (le cas échéant) est à son tour comparé avec la rétroaction du LVDT 96SR pour repositionner la vanne comme dans la boucle GCV.

La vanne de régulation de la vitesse fournit un arrêt positif au débit de gaz combustible lorsque cela est rendu nécessaire par un arrêt normal, un déclenchement d'urgence ou une condition de non-marche. La vanne de décharge de déclenchement hydraulique VH.5 se trouve entre la servosoupape électro-hydraulique 90SR et le vérin d'actionnement hydraulique. Cette vanne de décharge est actionnée par le système de déclenchement d'huile de régulation basse pression. Si les permissifs L4 et L3GRV sont à l'état "vrai", l'huile de déclenchement (OLT) est à la pression normale et la vanne de décharge est maintenue dans une position qui permet à la servosoupape 90SR de contrôler la position du vérin. Lorsque la pression d'huile de déclenchement est faible, (comme dans le cas de l'arrêt normal ou de l'arrêt d'urgence), le ressort de la soupape de décharge déplace un distributeur à tiroir cylindrique vers une position qui décharge l'huile hydraulique haute pression (OH) dans la vanne de régulation de la vitesse qui actionne le vérin vers le réservoir d'huile de lubrification. Le ressort de fermeture en haut de l'obturateur de la vanne ferme instantanément la vanne coupant par conséquent le débit vers les chambres de combustion.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Outre qu'ils sont affichés, les signaux de rétroaction et les signaux de régulation des deux vannes sont comparés aux limites d'exploitation normale et s'ils sortent de ces limites, il y aura une alarme: on trouvera ci-dessous les alarmes typiques:

L60FSGH: Débit de combustible excessif au démarrage

L3GRVFB: perte de rétroaction LVDT sur la SRV

L3GRVO: SRV ouvert avant permissif d'ouverture

L3GRVSC: Servo courant de SRV détecté avant permissif d'ouverture

L3GCVFB: Perte de rétroaction LVDT sur cette vanne de régulation de gaz

L3GCVO: vanne de régulation de gaz ouverte avant permissif d'ouverture

L3GCVSC: courant asservi vers GCV détecté avant permissif d'ouverture

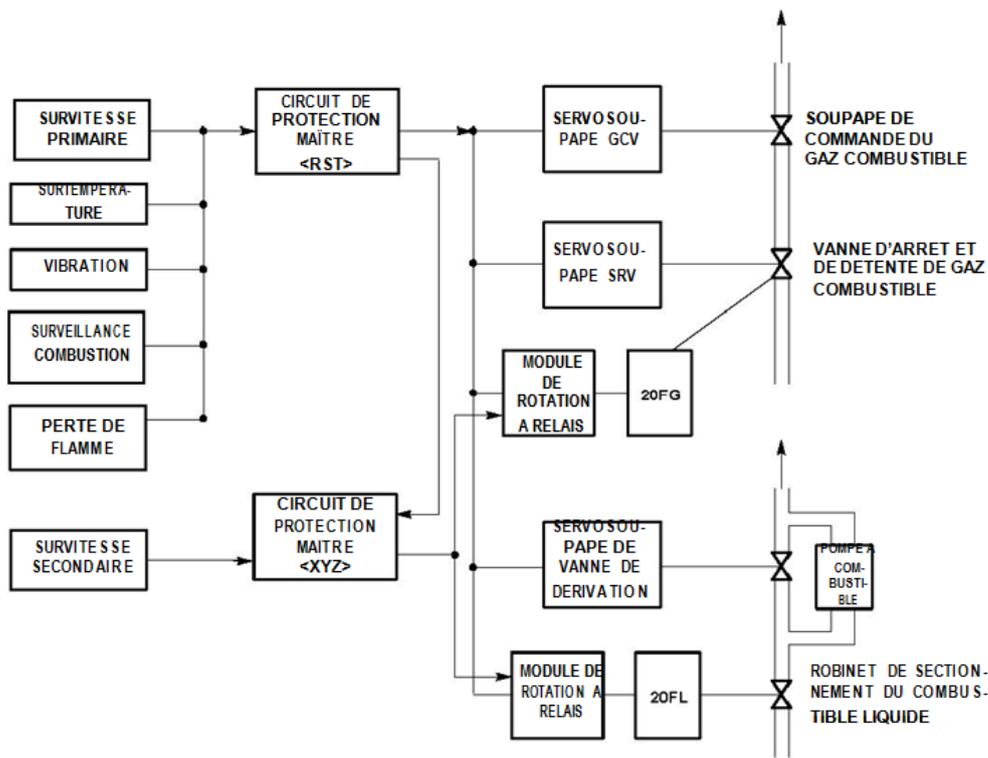
L3GFIVP: Intervalle (P2) basse pression

Les servosoupapes sont dotées d'une polarisation de décalage nulle qui fait que la vanne de régulation de gaz ou la vanne de régulation de vitesse passe à la position de course zéro (condition de sécurité intégrée) si les signaux de servosoupape ou d'alimentation sont perdus. Pendant une condition de déclenchement ou de non-fonctionnement, une polarisation de tension positive est placée sur les servo-bobines qui les maintient dans la position «vanne fermée ».

III.3.7 Systèmes de protection :

Les systèmes de protection de la turbine à gaz se composent d'un certain nombre de sous-systèmes, dont plusieurs fonctionnent durant chaque arrêt et démarrage normaux. Les autres systèmes et composants fonctionnent strictement en cas d'urgence et dans des conditions de fonctionnement anormales. Le type le plus commun de panne sur les turbines à gaz est la défaillance d'un capteur ou du câblage d'un capteur; les systèmes de protection sont configurés pour détecter une alarme telle qu'une défaillance. Si la condition est suffisamment grave pour désactiver complètement la protection, la turbine sera déclenchée.

Les systèmes de protection répondent à de simples signaux de déclenchement tels que des pressostats utilisés pour la pression d'huile de lubrification, une pression de refoulement de compresseur de gaz élevée ou des indications similaires. Ils réagissent également à des paramètres plus complexes, tels qu'un dépassement de vitesse, une surtempérature, des vibrations élevées, la surveillance de combustion et la perte de flamme.



id0036V

Figure III.10 : Schéma de principe des systèmes de protection

Pour cela, certains des systèmes de protection ainsi que leurs composants fonctionnent à travers le circuit de protection et de contrôle maître dans le système de régulation SPEEDTRONIC alors que d'autres systèmes entièrement mécaniques fonctionnent directement sur les composants de la turbine. Dans chacun des cas, il y a deux chemins essentiellement indépendants pour arrêter l'écoulement du combustible, en utilisant la soupape de commande du combustible (FCV) et la vanne d'admission du combustible liquide (FSV). Chaque système de protection est conçu indépendamment du système de régulation pour éviter le risque d'une défaillance du système de régulation invalidant les dispositifs de protection (Voir Figure III-10).

III.3.7.1 Protection contre les survitesses :

Le système de survitesse SPEEDTRONIC Mark VI est conçu pour protéger la turbine à gaz contre d'éventuels endommagements provoqués par une survitesse du rotor de turbine. Dans des conditions de fonctionnement normales, la vitesse du rotor est contrôlée par la régulation de vitesse. Le système de survitesse ne peut pas être demandé sauf après une défaillance des autres systèmes.

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

Le système de protection de survitesse se compose d'un système de survitesse électronique secondaire et primaire. Le système de protection de survitesse primaire réside dans les contrôleurs <RST>. Le système de protection de survitesse secondaire réside dans les contrôleurs <XYZ> (dans <VPRO>). Les deux systèmes se composent de capteurs magnétiques pour détecter la vitesse de la turbine, un logiciel de détection de vitesse et des circuits logiques associés et ils sont réglés pour déclencher l'unité à une vitesse nominale de 110%.

III.3.7.2 Système de protection de survitesse électronique :

La fonction de survitesse électronique est assurée à la fois dans <RST> et <XYZ> comme montre la Figure III -11. Le signal de vitesse de turbine (TNH) vient des capteurs magnétiques (77NH.1,.2 et .3) et est comparé à une point de consigne de survitesse (TNKHOS). Lorsque TNH dépasse le point de consigne, le signal de déclenchement de survitesse (L12H) est transmis à un circuit de protection maître pour déclencher la turbine et le message "OVERSPEED TRIP" (DECLenchement de survitesse) s'affiche sur l'IHM. Ce déclenchement verrouillera et doit être réinitialisé par le signal de réinitialisation maître L86MR.

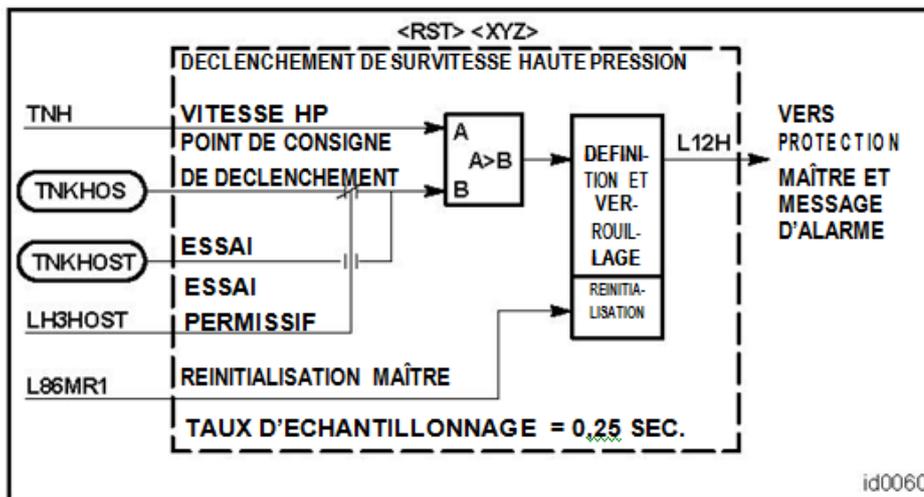


Figure III.11 : Déclenchement de survitesse électronique

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

III.3.7.3 Protection contre les surtempératures :

Le système de surtempérature protège la turbine à gaz contre d'éventuels endommagements provoqués par un dépassement d'allumage. Ce système de secours ne fonctionne qu'après une défaillance du système de régulation de température

Le système de surtempérature protège la turbine à gaz contre d'éventuels endommagements provoqués par un dépassement d'allumage. Ce système de secours ne fonctionne qu'après une défaillance du système de régulation de température.

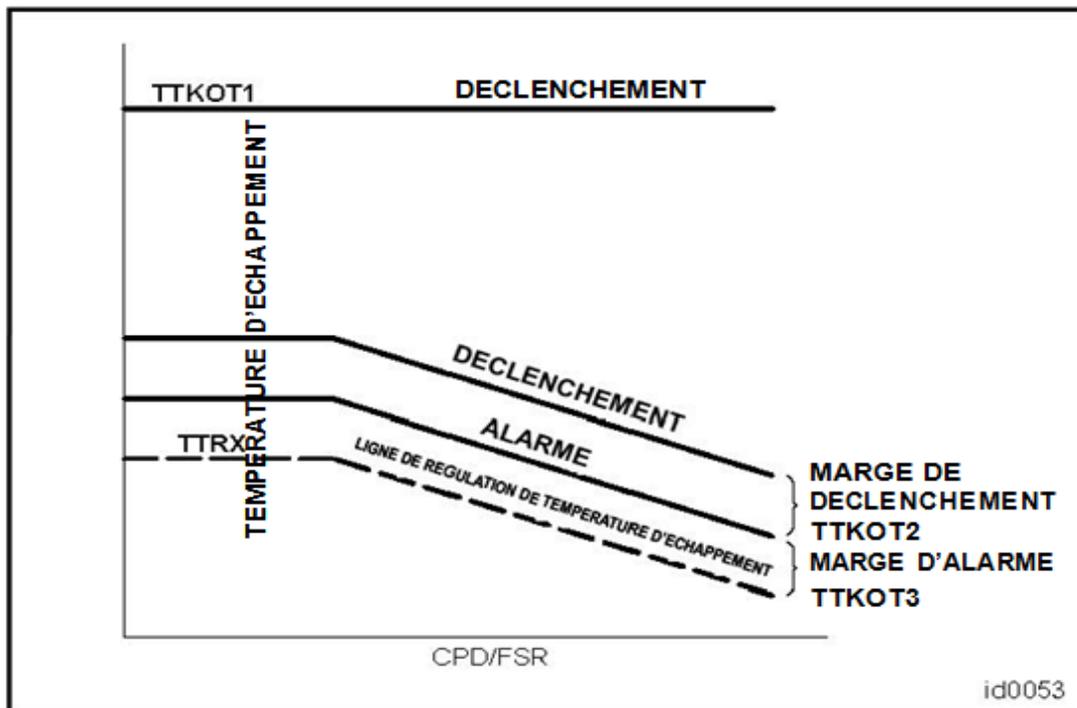


Figure III.12 : Protection de surtempérature

Dans des conditions de fonctionnement normales, le système de régulation de température d'échappement agit pour contrôler le débit de combustible lorsque la limite de température d'allumage est atteinte. Toutefois, dans certains modes de défaillance, la température d'échappement et le débit de combustible peuvent dépasser les limites de contrôle. Dans ces circonstances, le système de protection de surtempérature délivre une alarme de surtempérature à environ 14°C (25°F) au-dessus de la référence de contrôle de température. Pour éviter une autre augmentation de température, il commence à décharger la turbine à gaz. Si la température doit encore augmenter jusqu'à un point d'environ 22°C (40°F) au-dessus de la référence de contrôle de température, la turbine à gaz est déclenchée. Pour les points de consigne

Chapitre III DEMARRAGE ET CONTROLE DU SYSTEME

d'alarme et de surtempérature de déclenchement actuels, se reporter aux Spécifications de régulation (Voir Figure III -11).

Les points de consigne d'alarme et de déclenchement de surtempérature seront déterminés à partir des points de consigne de contrôle de température dérivés du logiciel de Contrôle de température d'échappement.

III.3.7.4 Protection contre les vibrations :

Le système de protection contre les vibrations d'une turbine à gaz se compose de plusieurs canaux de vibration indépendants. Chaque canal détecte les vibrations excessives à l'aide d'un capteur sismique monté sur un logement de palier ou un emplacement similaire de la turbine à gaz et la charge entraînée. Si un niveau de vibration prédéterminé est dépassé, le système de protection de vibration déclenche la turbine et annonce pour indiquer la cause du déclenchement.

Chaque canal inclut un capteur de vibration (type de vitesse) et un circuit d'amplificateur SPEEDTRONIC Mark VI. Les détecteurs de vibration génèrent une tension relativement basse par un mouvement relatif par un aimant permanent suspendu dans une bobine et par conséquent aucune excitation n'est nécessaire. Un câble blindé à paire torsadée est utilisé pour connecter le détecteur au module d'entrées/sorties analogiques.

Le signal du capteur venant du module d'entrées/ sorties analogiques est entré dans le logiciel de l'ordinateur où il est comparé avec le niveau d'alarme et de déclenchement programmé en tant que Constantes de régulation (Voir Figure III -13). Lorsque l'amplitude de vibration atteint le point de consigne de déclenchement programmé, le canal déclenchera un signal de déclenchement, le circuit se verrouillera et un message "HIGH VIBRATION TRIP" (DECLENCHEMENT DE VIBRATION ELEVEE) s'affichera. On peut éliminer la condition de déclenchement verrouillé en appuyant simplement sur le bouton de réinitialisation maître (L86MR1) lorsque les vibrations ne sont pas excessives.

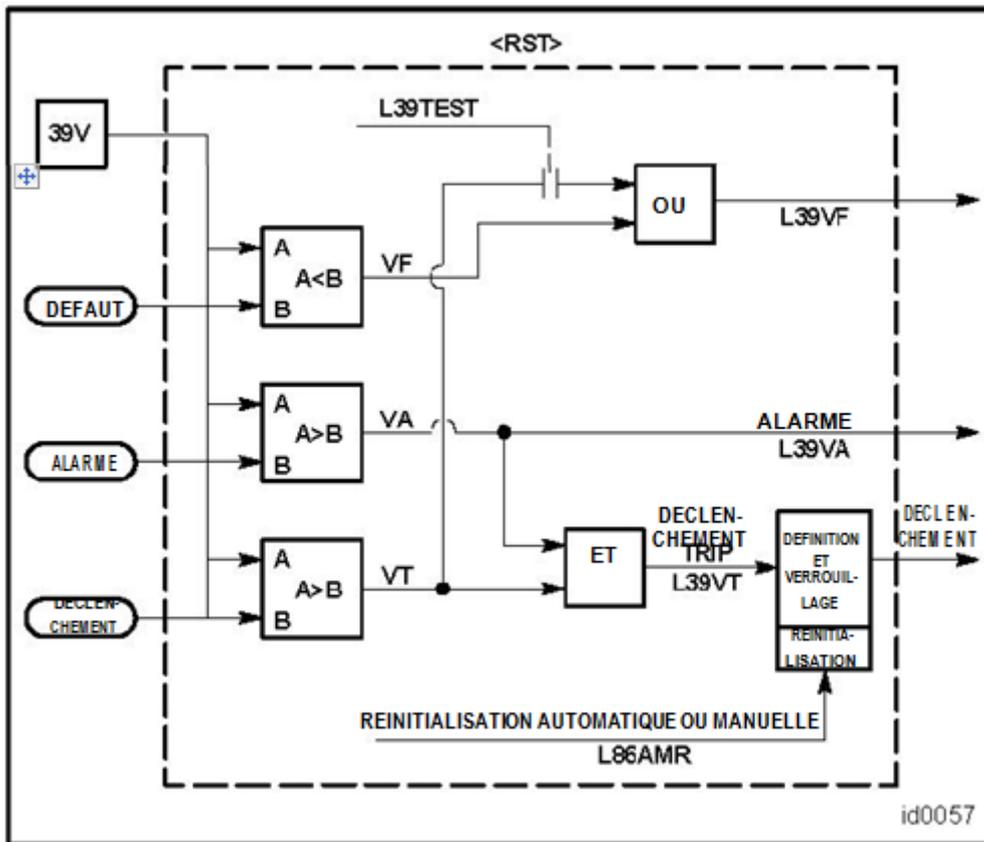


Figure III.13 : Protection contre les vibrations

Lorsque le message "VIBRATION TRANSDUCER FAULT" (DEFAULT DE TRANSDUCTEUR DE VIBRATION) s'affiche et que le fonctionnement de la machine n'est pas interrompu, une condition de circuit ouvert ou de court-circuit peut en être la cause. Ce message indique qu'une action de maintenance ou de remplacement est nécessaire. Avec l'écran de l'IHM, il est possible de surveiller les niveaux de vibration de chaque canal tandis que la turbine fonctionne sans interrompre le fonctionnement.¹¹

¹¹ traning-manual- mark VI/ TFT, volume II

IV SIMULATION ET REGULATION

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons tenter une amélioration du régulateur de vitesse afin que les sur vitesses constatées disparaissent ou à la limite diminuent.

Nous allons utiliser un système global conçu et simulé à l'aide du logiciel **MATLAB/Simulink** pour intégrer deux régulateurs le PID et le flou logique

IV.2 Régulateur de vitesse :

Le régulateur est une petite installation intelligente qui se compose d'une entrée d'un capteur, d'un indicateur digital et d'une sortie de régulation. Il existe un régulateur pour différents travaux de mesure et de régulation. Le régulateur se configure avec les touches du régulateur. Il existe la possibilité d'établir des valeurs nominales pour définir ainsi le processus de régulation. Le régulateur possède, en plus de la sortie de régulation, des sorties pour les signaux normalisés, auxquelles il est possible de connecter un système de visualisation pour contrôler le processus de régulation. Surtout dans les systèmes d'égouts, le régulateur est indispensable étant données les strictes lois qui régulent ce sujet.



Dans notre étude je prends le régulateur de vitesse de la turbine à gaz comme régulateur d'amélioration

Le logiciel de régulation de vitesse changera le FSR proportionnellement à la différence entre la vitesse turbine-alternateur actuelle (TNH) et la référence de vitesse demandée (TNR).

La vitesse demandée, TNR, détermine la charge de la turbine. La plage pour les turbines à entraînement d'alternateur est normalement une vitesse de 95% (min.) à 107% (max).

La référence de vitesse de démarrage est de 100,3% et est prédéfinie lorsqu'un signal de "démarrage" est donné.¹²

Une partie importante de la régulation de séquence de marche/arrêt de la turbine à gaz est une bonne détection de la vitesse. La vitesse de la turbine est mesurée par des capteurs magnétiques et sera abordée dans le cadre de la régulation de vitesse.

Les détecteurs de vitesse et les relais de vitesse suivants sont en général utilisés:

- . L14HR Vitesse zéro (environ 0% vitesse)
- . L14HM Vitesse minimale (environ 16% vitesse)
- . L14HA Vitesse d'accélération (environ 50%)
- . L14HS Vitesse de fonctionnement (environ 95%)

IV.3 L'environnement matlab/simulink :

MATLAB/Simulink sont des produits de MathWorks Inc., et sont utilisés pour le développement des techniques de calcul et de la conception basée sur les modèles.

MATLAB est destiné essentiellement à réaliser des calculs mathématiques, la visualisation, l'analyse des résultats et l'édition de nouveaux programmes utilisateurs. Simulink est l'extension graphique de MATLAB et sert à la modélisation et la simulation des systèmes dynamiques. Cet environnement graphique est une plateforme de simulation multi domaines basée sur les flots de signaux d'entrée de sortie . Il contient un ensemble de bibliothèques qui peuvent être adaptées et /ou enrichies aux besoins du concepteur.

Les modèles basés sur des diagrammes blocs se composent de blocs et de connexions (signaux). La relation entre les éléments du diagramme bloc et les signaux qui les connectent décrit le système dynamique. Cependant, dans la bibliothèque de Simulink on retrouve deux classes de blocs. La première classe représente les éléments constituant le système (blocs non virtuels) et la deuxième classe concerne les blocs qui n'ont pas de rôle dans le système (blocs virtuels : gain, multiplexeur...etc.).

Les blocs de Simulink sont constitués de :

Des générateurs de signaux, des observations des signaux, des systèmes continus et des éléments de gestion des signaux.

