République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
Spécialité Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Option : Energétique et thermiques des systèmes

THÈME

Calcul et tracé d'une roue centrifuge à simple courbure APN14 A de POVAL de Berrouaghia

Proposé et dirigé par :

Dr. ALLICHE Mounir

Co- Encadré par :

Dr. BENTCHIKOU Mohamed

Co – dirigé :

Mr.BENCHOUCHA kheireddine (POVAL Berrouaghia)

Présenté par :

DJELLAL Merouane

BEKHAITIA Youcef

2016/2017

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A mes parents, aucune dédicace ne saurait exprimer l''amour,

L'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu

Pour vous.

Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et

Nuit pour mon éducation et mon bien être.

A tous mes profs

A mes très chers frères et très chères sœurs

A toute la famille Djalal et Bekhaitia

A tous mes amis

A tous mes amis de la promotion de Génie Mécanique

Remerciements

En préambule à ce mémoire, nous remercions le Tout Puissant en qui nous avons puisé toute notre force et notre patience durant nos années d'études.

Nous souhaitant adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

Ces remerciements vont tout d'abord au corps professoral et administratif de la Faculté des Sciences et technologie de Médéa, pour la richesse et la qualité de leur enseignement et qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.

Nous tenant à remercier sincèrement Monsieur ***Dr . ALLICHE MOUNIR*** *et notreco-encadreur* ***Dr. BENTCHIKOU Mohamed*** *ainsi que* ***Mr. BENCHOUCHA Khireddine*** *(POVAL) qui, en tant que Directeurs de mémoire, se sont toujours montrés à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'ils ont bien voulu nous consacrer et sans qui ce mémoire n'aurait jamais vu le jour*

Nous tenons aussi à remercier les responsables de l'entreprise POVAL de Berouaghia pour ,nous avoir donné l'occasion de faire un stage pratique

Nous exprimons nos vifs remerciements à messieurs le Président et Membres de jury d'avoir accepté de nous honore de juger notre travail

On n'oublie pas nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience. Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours encouragées au cours de la réalisation de ce mémoire. Merci à tous et à toutes.