On présente la fenêtre de navigateurs des bibliothèques Simulink dans la figure IV.1

¹² traning-manual- mark VI/ TFT, volume III

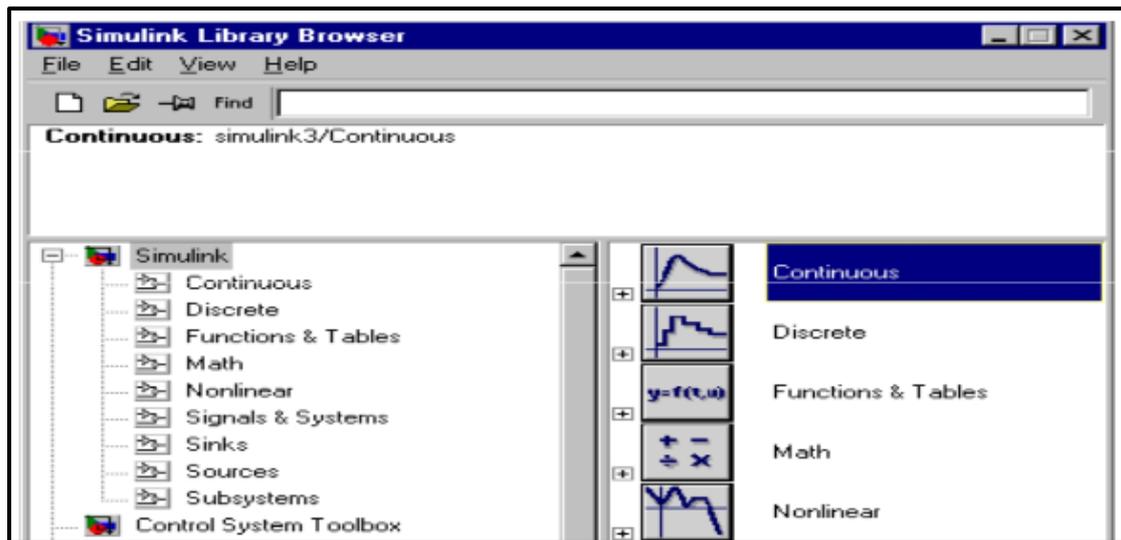


Figure IV.1 : Navigateurs des bibliothèques Simulink

IV.3.1 Processus de simulation sous simulink:

Dans cette section, nous donnons une brève description sur le fonctionnement de la simulation sous Simulink et aussi la toolbox SimPowerSystems.

La simulation des systèmes dynamiques sous Simulink consiste à calculer les états du système et les sorties pour une plage de temps. Simulink fait appel au compilateur qui convertit le modèle dans une forme exécutable et procède comme suit:

- Evaluation des expressions des modèles des blocs pour déterminer leurs valeurs
- Détermination des attributs des signaux (nom, type de données et dimension) qui ne sont pas explicitement spécifiés dans le modèle, et test si chaque bloc peut accepter les signaux qui lui sont connectés,
- Réalisation des optimisations spécifiées dans le panneau pour la configuration des paramètres
- Mettre à plat le modèle hiérarchique en remplaçant les sous-systèmes virtuels qui les composent
- Détermination de l'ordre d'exécution des méthodes des modèles des blocs (Outputs, Update, Dérivée),

Détermination des temps d'échantillonnage qui ne sont spécifiés explicitement de tous les blocs dans le modèle

- Après cette phase, Simulink alloue la mémoire nécessaire à l'exécution du modèle (Signaux, les états et les paramètres d'exécution).¹³

IV.3.2 Simpowersystems :

SimPowerSystems est un ensemble de composants électriques et mécaniques qui vient s'ajouter à la bibliothèque de Simulink. Les composants ajoutés sont à la base des éléments destinés à des simulations de l'électronique de puissance. SimPowerSystems repose sur l'utilisation des ports électriques au lieu des signaux. Les ports électriques traitent des courants et des tensions, et le schéma obtenu est celui d'un circuit électrique. Le de Sim PowerSystems génère le modèle de l'espace d'état du circuit pendant la phase d'initialisation.

IV.4 Modèle de simulation :

Nous présentons dans cette section, les modèles sélectionnés pour notre outil de simulation. Pour réaliser la simulation, les composants principaux ont été étudiés pour connaître leurs caractéristiques.

¹³ Débuter avec MATLAB, stphane balac, centre de mathématique INSA fr lyon

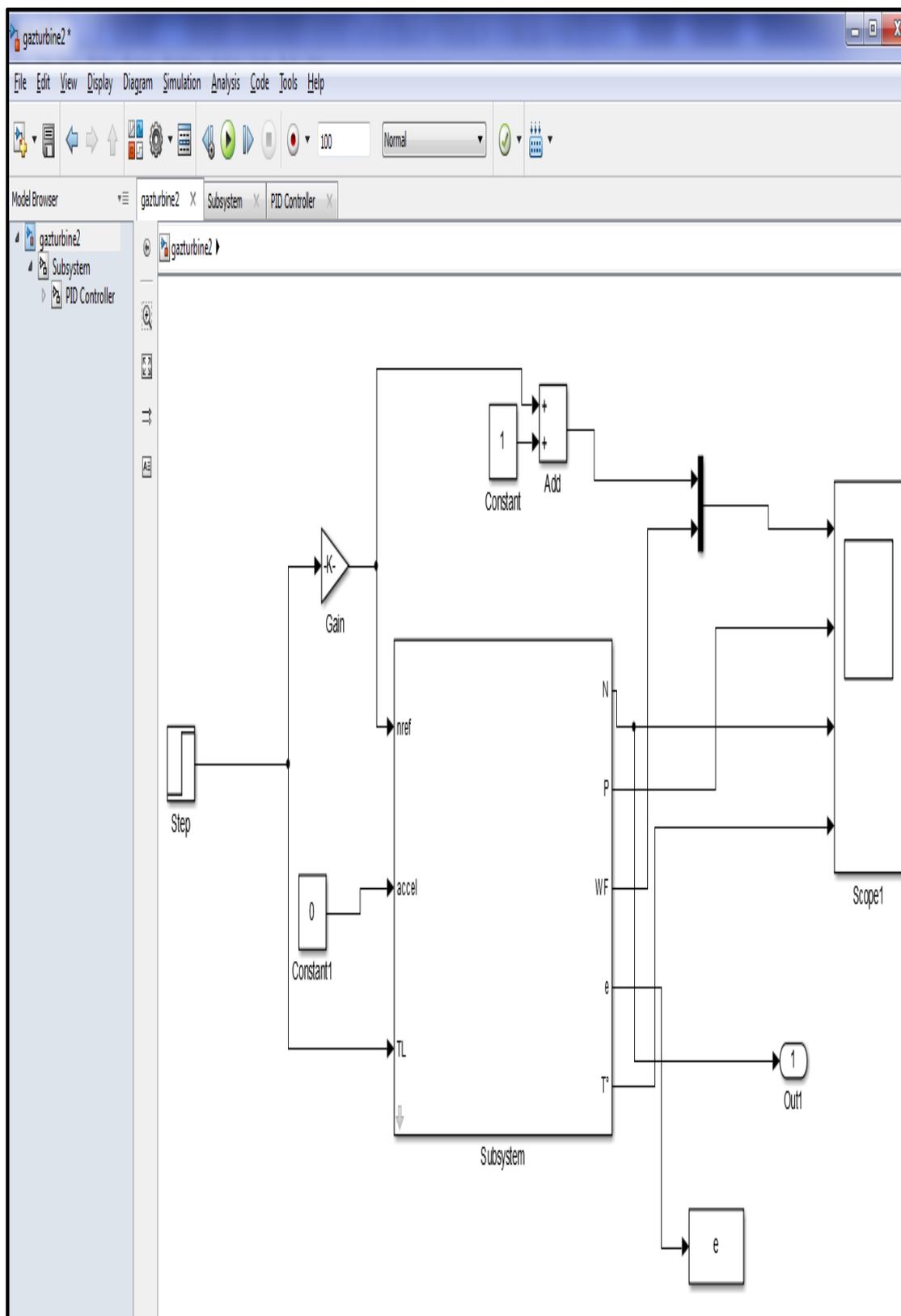


Figure IV.2 : le modèle de la turbine à gaz

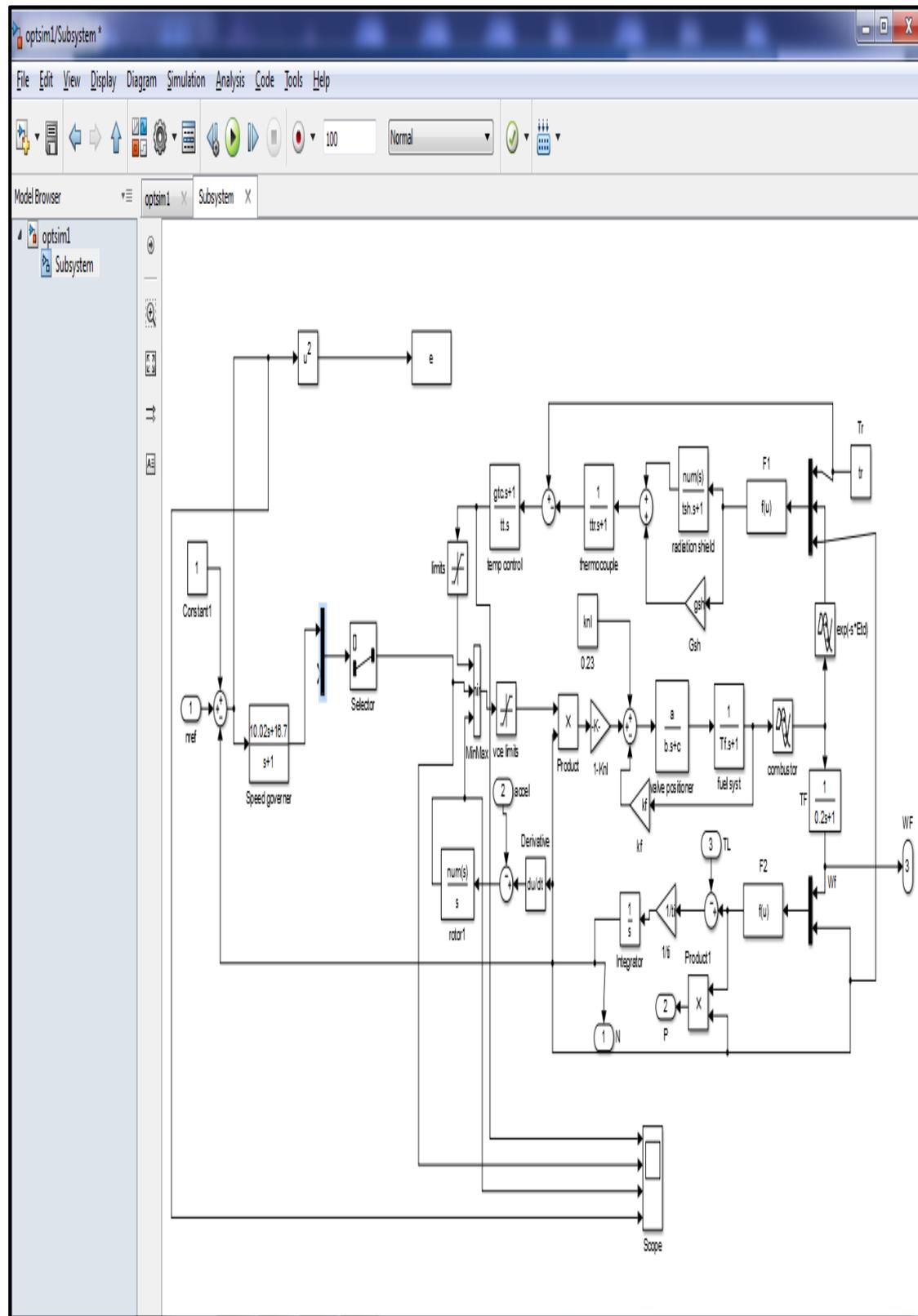


Figure IV.3 : Subsysteme (sous-système)

IV.4.1 Les paramètres du modèle :

Paramètres	Value
W	16.7
X	0.6
Y	1
Z	1
Max	1.5
Min	-0.1
A	1
B	0.05
C	1
Wmin	0.23
TF1	0.4
KF	0
ECR	0.01
ETD	0.04
TCD	0.2
TR	950
Tt	490
F1	$T_x = TR - 700 * (1 - WF) + 550 * (1 - N)$
F1	$1.3 * (WF - 0.23) + 0.5 * (1 - N)$
Tl	15.64

Tableaux IV.1 : Dynamic Model Parameters

IV.4.2 Simulation de speed governor TAG:

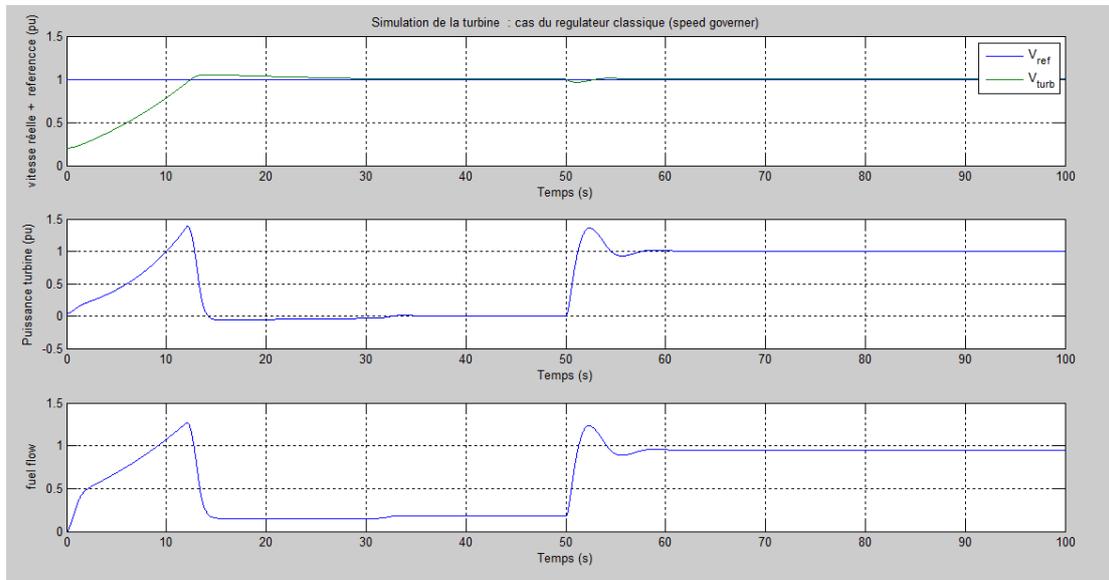


figure IV.4 : résultats de simulation de speed gouverner

IV.5 L'amélioration de régulateur :

Afin de vérifier notre hypothèse qui suppose que l'amélioration du régulateur de vitesse aboutira à la disparition des survitesses ou à la limite à leur atténuation. Nous entamons cet exercice par l'intégration du régulateur PID et les résultats seront comparés à ceux relevés au niveau de la turbine. Ce travail sera refait en substituant le régulateur PID par le régulateur Flou logique. Enfin, terminons ce travail par l'intégration des deux régulateurs (PID, Flou logique en même temps) et comparer les résultats obtenus.

IV.5.1 L'amélioration en PID :

Un **régulateur PID** ou **correcteur PID** (pour « proportionnel intégral dérivé ») est un organe de contrôle permettant d'effectuer une régulation en boucle fermée d'une grandeur physique d'un système industriel ou « procédé ». C'est le régulateur le plus utilisé dans l'industrie, et il permet de régler un grand nombre de grandeurs physiques.

Un correcteur est un algorithme de calcul qui délivre un signal de commande à partir de la différence entre la consigne et la mesure.

Le correcteur PID agit de trois manières :

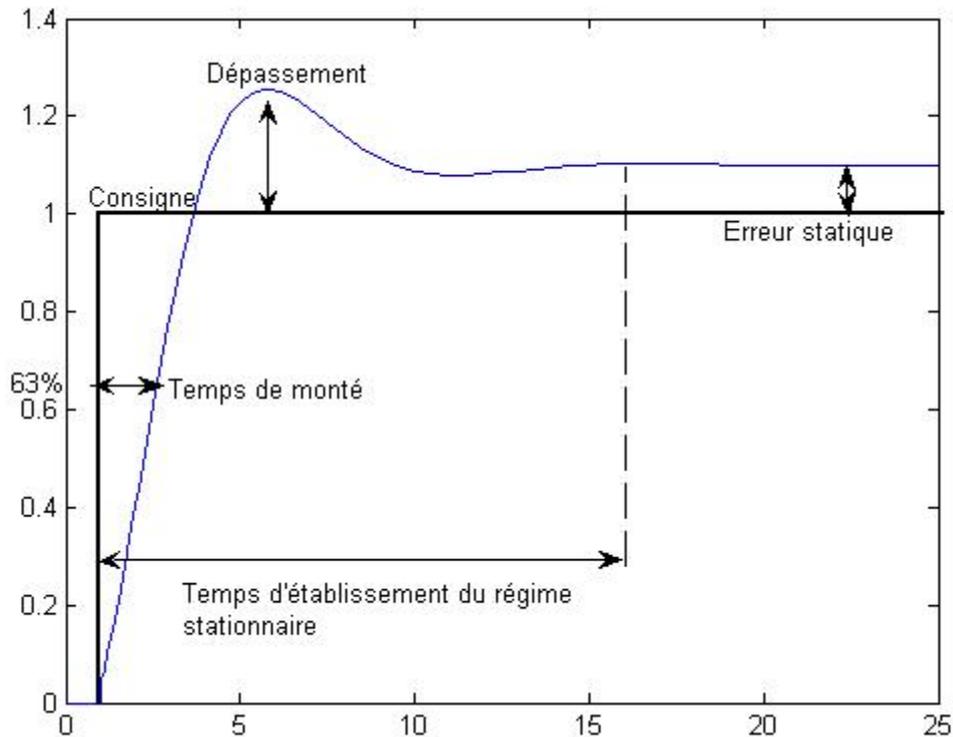
- action **proportionnelle** : l'erreur est multipliée par un gain G ;
- action **intégrale** : l'erreur est intégrée et divisée par un gain Ti ;
- action **dérivée** : l'erreur est dérivée et multipliée par un gain Td .

IV.5.1.1 Comment régler les coefficients d'un PID ?

Le réglage des coefficients K_p , K_i et K_d d'un PID peut se faire "à la main" par essais/erreurs. Tout d'abord, sachez qu'il ne sert à rien de vouloir régler les trois coefficients en même temps ! Il y a trop combinaisons possibles et trouver un triplet performant relèverait de l'exploit. Il vaut mieux y aller par étape.

- Tout d'abord, il faut mettre en place un simple régulateur proportionnel (les coefficients K_i et K_d sont donc nuls). Par essais/erreurs, il faut régler le coefficient K_p afin d'améliorer le temps de réponse du système. C'est-à-dire qu'il faut trouver un K_p qui permette au système de se rapprocher très vite de la consigne tout en faisant attention de garder la stabilité du système : il ne faut pas que le système réponde très vite tout en oscillant beaucoup !
- Une fois ce coefficient réglé, on peut passer au coefficient K_i . Celui-là va permettre d'annuler l'erreur finale du système afin que celui-ci respecte exactement la consigne. Il faut donc régler K_i pour avoir une réponse exacte en peu de temps tout en essayant de minimiser les oscillations apportées par l'intégrateur !
- Enfin, on peut passer au dernier coefficient K_d qui permet de rendre le système plus stable. Son réglage permet donc de diminuer les oscillations.

En général, pour régler ces coefficients, on donne au système une consigne fixe (exemple : pour un moteur : tourne à 3 tours par seconde) et on observe la réponse du système (exemple : l'évolution du nombre de tours par seconde du moteur au cours du temps). Le graph résultant possède donc cette forme :



Le PID parfait n'existe pas, tout est une question de compromis. Certaines applications autoriseront un dépassement afin d'améliorer le temps de stabilisation, alors que d'autres ne l'autoriseront pas (exemple, contrôler un stylo pour écrire sur une feuille. S'il y a dépassement dans le PID, le stylo traversera la feuille). Tout dépend donc du cahier des charges. Chacun des coefficients a un rôle à jouer sur la réponse à une consigne :

- L'erreur statique, c'est l'erreur finale une fois que le système est stabilisé. Cette erreur doit être nulle. Pour diminuer l'erreur statique, il faut augmenter K_p et K_i .
- Le dépassement, c'est le rapport entre le premier pic et la consigne. Ce dépassement diminue si K_p ou K_i diminuent ou si K_d augmente.
- Le temps de montée correspond au temps qu'il faut pour arriver ou dépasser à la consigne. Le temps de montée diminue si K_p ou K_i augmentent ou si K_d diminue.
- Le temps de stabilisation, c'est le temps qu'il faut pour que le signal commette une erreur inférieure à 5% de la consigne. Ce temps de stabilisation diminue quand K_p et K_i augmentent.

Pour vous donner une petite idée de la valeur des coefficients lors de vos premiers essais, vous pouvez regarder du côté de la méthode Ziegler–Nichols. Cette méthode permet de déterminer K_p , K_i et K_d en fonction de votre cahier des charges.

Attention :

Les coefficients K_i et K_d dépendent de la fréquence d'échantillonnage du système ! En effet, l'intégrateur fera la somme des erreurs au cours du temps ! Si on échantillonne deux fois plus vite, on sommerá deux fois plus d'échantillons. Du coup, le coefficient K_i devra être divisé par 2. A l'inverse, pour le dérivateur, si on double la fréquence d'échantillonnage, il faudra doubler le coefficient K_d afin de garder les mêmes performances du PID.

Voilà, vous savez maintenant comment marche un PID et comment trouver les différents coefficients, Il ne vous reste plus qu'à tester ce régulateur le système de commande de la TAG. Sachez aussi qu'il est possible de déterminer automatiquement les coefficients d'un PID grâce à des algorithmes génétiques par exemple. Cela vous évitera ainsi de passer trop de temps à les régler manuellement.¹⁴

IV.5.1.2 Les paramètres de PID :

Je veux implanter un régulateur PID au niveau de système de commande de la turbine à gaz

¹⁴ signale shoft simplified dinamic model Electronically approved draw . GE nuovo pignion confidentiel DT-'c'

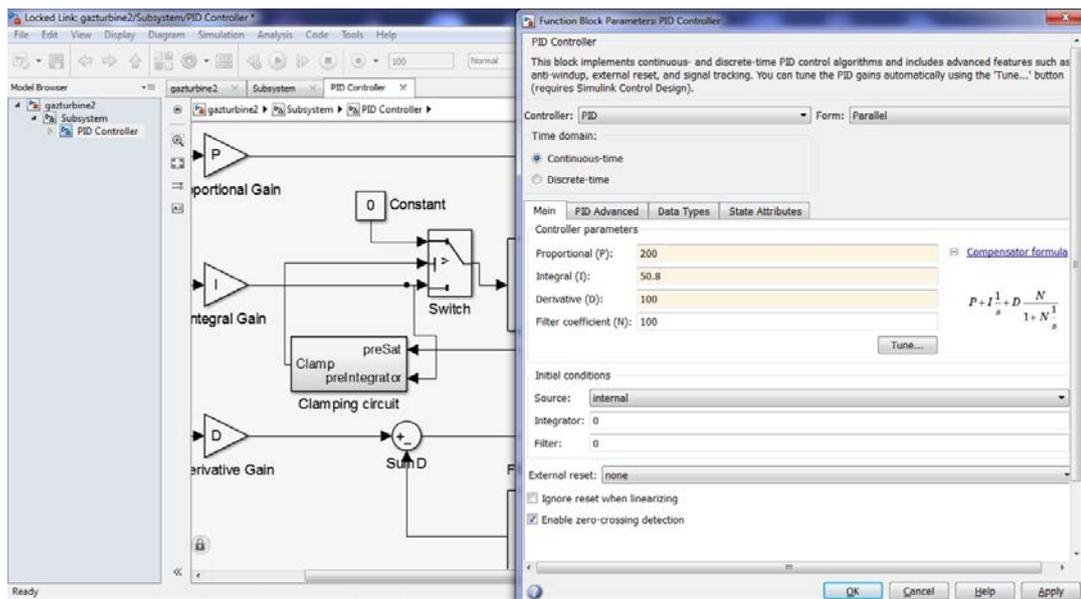


Figure IV.5 :bloc de PID

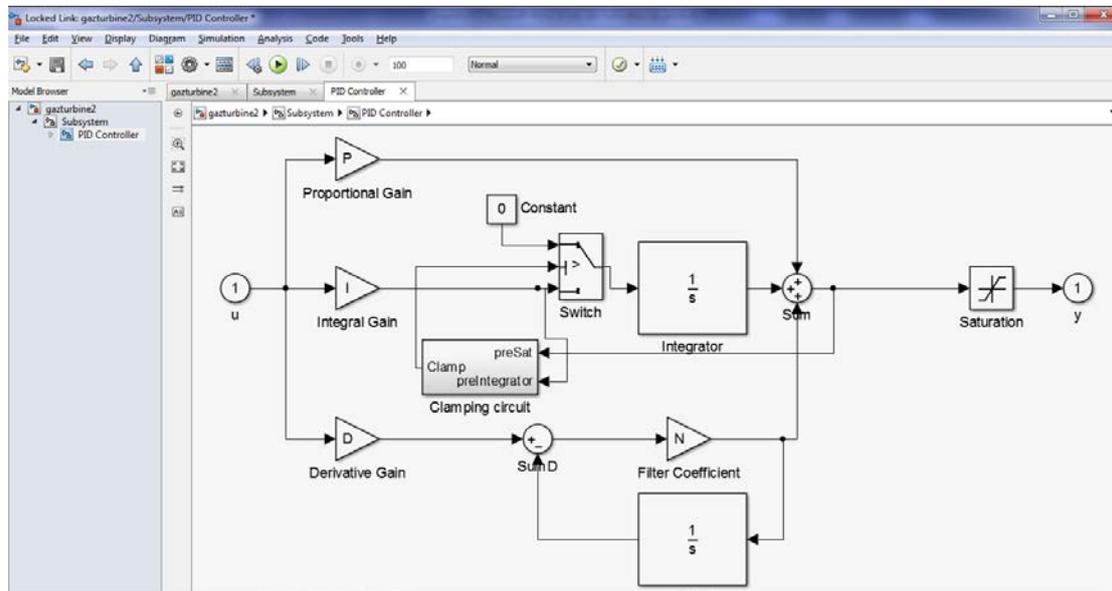


Figure IV.6 : paramètres de régulateur de vitesse

IV.5.1.3 Résultat :

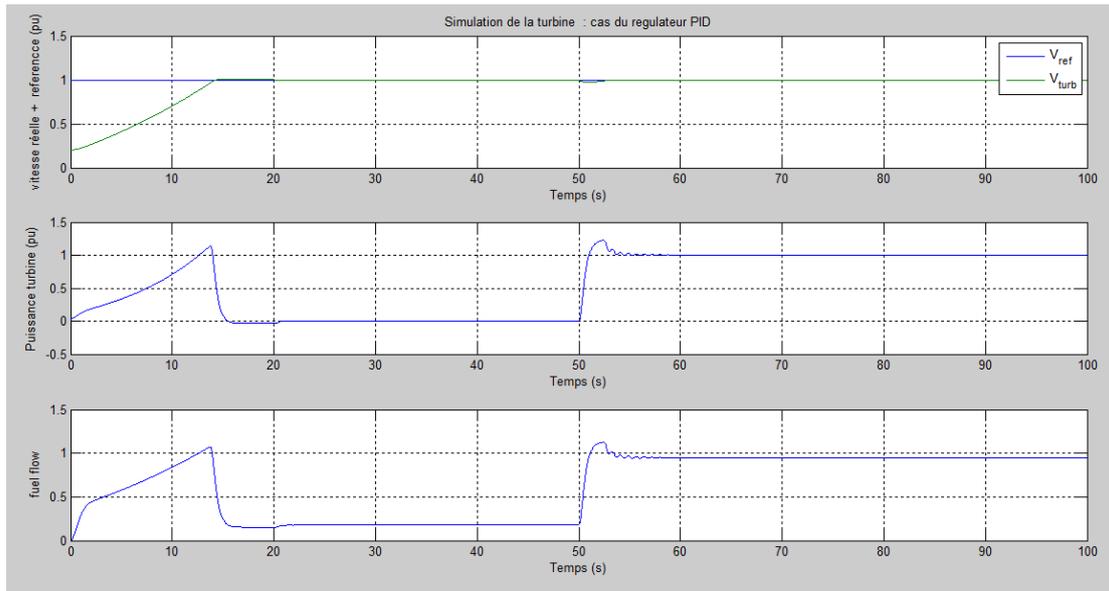


Figure IV.7 : simulation avec un PID

IV.5.2 L'amélioration en floue logique :

La logique floue est une nouvelle méthode de réglage qui a été introduite à large échelle au Japon. Cependant, plus récemment elle est de plus en plus appliquée en Europe.

Les méthodes de réglage conventionnelles se basent sur une modélisation adéquate du système et un traitement analytique à l'aide de fonction de transfert ou d'équations d'état. Par contre le réglage par logique floue donne une approche plutôt programmatique, permettant d'inclure les expériences acquises par les opérateurs. Les bases théoriques de la logique floue ont été établies en 1965 par le professeur Lotfi Zadeh de l'université de Californie de Berkeley.

Cette nouvelle théorie a été appliquée initialement dans des domaines non techniques, tel que le commerce ou la médecine, dans le but de compléter les systèmes experts. Les premières applications de la logique floue au niveau des systèmes de réglage ne parurent que dès 1975. Ce sont les Japonais qui commencent à l'utiliser dans des produits industriels pour résoudre les problèmes de réglage et de commande, et

récemment en Europe, une intense activité de recherche a été introduite afin d'exploiter ce principe de réglage.

IV.5.2.1 principe et historique de la logique floue

Ce sont les premières approches du concept d'incertitude d'Heisenberg développées par des chercheurs américains dans les années 20 et 30 qui ont conduit à l'apparition de la logique floue. Mais ce n'est qu'en 1965 que les bases théoriques de cette logique sont proposées par le professeur Lotfi Zadeh, dans un article intitulé «*Fuzzy sets*» (Ensembles flous). Cet automaticien, de réputation internationale, a depuis réalisé de nombreuses avancées théoriques qui ont contribué à la modélisation de phénomènes sous forme floue, dans le but de palier les limitations dues aux incertitudes des modèles classiques à équation différentielle.

Voici l'essentiel de l'historique de la logique floue :¹⁵

- En 1973, Lotfi Zadeh propose d'appliquer la logique floue pour résoudre les problèmes de réglage ;
- En 1975, le professeur Mamdani propose à Londres, une première application très encourageante du réglage par la logique floue et développe une stratégie pour le contrôle d'une chaudière à vapeur ;
- En 1978, c'est la société danoise F.L. Smidth-Fuller qui réalise le contrôle d'un four à ciment : c'est la première véritable application industrielle de la logique floue ;¹⁶
- En 1983, c'est un épurateur d'eau à commande par la logique floue qui est mis au point avec succès ;
- A partir de 1985, la logique floue est introduite par le chercheur M. Suegno au Japon. Ce type de commande fut alors l'objet des premières réalisations remarquables développées à la fin des années 80 et au début des années 90 telles que le métro Sendai (1987) et le lave-linge Aïsaïgo Pay Fuzzy de Matsushita (1990).

Depuis, la logique floue connaît au Japon un véritable essor dû au fait que les sociétés japonaises ont vite compris ses avantages, à la fois techniques et commerciaux :¹⁷

- Facilité d'implantation ;
- Solutions de problèmes multivariables complexes
- Robustesse vis-à-vis des incertitudes ;

¹⁵ Doc sciences et techniques from chaos to control

¹⁶ A.mechernene, commande neuro floue adaptative pour la régulation de vitesse d'un moteur asynchrone, mémoire de magister, école supérieure d'enseignants technique, oran, algérie, 2008

¹⁷ F.zidani et R.nait-said, introduction à la logique floue, cours de magister, université de batna, algérie, 2005/2006

- Possibilité d'intégration du savoir-faire de l'expert.

On voit alors apparaître une véritable panoplie de produits estampillés « *Fuzzy logic inside* », dont on citera les quelques exemples suivants :

- Appareils électroménagers (lave-linge, aspirateur, autocuiseur, ... etc) ;
- Systèmes audio-visuels (appareil photographique autofocus, caméscope à stabilisateur d'image, photocopieur, ... etc) ;
- Systèmes automobiles embarqués (ABS, suspension, climatisation, ... etc) ;
- Systèmes de transports (train, métro, ascenseur, ... etc).

Depuis peu, il se développe aussi bien en Europe qu'aux USA une intense activité de recherche afin d'introduire le principe du réglage par la logique floue dans de nombreuses applications industrielles telles que : le traitement des eaux, les grues, les métros, les systèmes de ventilation et de climatisation et les automobiles.

Enfin, il est intéressant de noter que depuis quelques années des processeurs flous sont apparus sur le marché, et sont de véritables processeurs dédiés à des applications de réglage par la logique floue.

IV.5.2.2 Domaine d'application :

L'approche de traitement des problèmes par la logique floue est différente de celle adoptée, à priori dans une démarche scientifique. Elle est beaucoup plus pragmatique que déterministe. La décision en logique floue est basée sur la notion d'expertise qui permet de quantifier le flou à partir de connaissance à priori ou acquise antérieurement.

Les domaines d'application de la logique floue dans un processus de prise de décision s'imposent dans les cas suivants :

- pour les systèmes complexes dans lesquels la modélisation est difficile voire impossible ;
- pour les systèmes contrôlés par des experts humains ;
- quand l'observation humaine est à l'origine d'entrées ou de règles de contrôle du système ;
- pour les systèmes ayant de nombreuses entrées / sorties continues ou discontinues;
- pour les systèmes ayant des réponses non linéaires.

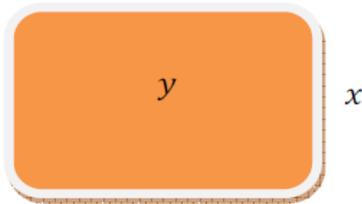
IV.5.2.3 BASES DE LA LOGIQUE FLOUE :

IV.5.2.3.1 Principe de base de la logique floue

Dans la théorie des ensembles conventionnels, un élément appartient ou n'appartient pas à un ensemble, donc le *degré d'appartenance* d'un élément à un ensemble ne peut être que nul ou égal à l'unité.

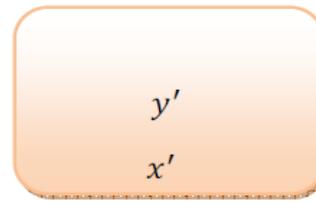
Par contre dans la théorie des ensembles flous, un élément peut plus ou moins appartenir à un ensemble, le degré d'appartenance d'un élément à un ensemble flou peut prendre n'importe quelle valeur comprise dans l'intervalle [0,1].

Ce qui différencie les deux théories provient des limites des ensembles définis. Dans la théorie classique les contours des ensembles sont « *nets* », tandis que pour les ensembles flous les contours sont *graduels*, ou encore *flous* comme l'illustre la figure(IV.8)

Ensemble classique « a »

x : n'appartient pas à « a »

y : appartient totalement à « a »

Ensemble flou « b »

x' : appartient totalement à « b »

y' : appartient partiellement à « b »

Figure IV.8 : Comparaison d'un ensemble classique et d'un ensemble flou.

A ce titre, on associe aux ensembles classiques la logique binaire dite encore booléenne, et aux ensembles flous la logique floue. Ces deux logiques ne s'opposent pas, au contraire il apparaît comme nous le verrons plus loin, que la logique floue est une extension de la logique binaire pour laquelle les niveaux de vérité (degrés d'appartenance que l'on note u), au lieu d'être vrai ou faux peuvent prendre des valeurs comprise entre 0 et 1.

Afin de mieux saisir la différence qui existe entre les deux logiques et de mettre en évidence le principe fondamental de la logique floue, présentons un exemple simple.

On se propose de classier des vitesses en fonction de leurs valeurs en définissant trois catégories (voir figure IV.9) :

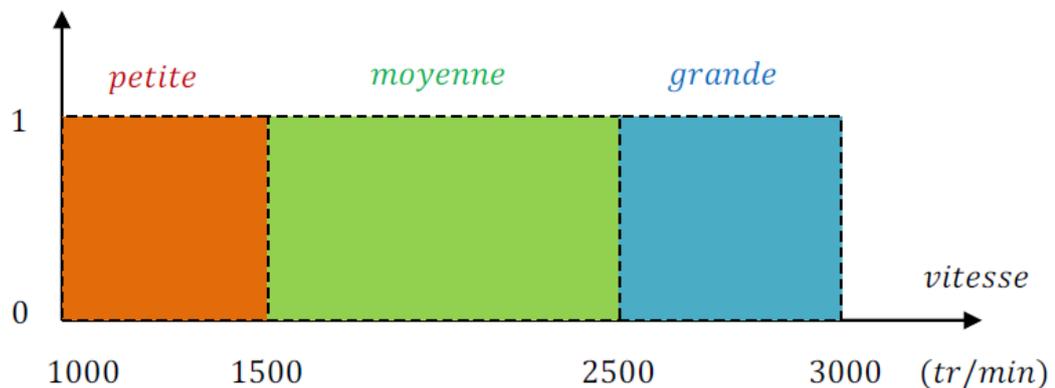
On constate que cette façon utilisée pour séparer les intervalles des vitesses est très éloigné de ce que fait l'être humain lorsqu'il analyse ce genre de situation. En effet,

l'homme ne fait pas une distinction franche entre « petite » et « moyenne » par exemple. Il utilise des expressions telles que « *plutôt petite* » pour une vitesse légèrement inférieure à 1500 tr/min, et « *plutôt moyenne* » pour une vitesse juste supérieure à cette valeur.

Donc la logique classique présente bien l'avantage de la simplicité, mais elle est relativement éloignée de la logique utilisée par l'être humain.

Représentons le même problème à l'aide de la logique floue. Les variables ne sont plus de nature binaire mais peuvent prendre une infinité de valeurs possibles entre 0 et 1. La figure (IV.9) représente la classification considérée selon le principe de la logique floue.

Figure IV.9 : Représentation des variables binaires.



Ce type de figure est appelé *fonction d'appartenance*, elle montre que les limites entre les trois catégories ne varient pas brusquement, mais illustre la gradualité introduite par la logique floue. Par exemple une vitesse de 2450 tr/min, appartient à l'ensemble « Grande » avec un degré de 0.3 et à l'ensemble « moyenne » avec un degré de 0.7.

La fonction d'appartenance est désignée par $u_c(x)$. L'argument x se rapporte à la variable linguistique, tandis que l'indice c indique l'ensemble concerné.

On peut résumer la terminologie utilisée par l'illustration suivante: Tableau IV.1

Variable linguistique	Vitesse
Terme linguistique (valeur de la variable linguistique)	«petite», «moyenne», «grande»
Ensemble flou (classe d'appartenance)	«petite», «moyenne», «grande»
Plage des valeurs de la variable linguistique	(1000, 1500, 2500, 3000)
Fonction d'appartenance	$\mu_{f(x)} = a$ avec $0 \leq a \leq 1$
Degré d'appartenance	A

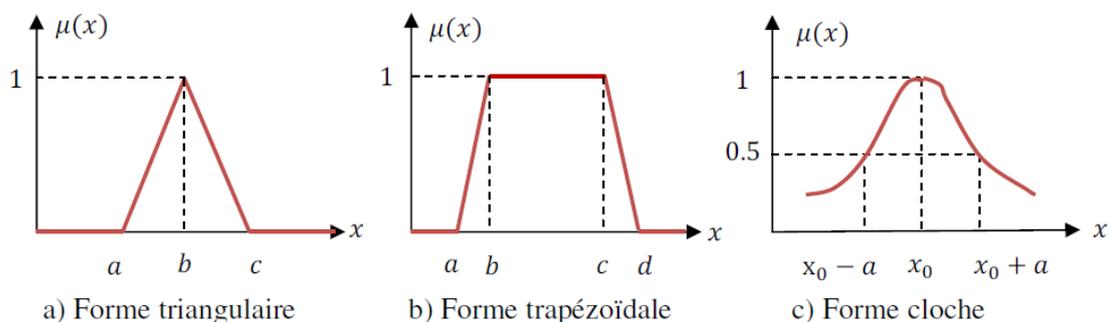
Tableau IV.1 : Terminologie de la logique floue

IV.5.2.3.2 Différentes formes des fonctions d'appartenance :

Afin de pouvoir traiter numériquement les variables linguistiques, il faut les soumettre à une définition mathématique à base de fonctions d'appartenance qui montrent le degré de vérification de ces variables aux différents sous-ensembles.

Les fonctions d'appartenance peuvent théoriquement prendre n'importe quelle forme, mais en général, les fonctions d'appartenance les plus utilisées sont définies par des formes géométriques ou des fonctions, on cite les suivantes:¹⁸

Les fonctions d'appartenance sont le plus souvent représentées par les fonctions triangulaire et trapézoïdale, donc par des segments de droite, les fonctions sont alors dites *linéaires par morceaux*. Dans la plupart des cas, et en particulier pour le réglage par la logique floue, ces deux formes sont suffisantes pour délimiter des ensembles flous.



¹⁸ A.mechernere, commande neuvo floue adaptative pour la régulation de vitesse d'un moteur asynchrone, mémoire de magister, ecole supérieure d'enseignants technique, oran, algerie, 2008

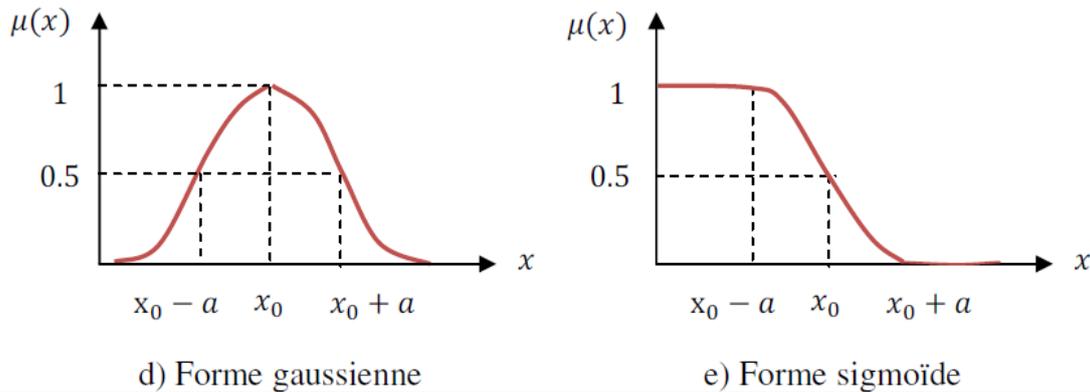


Figure IV.10 : Formes usuelles des fonctions d'appartenance.

Pour certaines situations, les fonctions d'appartenance sont égales à l'unité pour une seule valeur de la variable et égale à 0 pour les autres comme le montre la figure (3.5). Elles prennent alors le nom de « fonction d'appartenance singleton ». Elle correspond dans le domaine flou à une valeur particulière de cette variable.

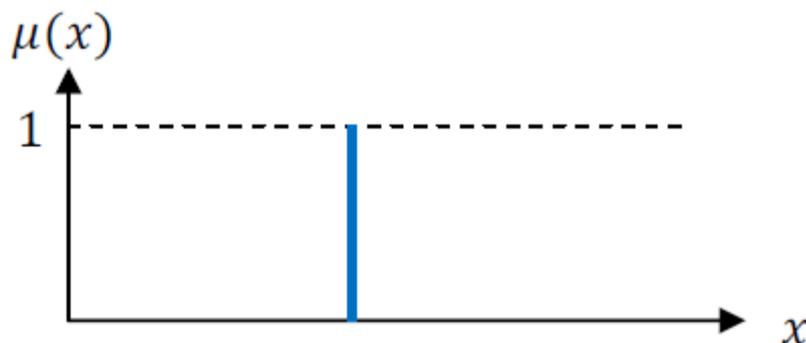


Figure IV.11 : Fonction d'appartenance singleton.

Reprenons l'exemple de la classification des vitesses précédant, on peut présenter les variables linguistiques «vitesse petite», «vitesse moyenne» et «vitesse grande» avec des fonctions d'appartenance déterminant les limites de chaque catégorie comme suit:

- Une vitesse «x» n'est vraiment petite qu'au dessous de 1500 (tr/min), elle n'est qu'à moitié petite à 1750 (tr/min) et elle n'est plus du tout petite à 2000 (tr/min);
- Une vitesse «x » n'est vraiment grande qu'au dessus de 2500 (tr/min), elle n'est qu'à moitié grande à 2250 (tr/min) et elle n'est plus du tout grande à 2000 (tr/min);
- Une vitesse «x » est tout à fait moyenne à 2000 (tr/min), en dessous de 1500 (tr/min) elle n'est pas assez grande pour être moyenne et au-delà de

2500 (tr/min) elle ne l'est plus.

Ceci peut être traduit par les trois fonctions d'appartenance de la variable linguistique présentées dans la figure (3.6).

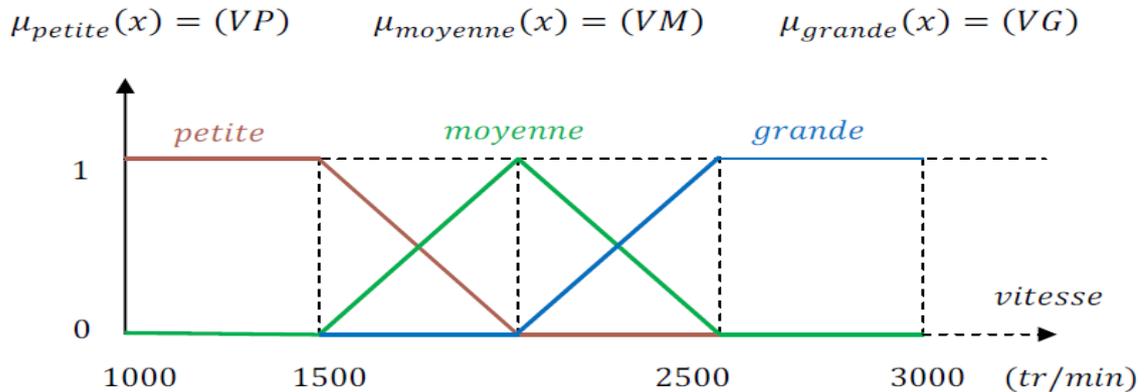


Figure IV.12 : Fonctions d'appartenance avec trois sous ensembles flous pour la variable linguistique vitesse.