Sommaire

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1introduction …… ...01

I.2- Composants d'une pompe centrifuge ……..03

I.2.1- Roue (turbine, rotor) ……..…..03

I.2.2 –Distributeur……04

I.2.3- Diffuseur (l'aube)……...05

I.2.4Volute……05

I.2.5- Divergent (sortie)……05

I.3 -Principe de fonctionnement…… … 05

I.4 - Classification des pompes centrifuges……... 06

I.4.1- Forme de la roue……06

I.4.2 Forme du corps de pompe……..06

I.4.3 Nombre de roues……06

I.4.4. La position de l'axe…… 07

I-5- Avantages de la pompe centrifuge…… 07

I.5.1- inconvénients de la pompe centrifuge……..... .08

I.5.2- Conditions d'installation et d'entretien……08

I.5.3 -Etanchéités et graissages……...08

I.5.4- Utilisation des pompes…….....09

I.6-Calcul théorie des pompes……..... 09

I.6.1- Relations de BERNOULLI……09

I.6.2-Théorème D'EULER……...10

I.6.2.1- Action d'un fluide sur un coude de conduite……...11

I.7 - Caractéristique dans un système de pompage…….. 12

I.7.1- Hauteur d'aspiration, de refoulement et d'élévation……...12

I.7.1.1- Hauteur géodésique d'aspiration d'un système de pompage……12

I.7.1.2- Hauteur d'aspiration d'une pompe……12

I .7.1.3-Hauteur manométrique d'aspiration d'un pompe…….....13

I.7.1.4 - Charge nette à l'aspiration…… 13

I.7.1.5- Hauteur de refoulement géodésique d'un système de pompage…….. 13

I.7.1.6- Hauteur de refoulement d'une pompe…… .13

I.7.1.7- Hauteur de refoulement manométrique d'une pompe……. 13

I.7.1.8 Hauteur géodésique d'élévation d'un système de pompage……..14

I.7.1.9 Hauteur d'élévation manométrique d'une pompe…….14

I.7.1.10 Hauteur d'élévation effective d'une pompe……....14

I.7.2 Débits…… ..14

I.7.2.1- Débit théorique……....14

I.7.2.2 - Débit normal……...14

I.7.2.3 -Débit réel…… .. .15

I.7.2.4 -Débit optimal…….....15

I.7.2.5 -Débit interne…….....15

I.7.3-Puissances…….....15

I.7.3.1- Puissance absorbée……15

I.7.3.2- Puissance effective……..…..15

I.7.4-Rendements……..15

I.7.4.1-Rendement hydraulique ……15

I.7.4.2- Rendement volumétrique……...16

I.7.4.3-Rendement interne……..16

I.7.4.4-Rendement mécanique……....16

I.7.4.5-Rendement global……16

I.7.5-Pertes énergétiqu dans une turbopompe…….....17

I.7.5.1-influence de la vitesse de rotation sur le rendement d'une pompe……..…17

I.7.5.2-les pertes hydrauliques et le rendement hydraulique d'une pompe…….....18

I.7.5.3- Pertes volumétriques…….....18

I.7.5.4- Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue……...19

I.7.5.5- Pertes mécaniques……..19

I.7.6-Courbe de réseau…….....20

I.7.6.1- Choix d'une Pompe …….....21

I.7.6.2-N.P.S.H……..22

Chapitre II : traçage et calcul de la Roue

II.1- introduction……..23

II.2- calcul d'une roue avec aubes à simple courbure……24

II.2.1- Entrée de la roue……26

II.2.2 sorti e de la roue……..30

II.2.3 tracé ponctuel (méthode de pfleiderer)……...32

II.3- Cac de la roue étudiée……..…… 35

II.3 .1 –DONNEES…….....35

II.3.2 -La Vitesse spécifique…….....35

II.3 .3- Rendement hydraulique de la pompe……...35

II.3.4 - Rendement volumétrique…….....36

II.3 .5 - le débit dons de la roue……...36

II.3 .6 -le Rendement mécanique……....36

II.3.7 -le Rendement global…….. 36

II.3.8 -la puissance de pompe et le moteur d'entrainement …… 36

II.3 .9 -Diamètre d'arbre et diamètre moyen……..……..... 37

II.3.10-le diamètre de l ouïe de la roue……...…....37

II.3.11-Angle d'entrée de l'aube B'1 ……....38

II.3.12-largeur d'entrée b1…….....38

II.3 .12.1 -triangle de vitesse d'entrée……...39

II.3 .12.2 le diamètre de la roue (d2) ……..…39

II.3.12.3 Largeur de la roue à la sortie b_2 ……41

II.3.12.4 Triangle de vitesse de sortie.....41

Chapitre III : Présentation d'un logiciel CF turbo

III.1-Introduction ……46

1- Les Etapes principales de la conception de la Roue……...…46

1.1-dimensions principales……...46

1.2- Contour méridien …….....46

1.3- Angles des aubes……...46

1.4- Lignes moyennes……...47

1.5-Profils des aubes ,bords d'attaque……..47

1.6- Vues 3D …….....47

1.7- Exportation des données ……...47

1.8-Estimation des champs caractéristiques……..…47

III.2- Etude calcul et tracé de la roue par Cturbo……48

1- global setupe…….. ……...48

2- Impeller / main dimension……51

3- méridional contour……...53

4- Impeller / Blade properties……...…….55

5 - Impeller / blade mean lines……..56

6 - Impeller /blade profiles…… . .… ..58

7- Impeller / blade edges ……..59

8- Impeller / CFD setup ……...61

9- Impeller / Model settings……..62

10- Impeller / Model fininishg…….....63

11-Project | Export…….…..64

III.3- Avantages de CF turbo…….64

Chapitre IV : étude par CF turbo

IV-Résultats de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique de la Roue d'une pompe centrifuge à simple courbure

I- Données……..65

I-1-Paramètres hydrauliques……..65

I-2-Paramètres de constructions……65

II-1-calcul et tracé de la roue par Cf turbo……65

Conclusion ……77

Chapitre V :Conception de la Roue

V .1–présentation de solide Works……..……..77

V.1.1- Historique…….……77

V.1.2- Fonctionnement …… ……. ...77

V.1.3- Les pièces…….……..77

V.1.4 différent fonction logicielles ……....77

V.1.4.1- les assemblages……..……..78

V.1.4.2- les mises en plan……..78

V.1.4.3-Vues……..78

V.1.4.4- Cotation…….……...78

V.1.4.5-Fond de plan…….……79

V.1.4.6-Nomenclature ……..……79

V.1.4.7-Les extensions des fichiers ……..…….....79

V .2 Conception de la Roue APN 14 A par solidWorks ……80

1- Model finis par CF turbo……80

Conclusion générale…….....90

Référence Bibliographiques…….....…….91

Liste des figures

Chapitre I :

Figure. (I.1) : pompe volumétrique a' membrane (alternative)……..01

Figure. (I.2) : pompe volumétrique Péristaltique (Rotative) ……..01

Figure. (I.3): bombe centrifuge ……..02

Figure. (I.4) : pompe- hélice ……...02

Figure. (I.5) : pompe hélico-centrifuge……02

Figure. (I.6) schématique d'une pompe centrifuge ……03

Figure. (I.07) types des roues des pompes centrifuges……...04

Figure. (I.08): Príncipe de fonctionnement……06

Figure. (I.10) : pompes multicellulaires à l'arbre horizontal……07

Figure. (I.11) : action d'un fluide sur un coude de conduit……11

Figure. (I.12) : Rendement totaux de turbopompe de débit divers en fonction de leurs vitesse spécifique (worthington)…….17