Afin d'obtenir une subdivision plus fine, nous pouvons définir plus de trois sous-ensembles flous comme l'indique la figure (3.7) qui montre un exemple d'une fonction d'appartenance à cinq sous-ensembles flous. Le choix du nombre des sous-ensembles flous, de la forme des fonctions d'appartenance, du recouvrement de ces fonctions et de leur répartition sur l'univers de discours n'est jamais évident. Il y a pourtant des facteurs qui sont plus important que d'autres¹⁹.

Ainsi, la forme des fonctions n'a que peu d'influence, d'où le choix des formes triangulaires et trapézoïdales, celles-ci étant relativement simples à mettre en œuvre. De plus, une subdivision de l'univers de discours en cinq sous-ensembles flous n'implique pas forcément un fonctionnement dynamique meilleur des systèmes dans le cas de réglage par la logique floue, et complique même la formulation de la situation envisagée. Par contre on peut obtenir des comportements non linéaires assez différents en fonction de la manière dont les fonctions d'appartenance des ensembles flous sont disposées sur l'univers de discours²⁰.

¹⁹ F.chevrie et f. Guely, la logique floue, cahier technique shneider N 191, mars 1998

²⁰ L.baghli, contribution à la commande de la machine asynchrone, utilisation de la logique floue, des réseaux de neurones et des algorithmes génétique, thèse de doctorat p.h.p université de lavale Québec, Canada, 1997

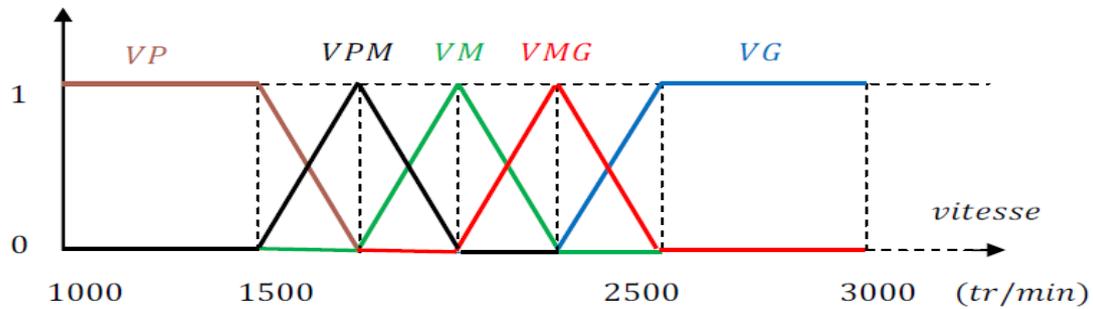


Figure IV.13 : Fonctions d'appartenance avec cinq sous ensembles flous pour la variable linguistique vitesse.

IV.5.2.3.3 Interface de fuzzification Le bloc de fuzzification effectue les fonctions suivantes :

- établit les plages de valeurs pour les fonctions d'appartenance à partir des valeurs des variables d'entrées ;
- effectue une fonction de fuzzification qui convertit les données d'entrée en valeurs linguistiques convenables qui peuvent être considérées comme l'étiquette des ensembles flous. Cette opération doit être effectuée dans un domaine normalisé généralement par l'intervalle $[0, 1]$ afin de faciliter le calcul.

IV.5.2.4 commande floue de la vitesse:

Cette partie est consacrée à l'application de la logique floue à la commande de vitesse. Il s'agit d'une poursuite d'un profil de vitesse d'une non-linéarité, ce qui nous oblige à la commander à l'aide d'un régulateur non-linéaire tel que le régulateur à logique floue afin d'obtenir un système de commande de haute performance.

IV.5.2.5 utilisation de la logique floue :

Le développement d'un contrôleur en logique floue pour intégration dans Simulink est très simple si on possède la boîte à outils Fuzzy Logic de Matlab. Cette boîte à outils ajoute les composantes nécessaires dans Simulink.

Pour commencer Simulink, il suffit de taper la commande simulink à la ligne de commandes de Matlab. Le contrôleur à logique floue est situé sous les options Fuzzy Logic Toolbox, comme montré à la figure ci-dessous:

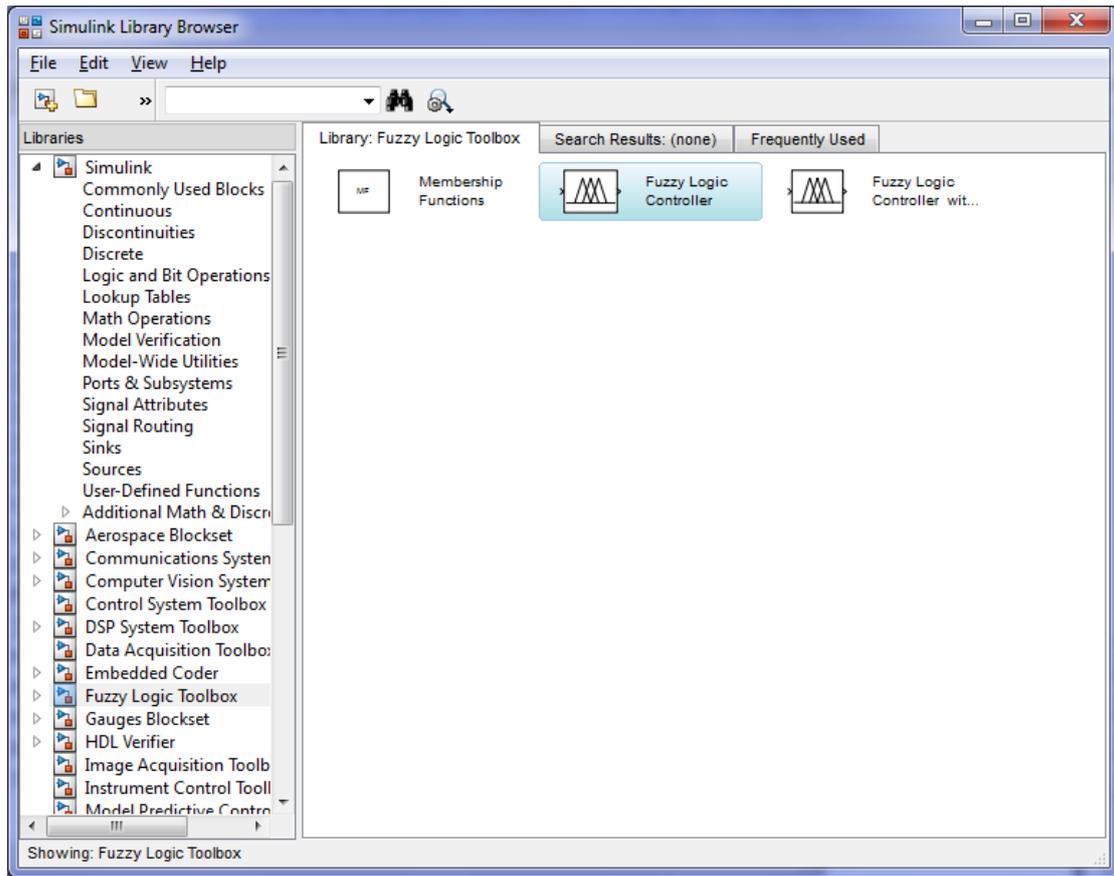
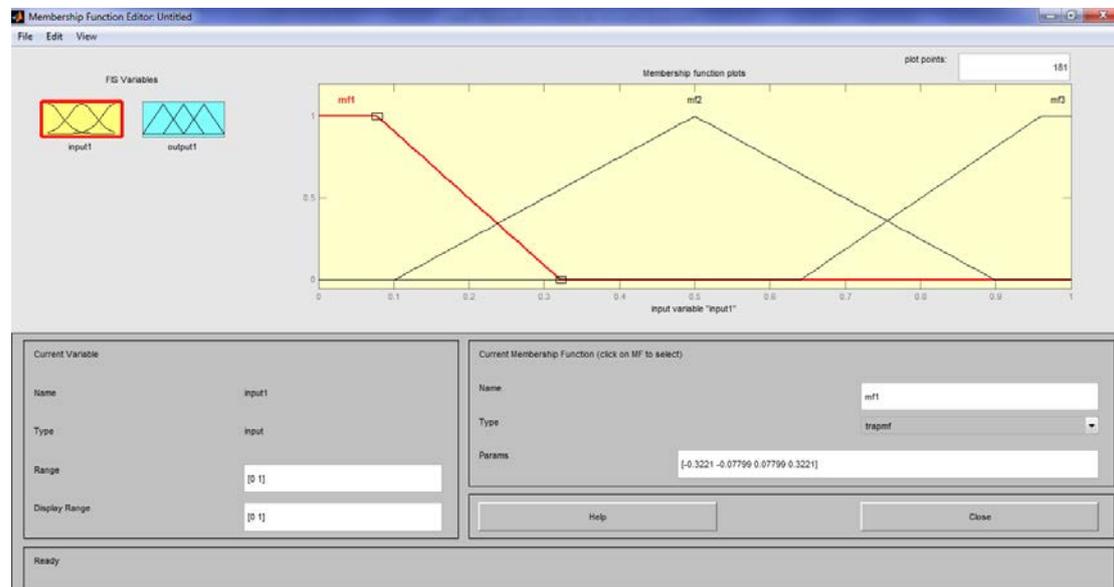


Figure IV.14 : Navigateurs des bibliothèques Simulink

La composante Fuzzy Logic Controller est celle utilisée. La composante Fuzzy Logic Controller with Ruleviewer est presque la même chose, sauf que l'éditeur qui permet de voir l'inférence et la défuzzification s'ouvre lors d'une simulation.

La structure de la commande floue :



La structure de la commande floue :

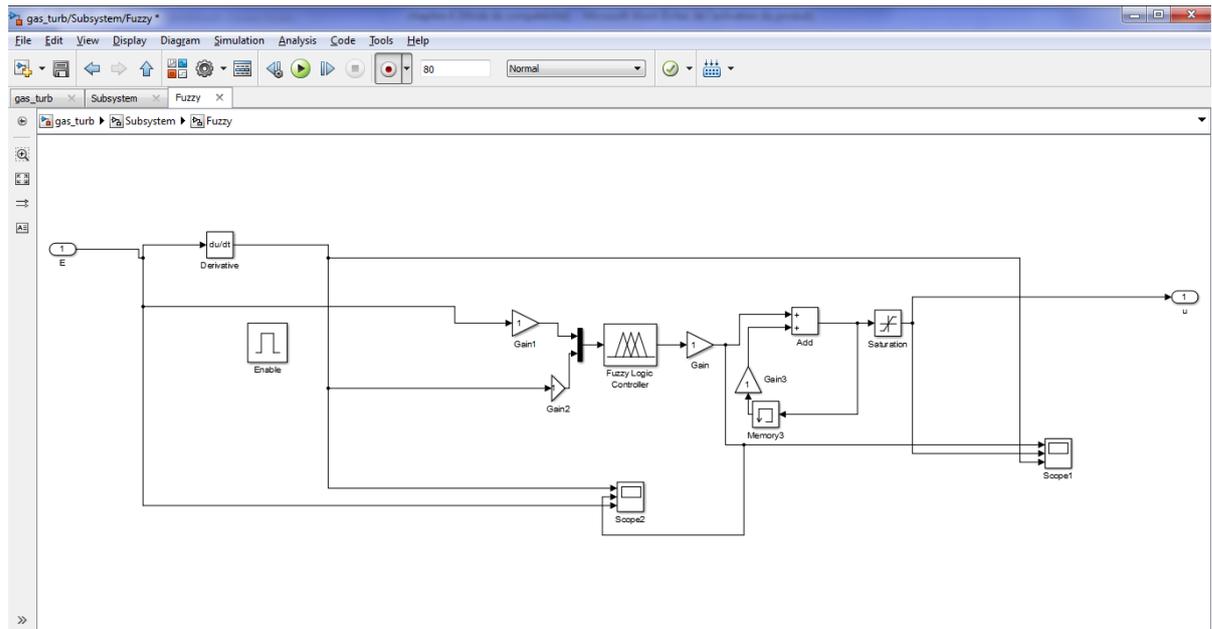


Figure IV.15 :schéma d'un régulateur flou de vitesse

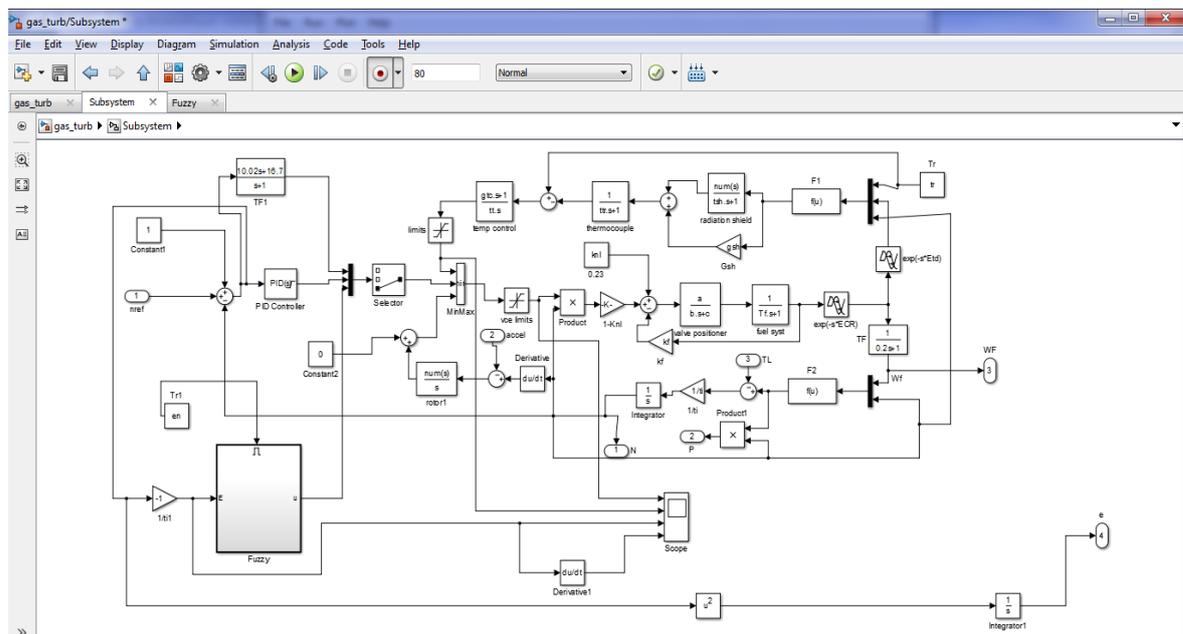
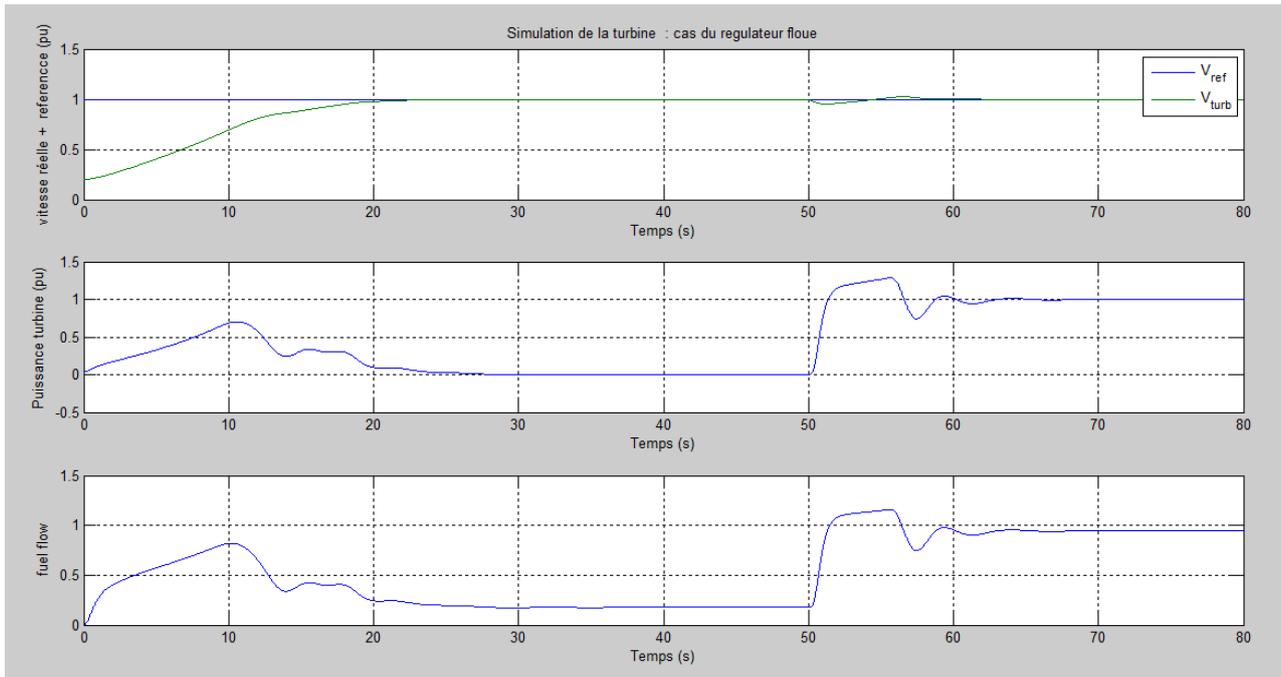


Figure IV.16 : implantation de flou logique

Résultats de simulation :***Figure IV.17 : Résultats de simulation*****Résultat de simulation par régulateur floue****Conclusion :**

la comparaison entre les différents types de régulateur je dois exécuter le programme suivant :

```
%clear all
load_system('gazturbine')
load_system('gazturbine2')
load_system('gas_turb')
load regfloue %chargement du regulateur floue gtf
sim('gas_turb')% excecution programme logique floue
t1=gt.time;vt1=gt.signals(1).values;%plot(t1,vt1),grid
%clear gt
sim('gazturbine2');% excecution programme PID
```

```
t2=gt.time;vt2=gt.signals(1).values;%plot(t2,vt2),grid
sim('gazturbine')% excecution programme Speed gouvernor
t3=gt.time;vt3=gt.signals(1).values;
figure(222)
plot(t2,vt2,t3,vt3(:,2),t1,vt1(:,2),'k'),grid,legend('vitesse de ref','PID','speed
gouverner','Regulateur floue'),xlabel('temps (s)'),ylabel('Vitesse de la
turbine'),title('comparaison de la reponse de la turbine pour differents type de
regulateurs')
```

Résultat :

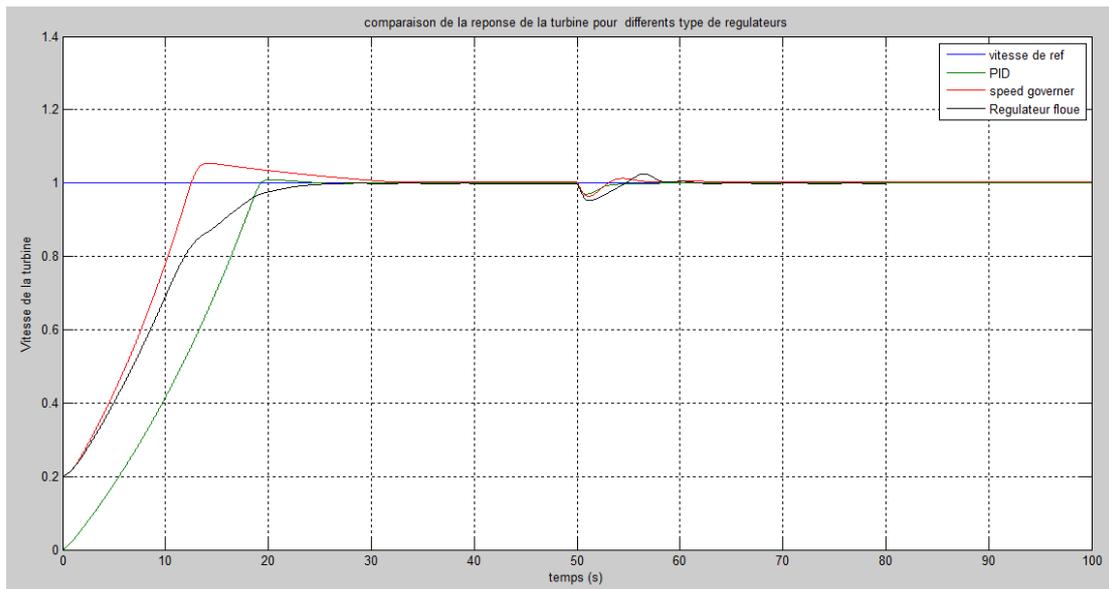


Figure IV.18 : Résultats de simulation

La turbine à gaz est corrigée par le concepteur à l'aide d'un correcteur à avance de phase (courbant rouge), qui est l'équivalent d'un correcteur PD réalisable.

Sur cette courbe en remarque un dépassement de l'ordre de 5%, en utilisant un correcteur PID on a amélioré les performances du système du point de vue dépassement mais on a perdu un peu du point de vue rapidité.

A titre comparatif on a essayé une régulation floue (courbe noire), il donne mieux que le PID, il reste de modifier les paramètres de régulateurs pour avoir les meilleures performances ou il faut avoir une grande expertise sur les systèmes considéré

V CALCULS

Dans ce chapitre nous présenterons deux calculs importants :

- Un calcul thermodynamique de notre turbine à gaz ;
- Un calcul de vérification des puissances selon la norme AGMA (American Gear Manufacturers Association).

V.1 Calcul thermodynamique: [\[annexe2\]](#)

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes). On peut les calculer :

A- d'après les données standards du constructeur;

B- d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances d'une Turbine à Gaz (TAG).

Ce calcul se fera en tenant compte des pertes gazo-dynamiques dans les différents points de la turbine.

Pour le calcul, nous avons pris un taux de compression $\varepsilon = 12,5$ et une puissance de 80 MW.

V.1.1 Données de départ:

- **Paramètres de l'air ambiant:**
 - Température de l'air ambiant : $t_1=20^\circ \Rightarrow T_1=293^\circ\text{K}$.
 - Pression de l'air ambiant : $P_1=1.013 \text{ bar}$.
- **Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz:**
 - Taux de compression du compresseur axial $\varepsilon=12.5$;
 - Rendement de compresseur axial $\eta_{ic}=0.87$;
 - Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc}=0.97$;
 - Température à la chambre de combustion $t_3=1030^\circ\text{C} \Rightarrow T_3=1303^\circ\text{K}$.
 - Rendement mécanique de la transmission: compresseur turbine : $\eta_{mc}=0.98$;

- Rendement isentropique de la turbine THP: $\eta_{Ithp}=0.88$;
- Vitesse de la turbine THP: $N=3600$ tr/min.
- **Caractéristiques du combustible:** Le combustible utilisé est le gaz naturel
- **Pouvoir calorifique du combustible :** $P_{ci}=44550$ Kj/Kgc= 10645 Kcal/Kgrc.
- **Rendement thermique de la TAG:** $\eta_{th}=33\%$

V.1.2 Les points particuliers de la TAG:

1: Entrée dans le filtre;

1a:1b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur;

2a:2b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur;

2: Entrée de la chambre de combustion;

3: Sortie de la chambre de combustion;

3a:3b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP;

4a:4b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;

1b: Section avant le premier étage du compresseur;

2a: Section après le dernier étage du compresseur;

3b: Section avant le dernier étage de la THP;

4a: Section après le dernier étage de la THP;

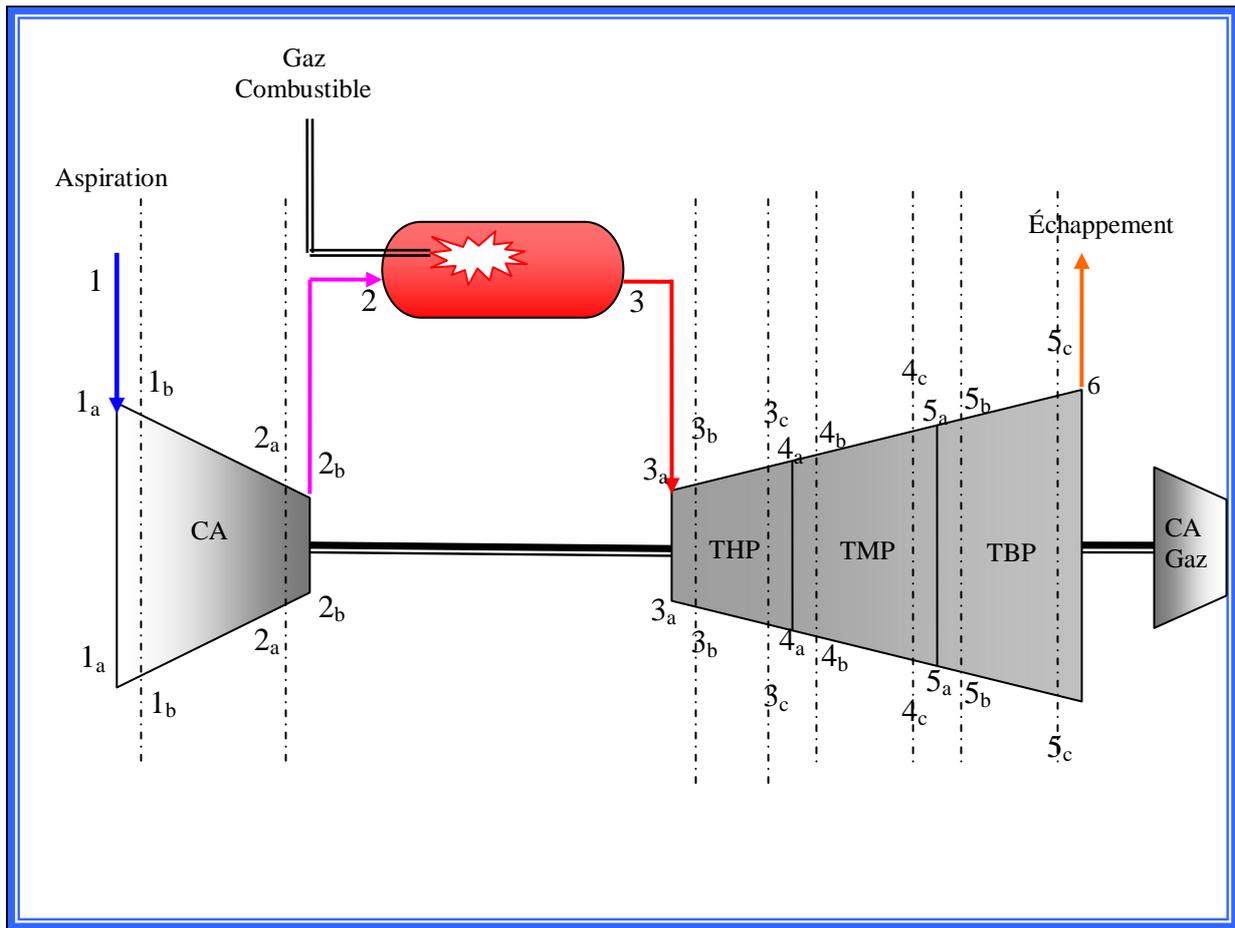


Figure V.1 : Schéma thermique de l'installation de la turbine à une seule ligne d'arbre.

V.1.3. Calcul des paramètres des points essentiels :

➤ **Calcul du coefficient d'excès d'air α :**

- **Débit massique théorique d'air Q_0 ou pouvoir comburivore du carburant:**

$$Q_0 = \lambda_k \cdot g \cdot P_{Ci} \quad \square$$

Où : $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de Meconovalov

Pouvoir calorifique inférieur du gaz : $P_{Ci} = 44550 \text{ kJ/kg} = 10645 \text{ Kcal/kg}$

D'où : $Q_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15,2 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}$

$Q_0 = 15.2 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}$

- **Coefficient d'excès d'air :**

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$P_{Ci} \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot Q_0 \cdot C_{p_a} (T_3 - T_{2a})$$

Où : η_{cc} : rendement de la chambre de combustion;

C_{p_a} : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée T_{2a^*} et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

$$T_{2a^*} = 639 \text{ } ^\circ K \quad \Rightarrow \quad T_m = \frac{(T_{2a^*} + T_3)}{2} = \frac{639 + 1303}{2} = 971 \text{ } ^\circ K$$

$$T_m = 971 \text{ } ^\circ K \quad \Rightarrow \quad C_{p_m} = 1121,75 \text{ } j / \text{kg} \cdot \text{deg}$$

$$\alpha = \frac{(P_{Ci} \cdot \eta_{cc})}{Q_0 \cdot C_{p_a} (T_3 - T_{2a^*})} = \frac{44550,0,98}{15,2,1,121 (1303 - 639)} = 3,85$$

Soit $\alpha = 4$

➤ **Calcul de la densité :**

La densité de l'air à l'entrée du filtre:

$$T_{1^*} = T_0 = 293 \text{ } ^\circ K$$

$$\rho_1 = \rho_{1^*} = \frac{P_{1^*}}{r \cdot T_{1^*}} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 293} = 1,21 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_1 = \rho_{1^*} = 1,21 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\rho_{1^*} = 1,21 \text{ Kg} / \text{m}^3 \quad T_{1^*} = 293 \text{ } ^\circ K \quad P_{1^*} = 1,013 \text{ bar}$$

➤ **Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur :**

La pression:

$$P_{1b} = P_{1^*} - \Delta P$$

$$\text{Où: } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite.

ΔP_3 : pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est comprise entre 50 à 250 mmH₂O. Soit un $\Delta P_1 = 0,015 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_a qui est comprise entre 30 à 50 m/s.

Soit $C_a = 40 \text{ m/s}$; les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{C_a^2}{2}$$

Où : l et d sont la longueur et le diamètre de la conduite.

λ : Coefficient de perte de charge par frottement.

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à :

$$\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

-La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où : η rendement du diffuseur.

C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse C_{1b} est à la sortie du diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur) varie de 100 à 200 m/sec.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ($M < 1$).

Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Prenons : $C_{1b} = 100 \text{ m/sec}$ et $\eta = 0,9$;

$$\Delta P_3 = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 1,23 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 574 \text{ Pa}$$

$$P_3 = \{(1 - 0,9) / 0,9\} \cdot 1,23 \cdot (100^2 - 40^2) / 2 = 574 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,015 + 0,005 + 0,00574) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,025 \text{ bar}$$

V.1.3.1 Calcul de la section 1_B :

Les paramètres d'arrêts au point b sont alors:

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P = (1,013 - 0,0257) \cdot 10^5 \quad \Rightarrow \quad P_{1b}^* = 0,9873 \text{ bar}$$

$$T_{1b}^* = T_1^* = 293^\circ \text{K}$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{r \cdot T_{1b}^*} = \frac{0,9873 \cdot 10^5}{287 \cdot 293} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{1b}^* = 0,9873 \text{ bar} \quad ; \quad T_{1b}^* = T_1^* = 293^\circ \text{K} \quad ; \quad \rho_{1b}^* = 1,17 \text{ Kg/m}^3$$

➤ Les paramètres statiques au point 1b:

$$T_{1b} = T_{1b}^* - \frac{C_{1b}^2}{2C_p} = 293 - \frac{100^2}{2 \cdot 1005} = 288^\circ \text{K}$$

$$P_{1b} = P_{1b}^* \left[\frac{T_{1b}}{T_{1b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 0,9873 \left[\frac{288}{293} \right]^{0,286} = 0,942 \text{ bar}$$

Où: $m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,286$

Et $\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,942 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,14 \text{ kg/m}^3$

$$P_{1b} = 0,942 \text{ bar} \quad ; \quad T_{1b} = 288^\circ \text{K} \quad ; \quad \rho_{1b} = 1,14 \text{ Kg/m}^3$$

V.1.3.2 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (section 2a):

- Les paramètres d'arrêt :

➤ La pression d'arrêt:

$$P_{2a}^* = \varepsilon_{cr} \cdot P_{1b}^* \quad \Rightarrow \quad P_{2a}^* = 12,5 \cdot 0,9873 = 12,34 \text{ bar}$$

➤ La température d'arrêt:

$$T_{2a}^* = T_{1b}^* \left[1 + \frac{\varepsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right]$$

Tel que $T_{1b}^* = 288^\circ \text{K}$

Où η_{ic} : rendement isentropique du compresseur.

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a}=639^\circ\text{K}$. Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur est:

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{288 + 639}{2} = 411,5^\circ\text{K}$$

En utilisant cette température moyenne et les graphiques : $C_p=f(t)$ et $\gamma=f(t)$, déterminons les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$\gamma=1,39 \quad \text{et} \quad C_p=1,023 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{D'où :} \quad T_{2a}^* = 293 \left[1 + \frac{12,5^{0,283} - 1}{0,87} \right] = 644,5^\circ\text{K}$$

$$\text{Et} \quad \rho_{2a}^* = \frac{12,35 \cdot 10^5}{287 \cdot 644,5} = 6,67 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{2a}^*=12,35\text{bars} \quad ; \quad T_{2a}^*=644,5^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{2a}^*=6,67\text{kg/m}^3$$

- **Les paramètres statiques:**

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, varie entre 100 à 150 m/s. Soit

$C_{2a}=120 \text{ m/s}$, alors les paramètres statiques sont:

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2C_p} = 644,5 - \frac{120^2}{2 \cdot 1023} = 637,46^\circ\text{K}$$

$$\text{Où :} \quad C_{pa}=1023\text{J/kg.deg} \quad \text{pour} \quad (T=411,5^\circ\text{K}) \quad \text{et} \quad \gamma=1,39$$

$$P_{2a} = P_{2a}^* \left[\frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right]^{\frac{1}{m_a}} = 12,35 \cdot 10^5 \left[\frac{637,46}{644,5} \right]^{\frac{1}{0,28}} = 12,1\text{bars}$$

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r \cdot T_{2a}} = \frac{12,1 \cdot 10^5}{287 \cdot 637,46} = 6,613 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{2a}=12,1\text{bars} \quad ; \quad T_{2a}=637,46^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{2a}=6,613\text{kg/m}^3$$

V.1.3.3 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion du point 2:

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P \quad \text{Avec : } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2a} * \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Où : $\eta = 0,5$ à $0,7$; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

$C_{2b} = 40 \text{ m/s}$: vitesse dans la conduite

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 6,67 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 17075,2 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b:2);

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a}^* = 0,01 \cdot 12,36 \cdot 10^5 = 12360 \text{ Pa}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 17075,2 + 12360 = 29435,2 \text{ Pa}$$

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P = 12,35 - 0,29432 = 12,06 \text{ bars}$$

$$T_2^* = T_{2a}^* = 644,5^\circ \text{ K}$$

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{r \cdot T_2^*} = \frac{12,06 \cdot 10^5}{287 \cdot 644,5} = 6,52 \text{ kg/m}^3$$

$$P_2^* = 12,06 \text{ bars} \quad ; \quad T_2^* = 644,5^\circ \text{ K} \quad ; \quad \rho_2^* = 6,52 \text{ kg/m}^3$$

V.1.3.4 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion du point 3:

On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la chambre de combustion;

$$P_3^* = P_2^* - \zeta \cdot P_2^* = 12,06 - 0,01 \cdot 12,06 = 11,94 \text{ bars}$$

$$T_3^* = 1303^\circ \text{ K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,32 \\ m = 0,24 \end{array} \right.$$

$$C_p = 1184,5 \text{ J/kg.deg}$$

$$r = 287,75 \text{ J/kg.deg}$$

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r.T_3^*} = \frac{11,94 \cdot 10^5}{287,75 \cdot 1303} = 3,185 \text{ kg/m}^3$$

$$P_3^* = 11,94 \text{ bars} \quad ; \quad T_3^* = 1303 \text{ }^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_3^* = 3,185 \text{ kg/m}^3$$

V.1.3.5 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (thp) section 3_b:

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P \quad ; \quad \text{où} \quad \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans la conduite : $\Delta P_1 = 0,5\% \cdot P_3^*$

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 11,94 = 0,0597 \text{ bar}$$

ΔP_2 : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la conduite

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a}^* \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 3,185 \frac{110^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 0,01858 \text{ bar}$$

$$P_{3b}^* = 11,94 - 0,0765 = 11,86 \text{ bar}$$

$$T_{3b}^* = 1303 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{r.T_{3b}^*} = \frac{11,86 \cdot 10^5}{287,15 \cdot 1303} = 3,16 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{3b}^* = 11,86 \text{ bars} \quad ; \quad T_{3b}^* = 1303 \text{ }^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{3b}^* = 3,16 \text{ kg/m}^3$$

- Les paramètres statiques:

$$T_{3b} = 1303 - \frac{110^2}{2 \cdot 1184} = 1298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left[\frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 11,86 \left[\frac{1298}{1303} \right]^{0,24} = 11,67 \text{ bars}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r.T_{3b}} = \frac{11,67 \cdot 10^5}{287,15 \cdot 1298} = 3,12 \text{ kg / m}^3$$

$$P_{3b}=11,67\text{bars} \quad ; \quad T_{3b}=1298^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{3b}=3,12\text{kg/m}^3$$

V.1.3.6 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine section 4_a:

Le rapport des pressions peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine):

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \varepsilon_{THP} = \frac{11,67}{7,77} = 1,51$$

$$(T_{4a}^*)_s = T_{3b}^* / \varepsilon_{THP}^{mg} = \frac{1303}{(1,51)^{0,25}} = 1175,44^\circ\text{K}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP} (T_{3b}^* - (T_{4a}^*)_s) \implies T_{4a}^* = 1303 - 0,88(1303 - 1175,44) = 1190^\circ\text{K}$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{r.T_{4a}^*} = \frac{7,77 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1190} = 2,268 \text{ kg / m}^3$$

$$P_{4a}^*=7,77\text{bars} \quad ; \quad T_{4a}^*=1190^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{4a}^*=2,268\text{kg/m}^3$$

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \left(\frac{C_{4a}^2}{2.Cp} \right) = 1190 - \frac{90^2}{2 \cdot 1204} = 1186,63^\circ\text{K}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left(\frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 7,77 \left(\frac{1186,63}{1190} \right)^{0,255} = 7,68 \text{ bars}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r.T_{4a}} = \frac{7,68 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1186,63} = 2,250 \text{ kg / m}^3$$

$$P_{4a}=7,68\text{bars} \quad ; \quad T_{4a}=1186,63^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{4a}=2,250\text{kg/m}^3$$

V.1.3.7 Les paramètres avant le premier étage de la turbine mp section 4_b:

➤ La pression d'arrêt:

$$P_{4b}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2)$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a} * \frac{C_{4a}^2 - C_{4c}^2}{2} = (1 - 0,9) \cdot 2,25 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 731,25 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : les pertes dans les diffuseur à l'entrée de la TMP.

$$\Delta P_3 = \left[\frac{1 - \eta}{\eta} \right] \rho_{4a} * \frac{C_{4b}^2 - C_{4a}^2}{2} = \left[\frac{1 - 0,9}{0,9} \right] 2,25 \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = 711 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 731,25 + 711 = 1442,36 \text{ Pa}$$

$$P_{4b}^* = 7,77 - 1442,3 \cdot 10^{-5} = 7,75 \text{ bars}$$

$$\text{On prend : } T_{4b}^* = T_{4a}^* = 1190^\circ \text{K}$$

$$\rho_{4b}^* = \frac{P_{4b}^*}{r \cdot T_{4b}^*} = \frac{7,75 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1190} = 2,26 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$P_{4b}^* = 7,75 \text{ bars} \quad ; \quad T_{4b}^* = 1190^\circ \text{K} \quad ; \quad \rho_{4b}^* = 2,26 \text{ kg} / \text{m}^3$$

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{4b} = T_{4b}^* - \frac{C_{4b}^2}{2 \cdot Cp} = 1190 - \frac{120^2}{2 \cdot 1204} = 1178^\circ \text{K}$$

$$P_{4b} = P_{4b}^* \left[\frac{T_{4b}}{T_{4b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 7,75 \left[\frac{1178}{1190} \right]^{0,255} = 7,45 \text{ bars}$$

$$\rho_{4b} = \frac{P_{4b}}{r \cdot T_{4b}} = \frac{7,45 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1178} = 2,19 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$P_{4b}=7,45\text{bar} \quad ; \quad T_{4b}=1178^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{4b}=2,19\text{kg/m}^3$$

V.1.3.8 Les paramètres du gaz après l'étage de la turbine (tmp) section 5_a:

$$\frac{P_{4b}^*}{P_{5a}^*} = \varepsilon_{TMP} = \frac{7,75}{3,85} = 2,01$$

$$(T_{5a}^*)_s = T_{4b}^* / \varepsilon_{TMP}^{mg} = 1190 / (2,01)^{0,25} = 999,42^\circ\text{K}$$

$$T_{5a}^* = T_{4b}^* - \eta_{THP} (T_{4b}^* - (T_{5a}^*)_s) \implies T_{5a}^* = 1190 - 0,88(1190 - 999,42) = 1022,28^\circ\text{K}$$

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r \cdot T_{5a}^*} = \frac{3,85 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1022,28} = 1,31\text{kg/m}^3$$

$$P_{5a}^*=3,85\text{bars} \quad ; \quad T_{5a}^*=1022,28^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{5a}^*=1,31\text{kg/m}^3$$

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \left(\frac{C_{5a}^2}{2 \cdot Cp} \right) = 1022,28 - \frac{90^2}{2 \cdot 1183} = 1018,85^\circ\text{K}$$

$$P_{5a} = P_{5a}^* \left(\frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right)^{\frac{1}{m}} = 3,85 \left(\frac{1018,85}{1022,28} \right)^{0,25} = 3,80\text{bars}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}} = \frac{3,80 \cdot 10^5}{287,5 \cdot 1018,85} = 1,297\text{kg/m}^3$$

$$P_{5a}=3,80\text{bars} \quad ; \quad T_{5a}=1018,85^\circ\text{K} \quad ; \quad \rho_{5a}=1,297\text{kg/m}^3$$

V.1.3.9 Les paramètres avant le premier étage de la turbine bp section 5_b:

➤ La pression d'arrêt:

$$P_{5b}^* = P_{5a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2)$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine MP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{5a}^* \frac{C_{5a}^2 - C_{4c}^2}{2} = (1 - 0,9) \cdot 1,31 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 425,75 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : les pertes dans les diffuseur à l'entrée de la TBP.

$$\Delta P_2 = \left[\frac{1-\eta}{\eta} \right] \rho_{5a} * \frac{C_{5b}^2 - C_{5a}^2}{2} = \left[\frac{1-0,9}{0,9} \right] 1,31 \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_2 = 931,55 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 425,75 + 931,55 = 1357,3 \text{ Pa}$$

$$P_{5b}^* = 3,85 - 1442,3 \cdot 10^{-5} = 3,83 \text{ bars}$$

$$\text{On prend : } T_{5b}^* = T_{5a}^* = 1022,28^\circ \text{ K}$$

$$\rho_{5b}^* = \frac{P_{5b}^*}{r \cdot T_{5b}^*} = \frac{3,83 \cdot 10^5}{287,7 \cdot 1022,28} = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{5b}^* = 3,83 \text{ bars} \quad ; \quad T_{5b}^* = 1022,28^\circ \text{ K} \quad ; \quad \rho_{5b}^* = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{5b} = T_{5b}^* - \frac{C_{5b}^2}{2 \cdot Cp} = 1022,28 - \frac{120^2}{2 \cdot 1118} = 1015,84^\circ \text{ K}$$

$$P_{5b} = P_{5b}^* \left[\frac{T_{5b}}{T_{5b}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 3,83 \left[\frac{1015,84}{1022,28} \right]^{0,25} = 3,73 \text{ bars}$$

$$\rho_{5b} = \frac{P_{5b}}{r \cdot T_{5b}} = \frac{3,75 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1015,84} = 1,283 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{5b} = 3,75 \text{ bar} \quad ; \quad T_{5b} = 1015,84^\circ \text{ K} \quad ; \quad \rho_{5b} = 1,283 \text{ kg/m}^3$$

V.1.3.10 Les paramètres après le dernier étage de la turbine bp section 5c:

CALCUL DU POINT 6 :

La pression statique à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5 = 20 \text{ m/sec}$ et $\rho_5 = 0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors:

$$P_6^* = P_6 + \rho_6 \frac{C_6^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 + 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,0139 \text{ bar}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_{6a}=90\text{m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties 5c:5c et 6 sont égale à 1,5% .

$$P_{5c}^*(1-0,015)=P_6^* \Rightarrow$$

$$P_{5c}^* = \frac{P_6^*}{1-0,015} = \frac{1,0139 \cdot 10^5}{1-0,015} = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est: $\epsilon_{TBP}^* = \frac{P_{5b}^*}{P_{5c}^*} = \frac{3,83}{1,029} = 3,72$

$$(T_{5c}^*)_s = \frac{T_{5b}^*}{\epsilon_{TBP}^{m_g}} = \frac{1022,28}{3,72^{0,248}} = 744^\circ \text{K}$$

$$T_{5c}^* = T_{5b}^* - \eta_{TBP}(T_{5b}^* - (T_{5c}^*)_s) = 1022,28 - 0,88(1022,28 - 744) = 777,39^\circ \text{K}$$

$$\rho_{5c}^* = \frac{P_{5c}^*}{r \cdot T_{5c}^*} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 777,39} = 0,461 \text{ kg/m}^3$$

$P_{5c}^*=1,029\text{bar}$; $T_{5c}^*=777,39^\circ\text{K}$; $\rho_{5c}^*=0,461\text{kg/m}^3$

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{5c} = T_{5c}^* - \frac{C_{5c}^2}{2Cp} = 777,39 - \frac{90^2}{2 \cdot 1120} = 773,77^\circ \text{K}$$

$$P_{5c} = P_{5c}^* \left[\frac{T_{5c}}{T_{5c}^*} \right]^{\frac{1}{m}} = 1,029 \left[\frac{773,77}{777,39} \right]^{0,2537} = 1,012 \text{ bar}$$

$$\rho_{5c} = \frac{P_{5c}}{r \cdot T_{5c}} = \frac{1,012 \cdot 10^5}{285,2 \cdot 773,77} = 0,458 \text{ kg/m}^3$$