Figure. (I.13) : courbe de coefficient de rendement volumétrique n_v en fonction de la vitesse spécifique n_s de la pompe …….19

Figure. (I.14) : courbe HMT-courbe réseau -courbe pointe de fonctionnement……20

Figure. (I.15) N.P.S.H : en fonction du débit de premier étage d'une pompe centrifu.……22

Chapitre II :

Figure. (II.1) : courbes des coefficients des vitesses K_{vm1} K_{vm2}**en** fonction de la vitesse spécifique n_s 23

Figure. (II.2) : types de roues de pompe centrifuge on fonction de la vitesse spécifique……..24

Figure. (II.3) : puissance de la machine d'entrainement en fonction de la puissance Absorbée da la pompe ……..25

Figure. (II.4) profil de la roue d'un pompe centrifuge dont l'arête d'entrée de l'aube est parallèle a' l'axe de la roue et dont le moyeu est muni d'une orifice de passage…….25

Figure. (II.5) profil de la roue d'un pompe centrifuge dont l'arrête d'entrée de l'aube est parallèle a l'axe de la roue en porte-a'- faux (fixée sur l'extrémité de l'arbre)……..25

Figure. (II.6) : triangle des vitesses d'entrée, compte tenu de l'angle d'attaque δ_1……27

Figure. (II.7) profile de la roue d'un pompe centrifuge a' aube prolongée vers l'entrée……29

Figure. (II.7) triangle des vitesse d'entrée, la vitesse périphérique étant variable le longe de l'arête de l'aube……..29

Figure. (II.8) : tracé ponctuel de la forme des aubes (méthode de pleinderer)……...31

Figure. (II.09) : variation des grandeurs **w, v_m** et **β** en fonction du rayon r……33

Figure. (II.10) : triangle de vitesse d'entrée d'une roue avec aubes sons courbure ……..38

Figure. (II.11) : le triangle de vitesse sortie……41

Figure.(II.12) la courbe de vitesse méridienne en fonction de rayon ……**.**44

Figure. (II.13) la courbe d'angle (thita) en fonction du rayon……45

Fig(II.14) : la courbe de vitesse W en fonction du rayon…….45

Chapitre III :

Figure (III-1) : l'écran démarré……..48

Figure. (III-2) : sélection une nouvelle pompe……49

Figure. (III-3) : création nouvelle aube……...50

Figure. (III-4) : calcul des dimension « setup » valeurs…….**....**51

Figure. (III.5) : calcul Dimensions principales pour les rendements…….51

Figure. (III.6) : calcul des dimensions principales……52

Figure. (III-7) : tracé du contour méridien……..53

Figure. (III-8) : options d'affichage…….54

Figure. (III-9) : Caractéristiques de l'aube (setup)……..55

Fig. (III-10) : Caractéristiques de l'aube (angles)……55

Figure (III-11) : lignes moyennes de lame……..56

Figure (III-12) : Mode de conception……..57

Figure (III-13) : pale principale……..58

Figure (III-14) : bord d'attaque de l'aube……..59

Figure (III-15) : bord de fuite de l'aube……59

Figure (III-16) : vue frontale ……60

Figure (III-17) : vue en 3D……60

Figure (III-18) : graphe H en fonction de Q…….61

Figure (III -19) : Tracé extension……..61

Figure (III-20) : la finition de lame …….. .. 62

Figure (III-21) : Model setting…….63

Figure (III-22) : Model finishing…….63

Figure (III-23) : Export project……64

Chapitre IV :