$P_{5c}=1,012\text{bar}$; $T_{5c}=773,77^\circ\text{K}$; $\rho_{5c}=0,458\text{kg/m}^3$

V.1.4 Débit et rendement:

V.1.4.1 Travail massique et rendement:

➤ Travail de la turbine :

$$W_T = C_{pg} \cdot (T_{3a} - T_{5c})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{3a} = 1303^\circ \text{K} \\ \Rightarrow T_{mg} = 1038,39^\circ \text{K} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,336 \end{array} \right.$$

$$\text{Donc } T_{5c} = 773,77^\circ\text{K} \quad C_p = 1150 \text{ J/kg.deg}$$

$$W_T = 1150 \cdot (1303 - 773,77) = 608614,5 \text{ J/kg}$$

➤ Travail absorbé par le compresseur :

$$W_C = C_{\text{Pair}} \cdot (T_{2b} - T_1) = 1004,5 \cdot (644,5 - 288) = 358104,25 \text{ J/kg}$$

Le travail massique devient :

$$W_{\text{NET}} = W_T - W_C = 250510,25 \text{ J/kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 80MW, le débit massique des gaz $(Q_g)_T$ sera:

$$\mathfrak{S}_{\text{eff}} = \eta_m \cdot Q_g \cdot W_{\text{TBP}} \Rightarrow Q_g = \frac{\mathfrak{S}_{\text{eff}}}{\eta_m W_{\text{TBP}}}$$

$$\Rightarrow Q_g = \frac{80 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 250510,25} = 325,87 \text{ kg/sec}$$

$$\Rightarrow Q_g = 325,87 \text{ kg/s}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion:

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_p^c \cdot (T_3 - T_c)$$

$$\text{Car: } P_{ci} \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (Q_a - Q_r - Q_f) \cdot C_p^a \cdot (T_3 - T_2) + Q_c \cdot C_p^c \cdot (T_3 - T_c)$$

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur

$$q_c: \text{débit massique relatif du combustible: } q_c = \frac{Q_c}{Q_a}$$

$$q_r: \text{débit massique relatif de l'air de refroidissement: } q_r = \frac{Q_r}{Q_a}$$

$$q_f: \text{débit massique relatif des fuites: } q_f = \frac{Q_f}{Q_a}$$

$$q_c = \frac{C_p^a \cdot (T_3 - T_2) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot P_{ci} - C_p^c \cdot (T_3 - T_c)}$$

Où T_c : température de combustible (70 à 80)°C

$$\Rightarrow q_c = \frac{1065(1303 - 644,5)(1 - 0,05 - 0,01)}{0,95 \cdot 45 \cdot 10^6 - (1303 - 350) \cdot 1800}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,01607$$

$$\text{et : } q_g = \frac{Q_g}{Q_a} = \frac{Q_a(1 - q_r - q_f) + Q_c}{Q_a} = 1 - q_f - q_r - q_c$$

d'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{325,87}{1 - 0,05 - 0,01 + 0,01607} = 340,77 \text{ kg/s}$$

$$G_a = 340,77 \text{ kg/s}$$

Le débit massique de combustible sera:

$$Q_c = G_a \cdot q_c = 340,77 \cdot 0,01607 = 5,48 \text{ kg/s}$$

$$Q_c = 5,48 \text{ kg/s}$$

V.1.4.2 Le rendement thermique de l'installation:

$$\eta_{th} = \frac{\mathfrak{S}_{eff}}{Q_{CC}} = \frac{W_{TBP} \cdot Q_g}{PCi \cdot Q_c} = \frac{250510,25 \cdot 325,87}{45 \cdot 10^5 \cdot 5,48} = 33\%$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 0,33 = 33\%$$

V.1.4.3 Vérification du coefficient d'excès d'air:

$$\alpha = \frac{Q_a}{Q_c \cdot Q_0} = \frac{340,77}{5,48 \cdot 15,2} = 4,09$$

Donc $\alpha \approx 4$

V.1.5 Résultats de calcul:

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,9873 \text{ bar}$	$T_1=288 \text{ °K}$	$\rho_1=1,1945 \text{ kg/m}^3$
$P_2=11,94 \text{ bars}$	$T_2=644,5 \text{ °K}$	$\rho_2=6,52 \text{ kg/m}^3$
$P_3=11,86 \text{ bars}$	$T_3=1303 \text{ °K}$	$\rho_3=3,185 \text{ kg/m}^3$
$P_4=7,75 \text{ bars}$	$T_4=1190 \text{ °K}$	$\rho_4=2,26 \text{ kg/m}^3$
$P_5=3,83 \text{ bars}$	$T_5=1022,28 \text{ °K}$	$\rho_5=1,3 \text{ kg/m}^3$
$P_6=1,029 \text{ bar}$	$T_6=777,39 \text{ °K}$	$\rho_6=0,46 \text{ kg/m}^3$

$$W_T = 250510,25 \text{ J/kg}$$

$$Q_a = 340,77 \text{ kg/s}$$

$$Q_g = 325,87 \text{ kg/s}$$

$$Q_c = 5,48 \text{ kg/s}$$

V.2 Calcul de vérification des puissances selon la norme AGMA (American Gear Manufacturers Association) :

Dans cette partie nous nous proposons de vérifier la puissance d'un engrenage du groupe Turbo Compresseur Fuel gaz en utilisant la méthode contenue dans la norme AGMA.

Cette méthode indique les étapes à suivre pour déterminer les différents paramètres de l'équation de puissances à vérifier.

Il est à signaler que par manque de caractéristiques de l'engrenage, des hypothèses ont été faites afin de déterminer certains paramètres et de ce fait, les résultats pourront en être affectés.

V.2.1 Formules de notation fondamentales :

Les équations de puissances concernées par la vérification sont les Puissances de Resistance à la Corrosion et de flexion indiquées aux paragraphes 5.1.3 et 5.2.3 équations 5 et 14 respectivement : Pitting Resistance Power Rating et Bending Strength power rating, de la norme AGMA

$$P_{ac} = \frac{\pi n_p F}{396000 K_o K_v K_s K_m C_f} \frac{I}{\left(\frac{d s_{ac} Z_N C_H}{C_p S_H K_T K_R} \right)^2} \dots\dots\dots(5)$$

$$P_{at} = \frac{\pi n_p d}{396000 K_o K_v P_d} \frac{F}{K_s K_m K_B} \frac{J}{S_F K_T K_R} \frac{s_{at} Y_N}{\dots\dots\dots(14)}$$

- P_{ac} est la puissance admissible transmise pour résistance à la corrosion.
- P_{at} est la puissance admissible transmise de flexion.
- n_p la vitesse du pignon

V.2.2 Pitting resistance power rating (puissance de résistance à la corrosion) :

Détermination des différents paramètres de l'équation :

- F : net face width narrowest membre (largeur de la face du plus petit membre)

On se réfère au plan de l'équipement, on prendra $F = 12''$

- I : geometric factor for pitting resistance (facteur géométrique pour résistance à la corrosion)

On se réfère au paragraphe 6 de la norme, on prendra $I = 1$

- K_o : overload factor (facteur de surcharge)

On se réfère au paragraphe 9 de la norme, on prendra $K_o = 1.5$

- K_v : dynamique factor (facteur dynamique)

On se réfère au paragraphe 8 page 12, on prendra K_v supérieur à 1, $K_v = 1.1$

- K_s : size factor (facteur de dimension)

On se réfère au paragraphe 20, on prendra $K_s = 1$

- K_m : load distribution factor (facteur de distribution de charge)

On se réfère au paragraphe 15 de la norme, on prendra $K_m = 1$

- C_f : surface condition factor (facteur d'état de surface)

On se réfère au paragraphe 13, on prendra $C_f = 1$

- D : operating pitch diameter (diamètre opérationnel)

On se réfère au plan $d = 15.9''$ [annexe3]

- S_{ac} , allowable contact stress number (nombre de résistance de contact admissible)

On se réfère au paragraphe 16, on prendra $S_{ac} = 172000$ psi (tableau 3) [annexe4]

- Z_n : stress cycle factor for pitting resistance (facteur de contrainte cyclique pour résistance à l'usure par corrosion)

On se réfère au paragraphe 17, voir aussi paragraphe 10, on prendra $Z_n = 1$

- C_h : hardness ratio factor for pitting resistance (facteur du rapport de dureté)

On se réfère au au paragraphe 14 (voir aussi fig 2), on prendra $C_h = 1$ [annexe5]

- C_p : elastic coefficient (coefficient élastique)

On se réfère au au paragraphe 12, on prendra $C_p = 2300$

- S_h : Safety factor S_h (facteur de sécurité)

On se réfère au paragraphe 11 ; ce facteur est déterminé d'un commun accord entre le fournisseur et l'utilisateur, on prendra $S_h = 3$

- K_t : temperature factor (facteur de température)

On se réfère au paragraphe 19, on prendra $K_t = 1$

- K_r : reliability factor (facteur de fiabilité)

On se réfère au paragraphe 18, on prendra $K_r = 2$

V.2.3 Bending strength power rating (puissance de la résistance la flexion) :

En suivant la même démarche que pour le premier cas, on déterminera le facteur de l'équation, on prendra les valeurs suivantes :

- N_p : pinion speed : 7325 RPM (donnée)
- d : operating pitch diameter of pinion : 15.9'', voir plan [annexe3]
- K_o : overload factor = 1.5
- K_v : dynamic factor : 1.1
- F : net face width narrowest member : 12''

- P_d : transverse diametral pitch : 3.54
- J : Geometry factor for bending strength : 1
- K_s : size factor : 1
- K_m : load distribution factor : 1
- K_b : Rim thickness factor : 0.5
- S_{at} : allowable bending stress number : 70000 psi
- Y_N : stress cycle factor for bending strength : 0.98
- S_f : safety factor bending : 2.5
- K_{Tt} : temperature factor : 1
- K_R : reliability : 1.5

V.2.4 Résultats:

Les résultats obtenus en fonction des valeurs attribuées aux différents paramètres des équations des puissances donnent :

-Pitting resistance power $P_{ac} = 31,63$ MW

-Bending strength power $P_{at} = 51,71$ MW

Le but de la vérification consiste à montrer que le rapport de la plus petite puissance obtenue (P_{ac}) à la puissance absorbée de l'engrenage, indiquée au plan (18,3 MW) est égal ou supérieur au facteur de service, indiqué au plan (1.6)

$$\begin{aligned} \text{C'est-à-dire} \quad P_{ac} &\geq 18,3 \times 1,6 = 29,28 \text{ MW} \\ 31,63 \text{ MW} &> 29,28 \text{ MW} \end{aligned}$$

VI CONCEPTION ET ETUDES

VI.1 Introduction :

Dans ce chapitre je vais faire une conception et étude d'un rotor où je vais utiliser deux logiciels à savoir le solidworks pour la conception et l'abaqus pour l'étude vibratoire

VI.2 Le solideWorks :

VI.2.1 Fonctionnement :

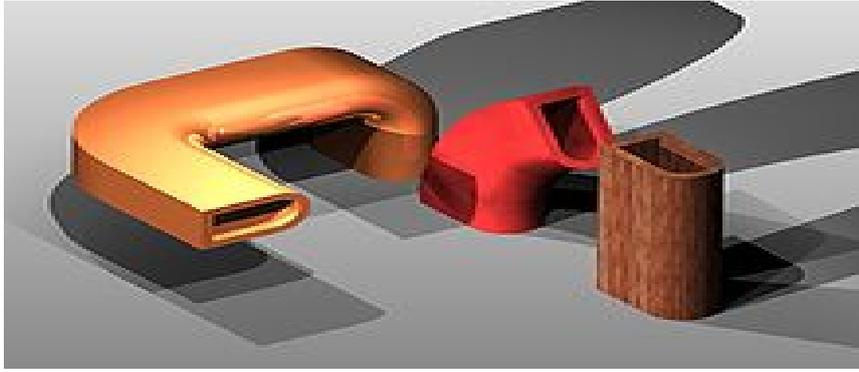
SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

VI.2.2 Les pièces :

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode.

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise.



Trois générations de volume à partir d'une même section: droite (aspect bois), révolution partielle (en rouge), et gauche

Parmi les fonctions génératrices on trouve :

- l'extrusion : déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section. La section est définie dans une **esquisse** (qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction). Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (cotation) nécessaires à la complète définition de la section. Cet ensemble de cotes auquel il faut ajouter la (ou les) longueur d'extrusion constitue l'ensemble des paramètres de la fonction ; il est possible de les modifier une fois la fonction validée.
- la révolution : déplacement d'une section droite autour d'un axe, ou extrusion suivant un cercle ou un arc de cercle.
- le balayage : déplacement d'une section droite le long d'une ligne quelconque. Lorsque la génératrice de balayage est gauche, l'esquisse est en 3 dimensions.

D'autres fonctions, plutôt orientées métier intègrent des notions qu'il serait fastidieux de modéliser :

- congés et chanfreins,
- nervures,
- dépouilles,
- coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante),
- trous normalisés (perçages, mortaises...),
- plis de tôle...

Des fonctions d'ordre logiciel comme la répétition linéaire, circulaire, curviligne ou par symétrie...

Les dernières versions autorisent la réalisation de pièces momentanément disjointes, ce qui permet de concevoir un objet fonctionnellement, c'est-à-dire en définissant d'abord les éléments fonctionnels, puis en joignant les différentes parties par de la matière (nervures, carter...).

L'édition de familles de pièces est possible en associant à SolidWorks, le tableur Microsoft Excel : Un tableau devient ainsi éditeur des références (lignes) donnant la valeur des paramètres variables des fonctions (colonnes) :

- valeur de certaines cotes ;
- valeur de certaines propriétés (nombre d'occurrence...) ;
- état de suppression d'une fonction.

Ainsi, il est possible d'obtenir à partir d'un seul fichier de type pièce, l'ensemble des modèles de vis d'assemblage (toutes forme de tête ou dimensions), ou encore toutes les combinaisons de briques Lego (1x1, 1x2 etc).

Avec tous ces outils, la méthode de conception d'une pièce très proche du métier du concepteur qui ne se soucie plus de savoir où placer les traits du dessin mais les formes de la pièce.

Les possibilités d'éditions sont complétées par un ensemble d'outils de mesures géométriques. Ainsi il est possible de connaître le volume de la pièce, son poids, la position de centre de masse, sa matrice d'inertie, la surface...

VI.2.3 Les assemblages :

Un assemblage est la réunion de plusieurs pièces. Ces pièces doivent avoir été dessinées auparavant. Elles pourront être modifiées directement dans l'assemblage.

Principe des assemblages avec Solidworks :

Les pièces doivent être liées les unes autres par des contraintes géométriques entre 1 (ou plus) face de chaque pièce. Les 2 contraintes principales sont :

- Coïncidente (les faces sont l'une contre l'autre)
- Coaxiale (les cylindres ou cercles ont le même axe)

VI.2.3.1 Opérations préliminaires :

- **Avant d'utiliser Solidworks**
- Copier les fichiers des pièces
 - Ouvre Solidworks
 - Ouvre les fichiers (Fichier --> Ouvrir)

VI.2.3.2 Réaliser l'assemblage :

Pour réaliser un assemblage, il faut que les pièces à assembler soient ouvertes, ensuite aller dans le menu 'Fichier', puis 'Nouveau' et enfin 'Assemblage'

- Double-clique sur la pièce, et positionne-la alors avec la souris au centre de l'écran.
- Clique au centre de l'écran.
- Enregistre sous l'assemblage
- Menu "Insertion --> Composant --> Pièce/Assemblage existant"

VI.2.4 Les mise en plan :

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Pour aboutir à un plan fini d'une pièce on peut estimer mettre 2 fois moins de temps qu'avec un outil DAO (temps de conception et exécution du dessin). En effet, en DAO, chaque trait est indépendant, et c'est au dessinateur de savoir quelles entités graphiques sont concernées par une modification. Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.

VI.2.4.1 Vues :

La projection sur plan du modèle ne pose aucun problème. Aujourd'hui il est très facile d'obtenir un plan, forcément juste (avec un logiciel de DAO il est possible

d'éditer un plan faux!). Les vues en coupes, les vues partielles, perspectives, sont exécutées d'un simple clic. Les seuls problèmes encore rencontrés concernent la représentation des filetages et taraudages dans les assemblages.

De plus, chaque vue peut être exécutée avec un habillage différent, filaire, conventionnel ou ombré rendant encore plus accessible la lecture de plans aux non initiés.

VI.2.4.2 Cotation :

La cotation regroupe l'ensemble des spécifications géométriques définissant la pièce. Bien sûr, les paramètres déclarés des esquisses en font partie. Ils peuvent être automatiquement intégrés, de manière équilibrée, à la mise en plan. À ce niveau, il est encore possible de modifier la pièce en changeant la valeur des côtes. L'indépendance de ces paramètres, se rapproche du principe dit d'indépendance (cotation GPS). Cependant, la mise en forme définitive de la cotation demande encore un peu de travail (avec un éditeur DAO ou sur le calque aussi).

VI.2.4.3 Fond de plan :

SolidWorks par défaut propose ses propres fond de plan. Mais il est possible de les faire soi-même ; Il existe deux types de fond de plan :

- Le fond de plan statique, où il faut remplir à la main chacun des champs.
- Le fond de plan dynamique, où il se remplit automatiquement suivant les paramètres mis dans l'assemblage ou dans la pièce.
- Des modèles sont proposés (équivalent du *.dot* de word).

VI.2.4.4 Nomenclature :

Le fichier assemblage contient chacune des pièces qui composent l'assemblage, on peut donc sortir de façon automatique la nomenclature appartenant à la maquette 3D.

VI.3 Abaqus :

ABAQUS est un progiciel de calcul éléments finis développé par ABAQUS, Inc (Dassault Systèmes).

Il se compose de trois produits : ABAQUS/Standard, ABAQUS/Explicit et ABAQUS/CAE.

- **ABAQUS/Standard** est un solveur généraliste qui recourt à un schéma traditionnel d'intégration implicite.
- Le solveur **ABAQUS/Explicit** emploie un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamiques ou quasi statiques non linéaires.
- **ABAQUS/CAE** constitue une interface intégrée de visualisation et de modélisation pour lesdits solveurs.

Chacun de ces produits est complété par des modules additionnels et/ou optionnels, spécifiques à certaines applications.

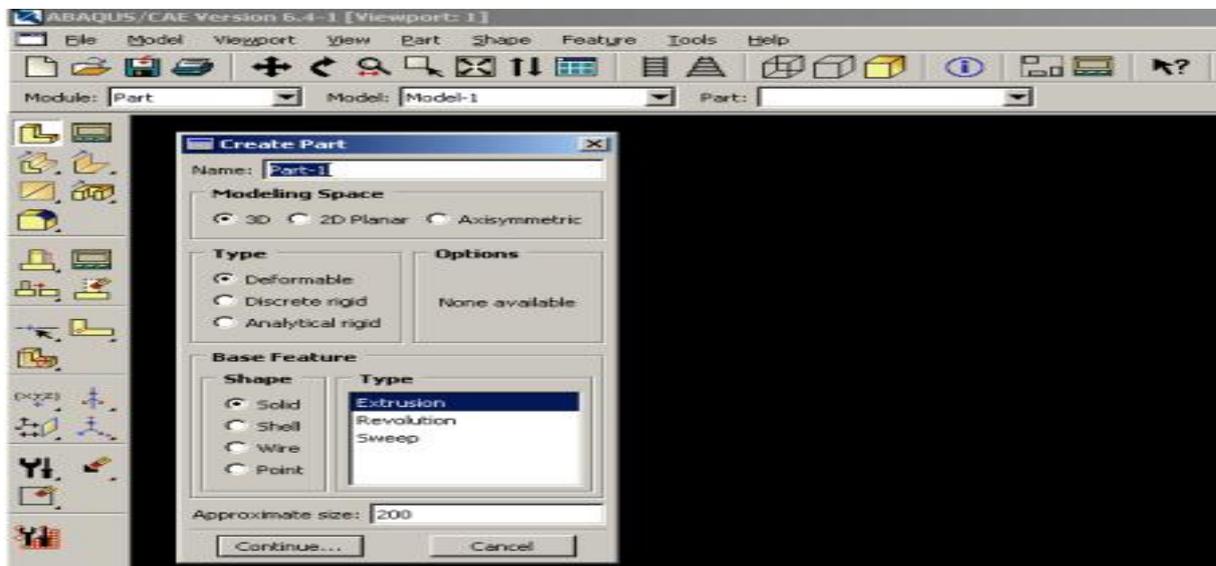
Les produits ABAQUS, ABAQUS/CAE notamment, sont écrits intégralement avec les langages C++, Fortran pour les parties calcul et Python pour les scripts et les paramétrisations. La gestion de l'interface graphique est assurée par FOX Toolkit.

ABAQUS est très largement utilisé dans les industries automobiles et aéronautiques. En raison du large spectre de ses capacités d'analyse et de sa bonne ergonomie, il est également très populaire dans les milieux universitaires, pour la recherche et l'éducation.

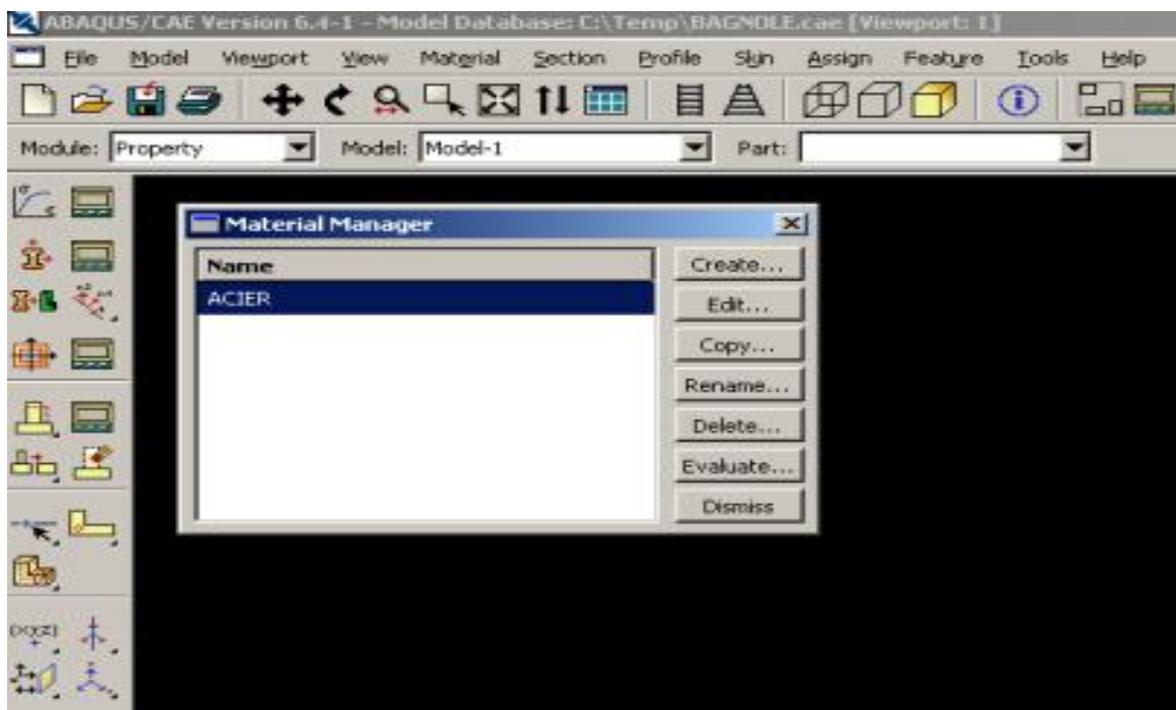
ABAQUS fut d'abord conçu pour analyser les comportements non-linéaires. Il possède en conséquence une vaste gamme de modèles de matériau. Ses modélisations d'élastomères, en particulier, méritent d'être reconnues.

VI .3.1 Les modules de l'abaqus :

Premier module : Part Dans cette première étape, l'utilisateur dessine toutes les pièces du problème. Chaque pièce est créée grâce à l'outil 'Create Part'. Elles sont définies en fonction de leur nom (par défaut, le logiciel utilise le mot Part suivi d'un numéro, correspondant au nombre de pièces). Il faut ensuite entrer d'autres caractéristiques importantes.



Deuxième module : Property.



Ce module est important dans la modélisation numérique du phénomène physique. Il faut créer le matériau, c'est-à-dire, élaborer toutes ses propriétés mécaniques, thermiques ou acoustiques.

Troisième module : Assembly

L'utilisateur rassemble toutes les pièces avec 'Create Instance' afin de modéliser le phénomène physique.

Quatrième module : Step

L'utilisateur définit tous les critères de calcul utilisés par Abaqus dans le module Job. En particulier il détermine l'incrément, valeur du pas de temps, et la valeur du temps final, qui est un temps « virtuel », temps sans unité. Le temps réel ou physique est défini en fonction des unités (cf.tableau dans 'Material Manager').Il faut définir les variables de sortie utiles dans le module de 'Visualisation'

Cinquième module : Interaction

Il définit les interactions entre chaque pièce et introduit les premières hypothèses portant sur les contacts, les contraintes et les connections éventuelles.

Sixième module : Load

L'utilisateur définit le système à partir de 'Create Boundary Condition' et de 'Create Load' :

La partie 'BC' regroupe tous les mouvements possibles que l'on rencontre, le nombre de degrés de liberté pour chaque pièce.

La partie 'Load' regroupe l'ensemble des forces auxquelles le système est soumis.

Septième module : Mesh

Afin qu'ABAQUS maille correctement, il faut remplir des conditions satisfaisantes et facilitant le calcul numérique, dans le module 'Mesh'. En effet, l'art du maillage

repose essentiellement sur deux critères : Les éléments de maillage (par exemple, hexaédriques, cubiques, tétraédrique dans « Mesh Control ») et la complexité topologique de chaque pièce.

Huitième module : Job

Le module 'Job' reprend les caractéristiques de calcul dans le module 'Step'.

Nous pouvons lancer plusieurs calculs différents.

Neuvième module : Visualisation

L'utilisateur voit le résultat du calcul numérique dans 'Result' : soit par la visualisation des déformations dans 'Field Output' : Par Exemple, les déformations, les contraintes, les vitesses ou les forces nodales ; soit par les courbes dans '**History Output**' : Par exemple, l'énergie cinétique ou l'énergie totale de l'ensemble du modèle, l'énergie de dissipation ou des déformations.

VI.4 description de rotor :

C'est quoi un rotor ?

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 17 roues, d'un arbre, de tirants et des aubes.

Chaque roue comporte des rainures brochées dans les quelle s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.

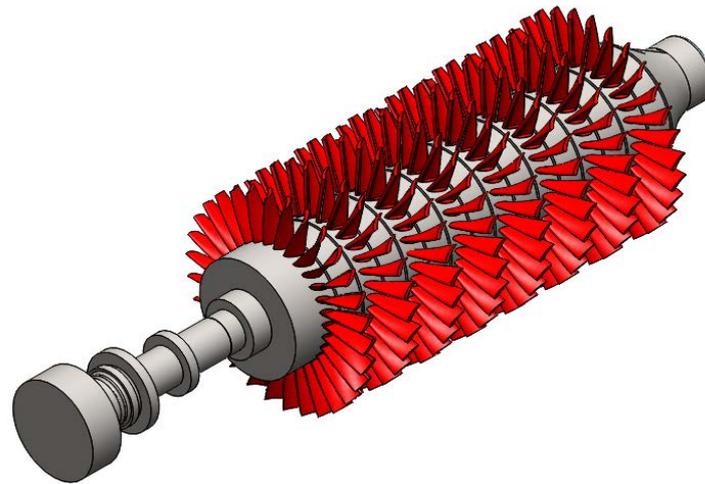


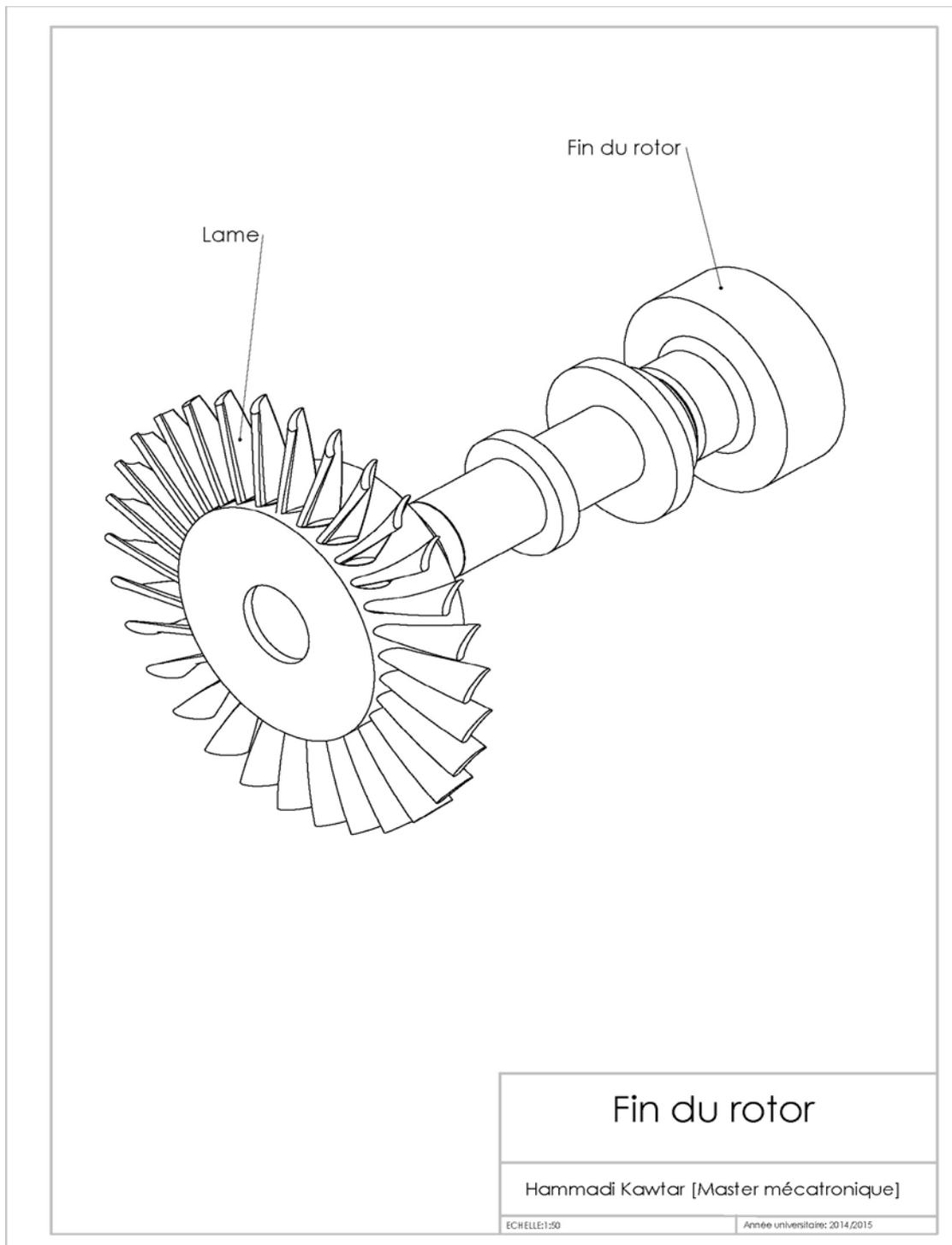
Figure VI.1 : rotor à turbine a gas

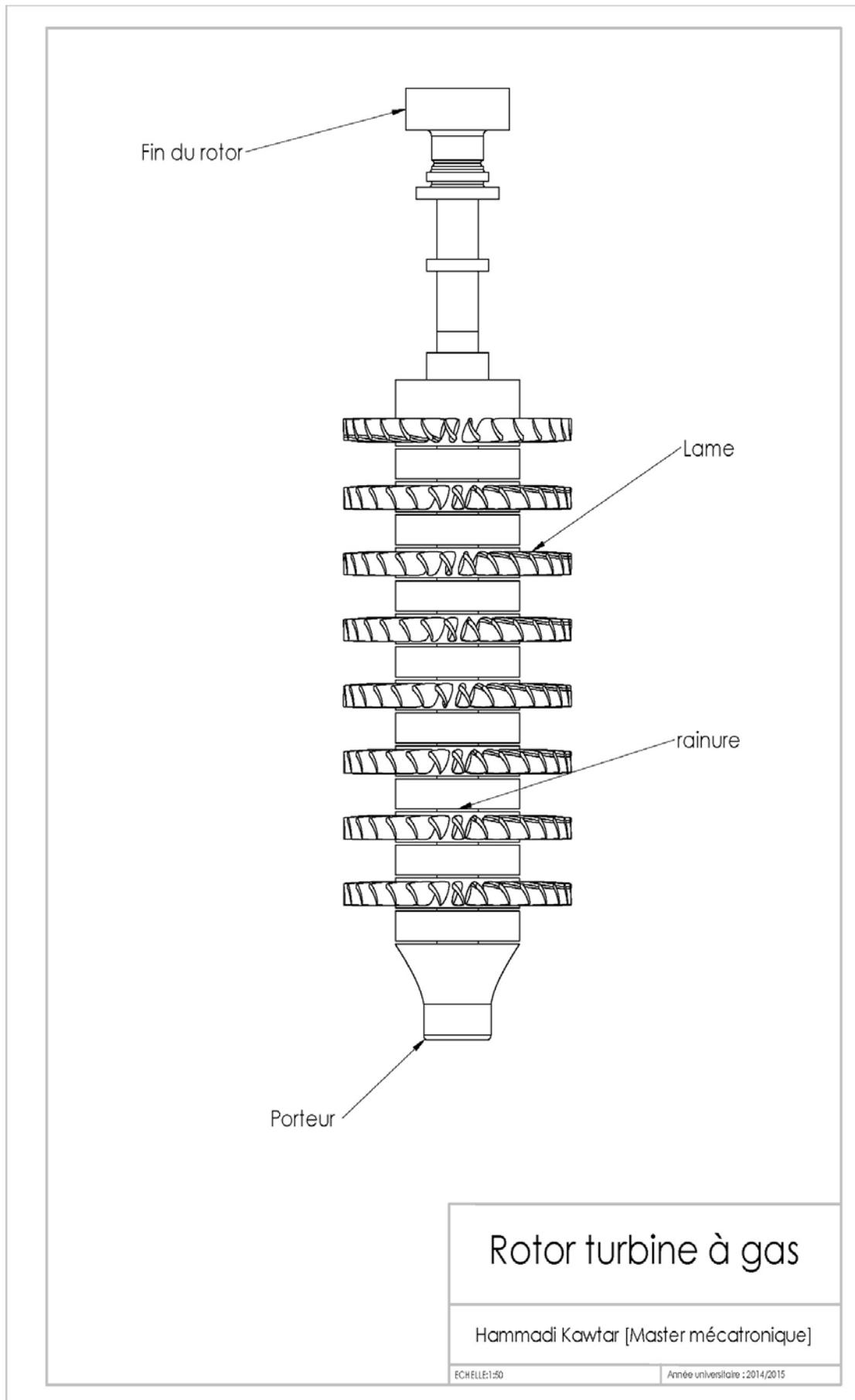
VI.5 Assemblage du rotor:



Figure VI.2 : assemblage du rotor

VI.6 La mise en plan:





Rotor turbine à gas

Hammadi Kawtar [Master mécatronique]

ECHELLE:1:50

Année universitaire : 2014/2015

VI.7 Etude vibratoire de rotor :

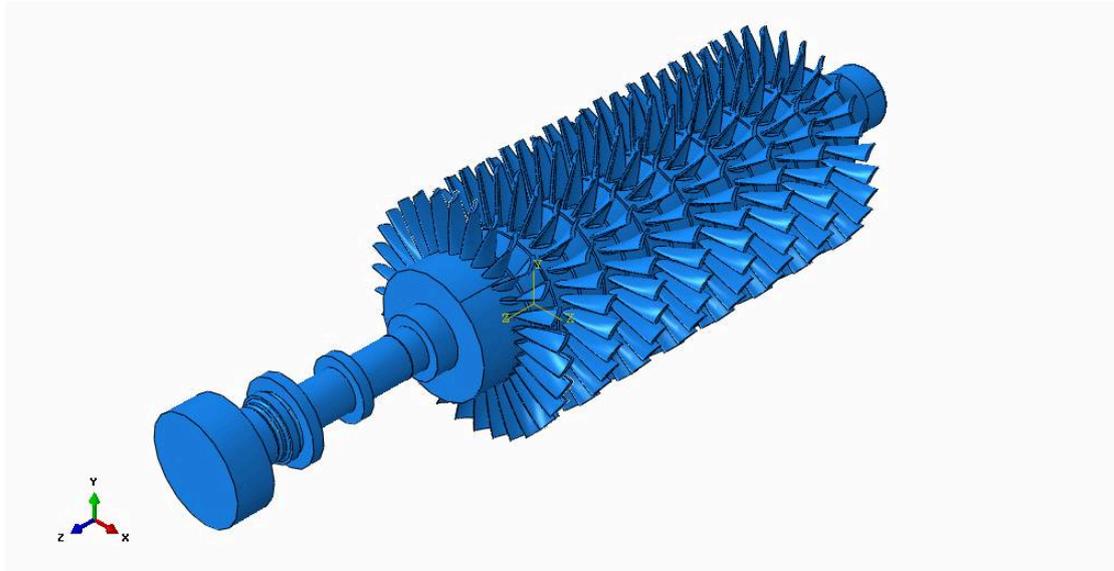


Figure VI.3 : présentation du rotor en abaqus

Dans cette étude je vais concentrer sur les lames parce que sont l'élément les plus importants qui préviennent des sollicitations.

VI.7.1 Les paramètres :

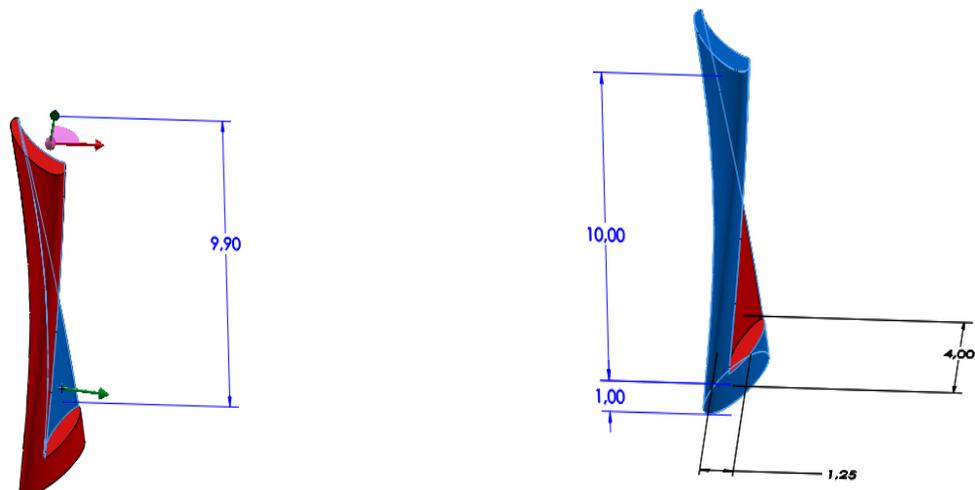
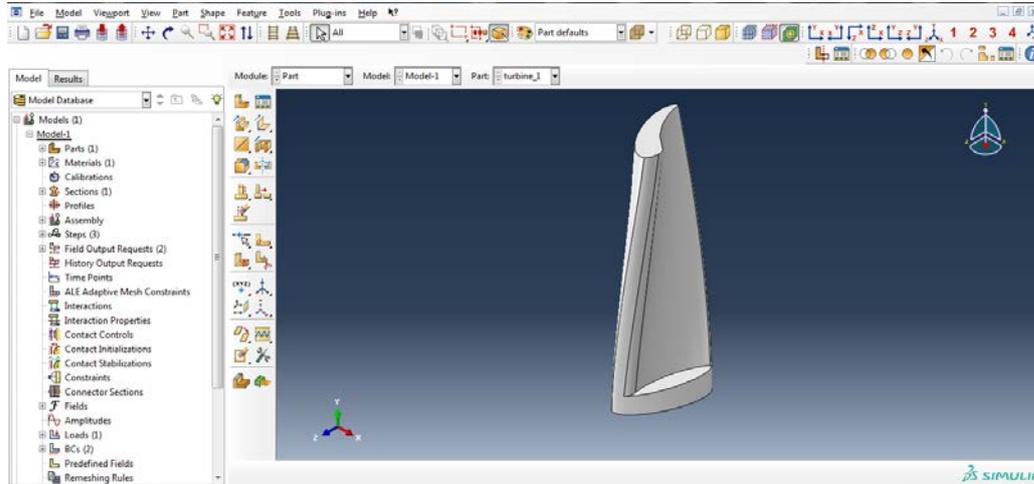


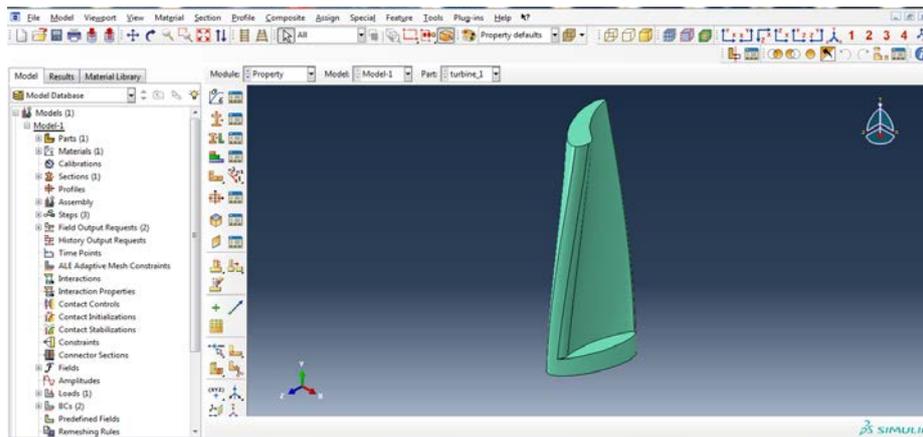
Figure VI.4 : cotation de lame

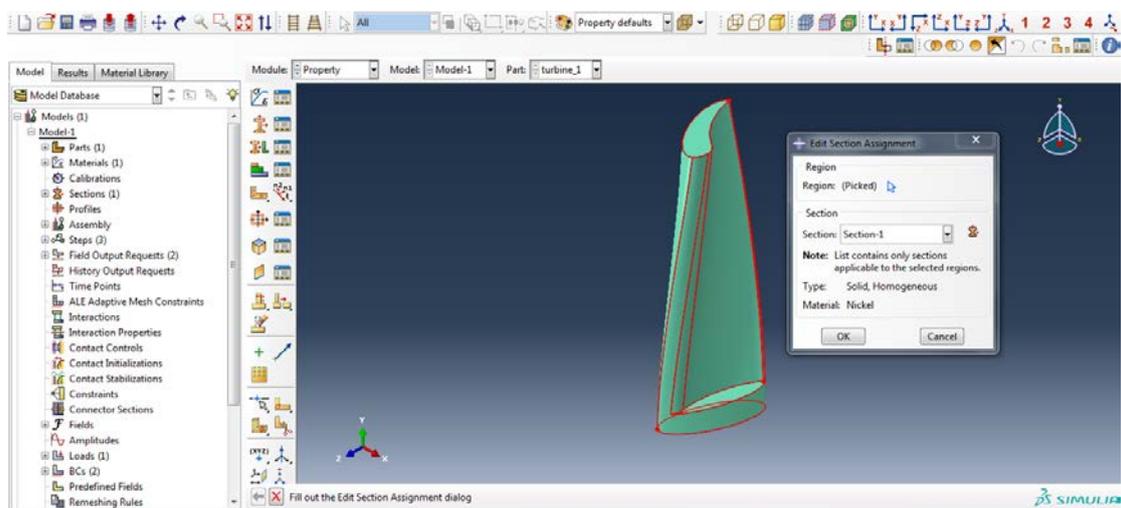
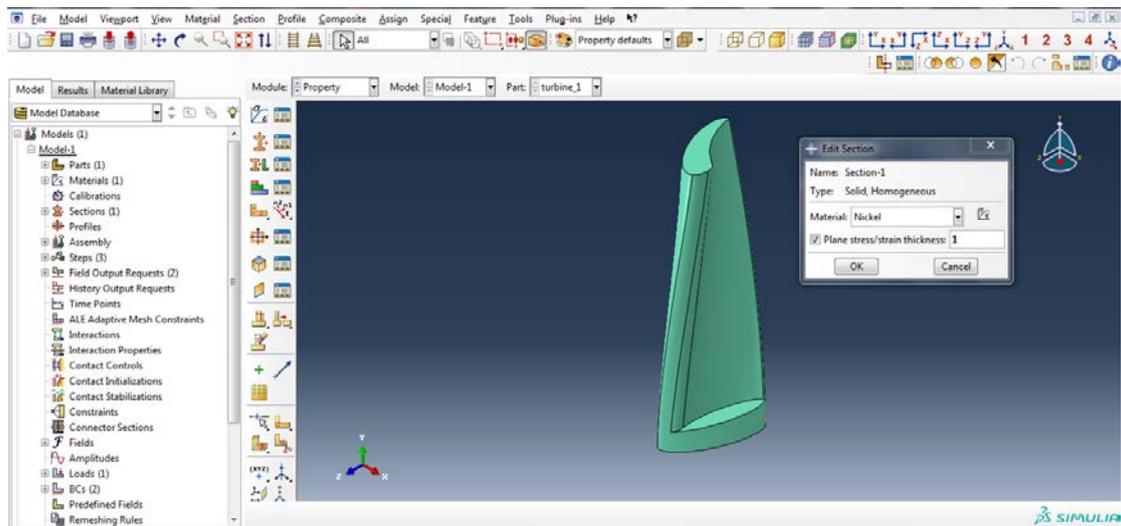
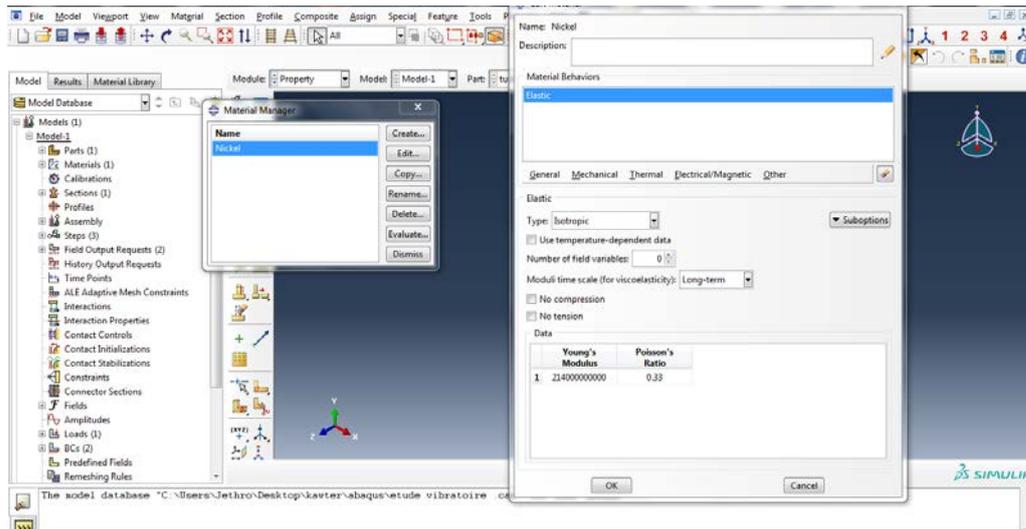
VI.7.2 es étapes de réalisation :

1 part :

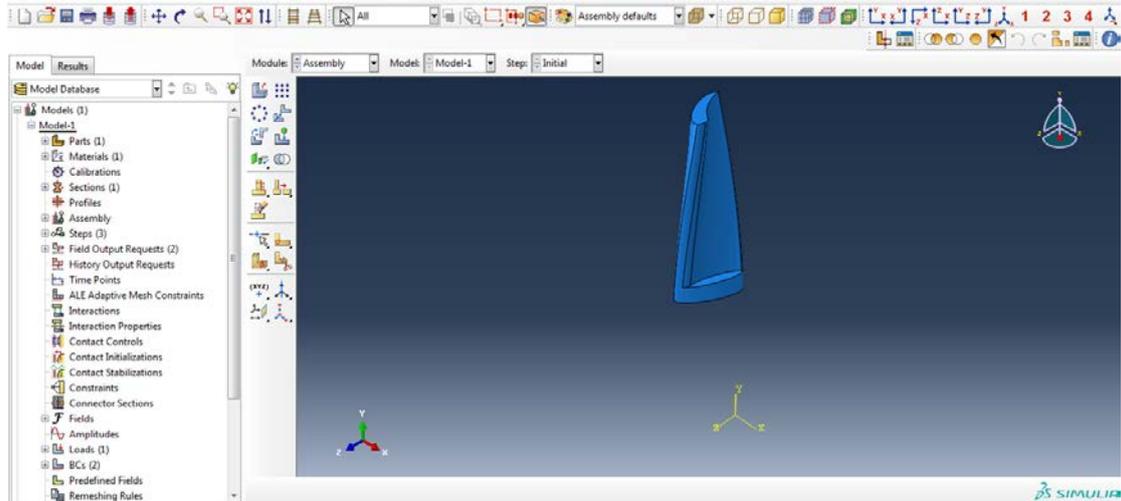


2 property :

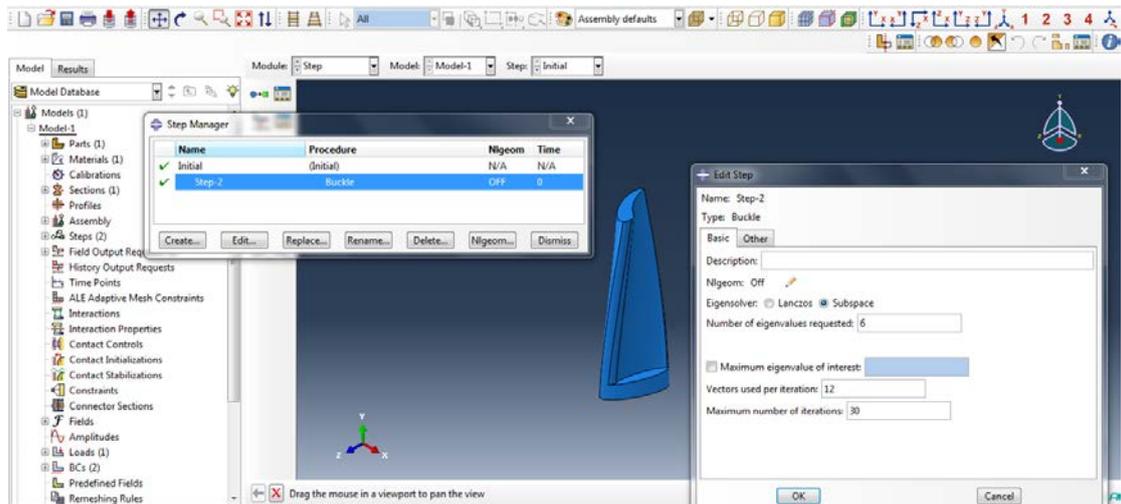




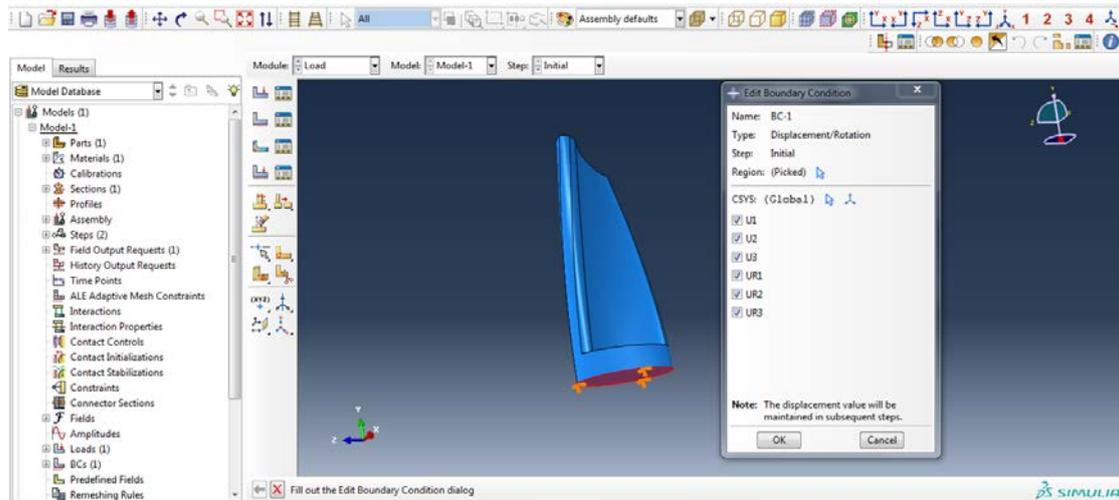
ASSEMBLY :



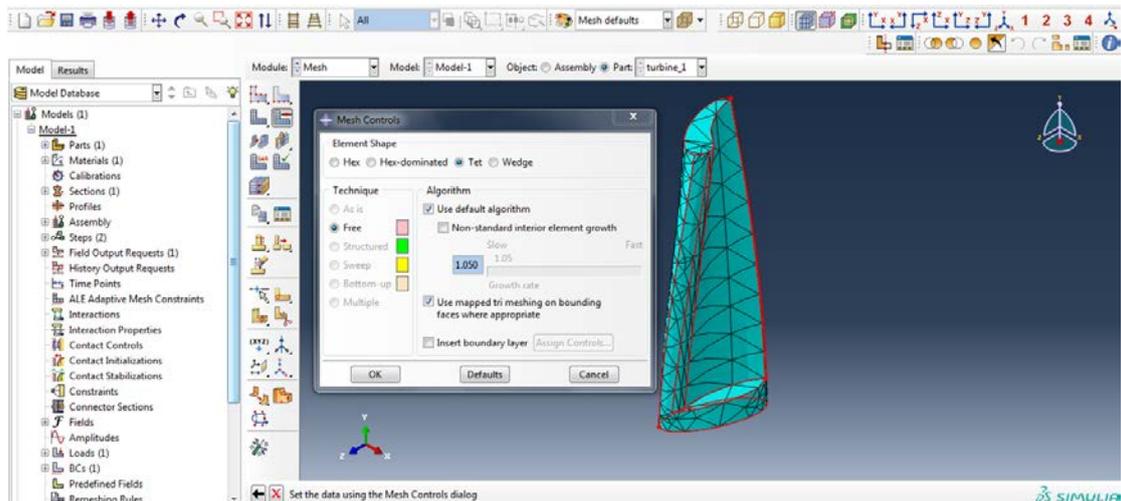
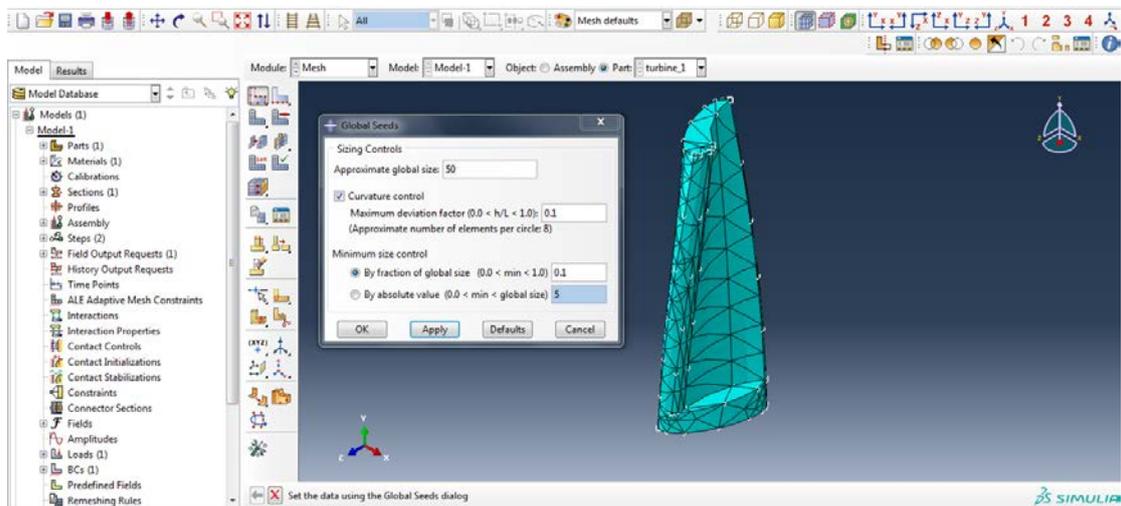
STEP :

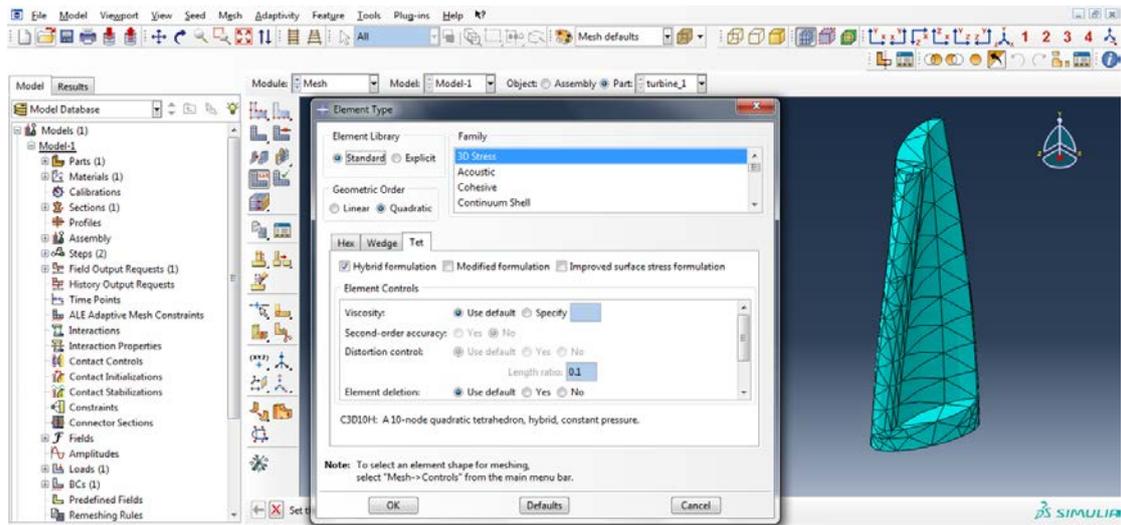


LOAD :

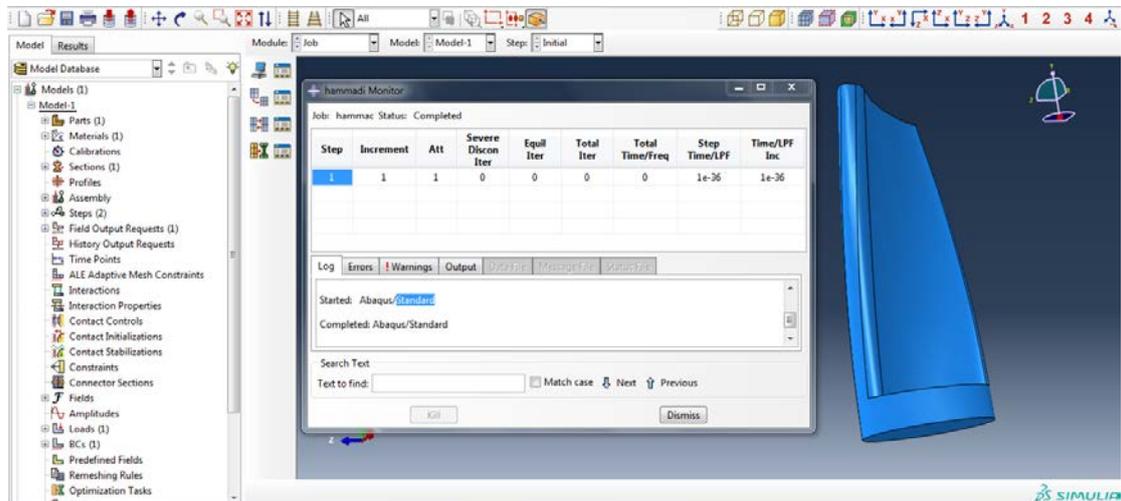


Mesh :





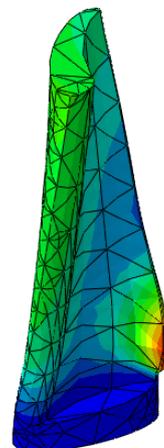
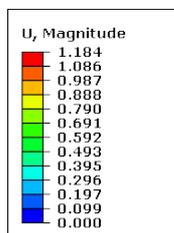
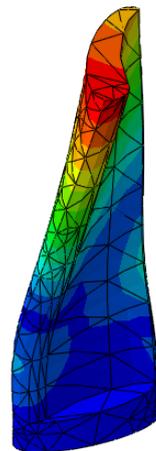
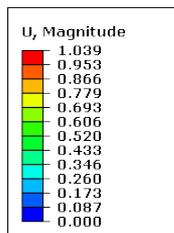
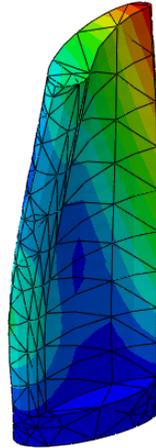
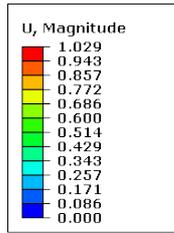
JOB :

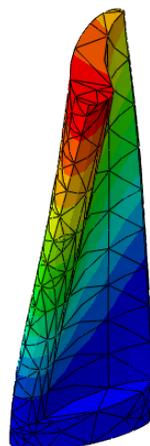
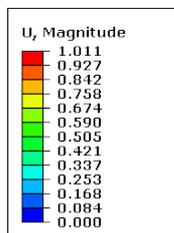
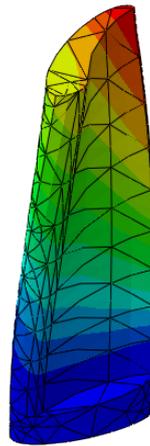
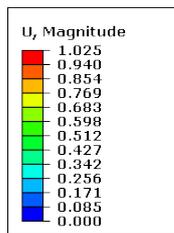
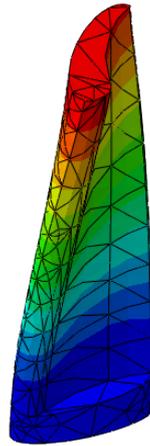
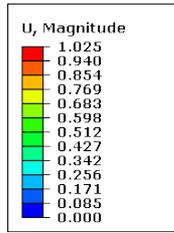


VI.8 RESULTAS :

On obtient des modes propres pour éviter une déformation au niveau des lames.

Je choisi les six premiers modes comme suit :





Conclusion générale

Actuellement, beaucoup de pays pensent à réduire l'importation des combustibles en utilisant des énergies renouvelables, ce qui a fait naître une concurrence féroce dans le marché international du gaz naturel, et entrainer une baisse de son prix de vente.

Pour réduire la facture de la consommation électrique ils ont pensé produire localement cette énergie à travers l'installation de cinq turbo alternateurs qui fonctionnent grâce au gaz local. Cette autonomie en alimentation électrique permet de produire du gaz GNL à un coût très concurrentiel sur le marché international.

Ce mémoire m'a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine pétrolier.

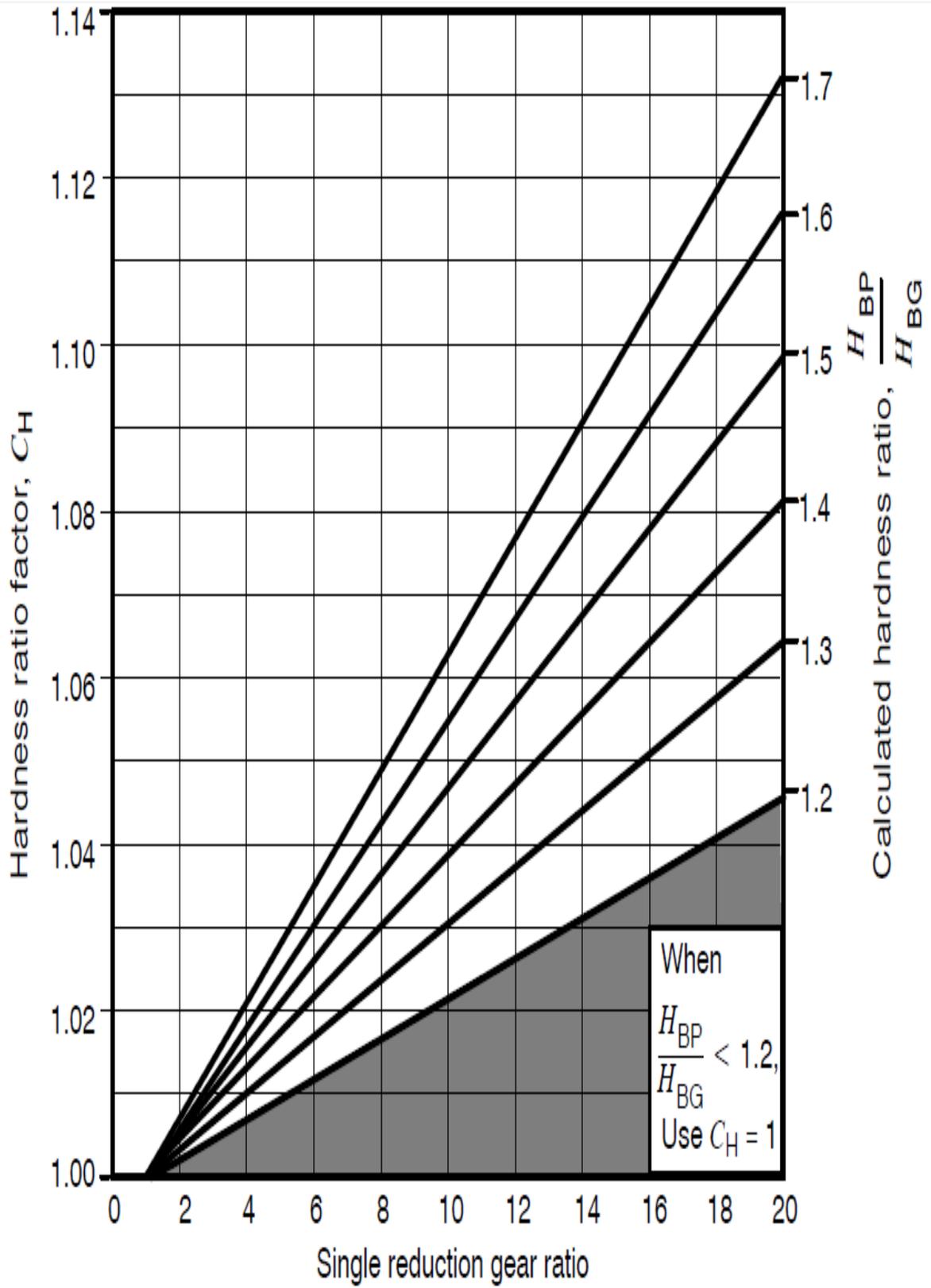
Ces machines connaissent un développement remarquable justifié à juste titre par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Je saisis l'opportunité de cette rubrique pour d'écrire les aspects positifs et les riches enseignements tirés de cette étude qui m'a permis en réalité non seulement d'accéder à de nouvelles connaissances mais aussi d'affûter et d'approfondir dans une large mesure, celles déjà acquises.

J'ai été amenée à apprendre comment l'adapter à mon projet et améliorer mes connaissances dans le domaine de l'industrie.

Enfin, je souhaite que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants concernés, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

Hardness ratio factor, C_H (trough hardened)



Allowable contact stress number , s_{ac} . For steel gears

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable contact stress number ²⁾ , s_{ac} lb/in ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened ⁴⁾	see figure 8	see figure 8	see figure 8	--
	Flame ⁵⁾ or induction hardened ⁵⁾	50 HRC	170 000	190 000	--
		54 HRC	175 000	195 000	--
	Carburized and hardened ⁵⁾	see table 9	180 000	225 000	275 000
	Nitrided ⁵⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000
NOTES					
1) Hardness to be equivalent to that at the start of active profile in the center of the face width.					
2) See tables 7 through 10 for major metallurgical factors for each stress grade of steel gears.					
3) The steel selected must be compatible with the heat treatment process selected and hardness required.					
4) These materials must be annealed or normalized as a minimum.					
5) The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 16.1.					

Annexe 4