Figure (IV-1) : calcul des paramètres…….65

Figure (IV-2) : main dimensions setup……...66

Figure (IV3) : paramètres principales……66

Figure (IV-4) : calcul des dimensions principales……..67

Figure (IV-5) : tracé du contour de la méridienne……..68

Figure (IV-6) : options d'affichage (cm surfaces)……..68

Figure (IV-7) : options d'affichage (Area circle)……69

Figure (IV-8) : tracé de la roue……...69

Figure (IV- 9) : Caractéristiques de l'aube (traigle des vitesse) ……..70

Figure (IV-10) : Caractéristiques de l'aube (values)……..70

Figure (IV-11) : lignes moyennes de lame…….71

Figure (IV-12) : vue frontale (x-y)…….71

Figure (IV-13) : pale principale…….72

Figure (IV-14) : les pales en 3D……...72

Figure (IV-15) : tracé de pointe : bord d'attaque (l-s)……73

Figure (IV-16) : bords de fuite (l-s)……73

Figure (IV-17) : la forme d'l'aube en finale……...74

Figure (IV-18) : Tracé extension……...74

Figure (IV-19) : réglage du model……75

Figure (IV-20) : finition du model……..75

Figure (IV-21) : model 3D……76

Figure (IV-22) : caractéristique de la pompe H=f(Q)……...76

Figure (IV-23) : Evaluation de la cm fonction de M……...77

Chapitre V

Figure (V-01) : Roue d'une pompe centrifuge conçue par CF-turbo…….80

Figure (V-02) : transfère de Cf. turbo vers solide Works……...80

Figure. (V-03) : création d' une surfaces décalée (1)……..81

Figure (V-04) : création d'une surfaces décalée (2)……...81

Figure (V-05) : création d'une surfaces prolonger (1)……82

Figure (V-06) : création d'une surface prolonger (2)……..82

Figure (V-07) : création d'une surface prolonger (3)……..83

Figure (V-08) : Restreindre surface……..83

Figure (V-09) : création une surfaces décalée (3)……84

Figure (V-10) Supprimer Face……..84

Figure (V-11) : surface cousue…….85

Figure (V-12) : création du nombre d'aubes par répétions……..…85

Figure (V-13) : création du lignes de d'intersection……..……..…86

Figure (V-14) : esquisse le profil de flasque avant et arrière par variation de b et r…….....86

Figure (V-15) création de révolution…….87

Figure (V-16) : extrusion de la matière d'inférieure de flasque……87

Figure (V-17) : création de rainure de clavète sur diamètre de l'arbre…….88

Figure (V-18) : création mise en plan……..88

Figure (V-19) : model final par solidworks……89

Liste de tableau

Tableau 01 : calcul des dimensions d'entrée et de la sortie de la roue……41

Tableau 02 : Calcul manuel de TRACE PAR POINTS DE L'ALLURE de L'AUBE…...43

Introduction générale

Les deux derniers siècles passés ont connu un progrès considérable dans la mise au point et le développement des techniques de conception et de fabrication de différents types de pompe et pour une gamme d'applications très large.

En effet, le développement dans le domaine des moteurs électriques accouplés aux pompes et le progrès dans les méthodes d'élaboration de nouveaux matériaux à hautes qualités sont les éléments les plus importants de ce progrès.

Cependant, la conception et le calcul d'une roue centrifuge demeurent toujours un souci de premier ordre pour les ingénieurs des bureaux d'étude spécialisés dans ce domaine.

Dans ce contexte, l'entreprise POVAL de Berrouaghia (à 24 Km de MEDEA), en tant que leader dans la fabrication des pompes en ALGERIE, veut utilisé les nouveaux outils de calcul, de simulation et de conception dans le processus de développement d'une roue centrifuge à travers sa coopération avec l'université de MEDEA et en particulier le département de génie mécanique.

C'est dans ce cadre qu'on veut répondre, à travers cette étude, à ce besoin. On propose une démarche générale de dimensionnement et d'optimisation dans la conception et l'analyse des performances des pompes centrifuges.

La définition géométrique de la roue est réalisée à partir d'une méthode de calcul à simple courbure. Pour cela, on a utilisé le logiciel CFTURBO.10.2 pour le calcul et le dimensionnement d'une roue centrifuge selon la méthode simple courbure. proposée par TRROSKOLANSKI. Une comparaison avec les résultats calculés manuellement sera établie.

Lors de notre stage pratique au niveau de l'entreprise POVAL, le bureau des méthodes nous a proposé d'entamer l'étude et la conception de la serie de pompes

APN. Nous présentons dans ce mémoire le calcul et la conception de la roue centrifuge APN 14, une pompe immergée fabriquée au niveau de l'entreprise POVAL de Berrouaghia. Les résultats obtenus par le calcul seront exploités pour la réalisation des mises en plans à l'aide du logiciel SOLIDWORKS.

Pour ce faire, le présent travail est constitué, outre l'introduction et la conclusion générale, de cinq chapitres principaux :

- Le premier chapitre contient des généralités sur les pompes centrifuges
- Le deuxième chapitre traite le traçage et le calcul hydraulique
- Le troisième chapitre, représente de logiciel CFturbo (pompe)
- Le quatrième chapitre donne Résultats de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique de la Roue d'une pompe centrifuge à simple courbure à l'aide du logiciel CFTURBO 10.2..
- Le cinquième chapitre presente Une étude et conception par SOLIDWORKS

Résumé :

Ce travail traite un problème de conception de la Roue pompe centrifuge proposée par l'entreprise POVAL de Berrouaghia .

- l'objectif est de notre travail est le calcul et le traçage d'une roue centrifuge à simple courbure APN 14 roue A .
- On va étudier les dimensions principales de la roue APN 14 A par deux méthodes: calcul manuel et calcul par logiciel CFturbo à base des paramètres hydrauliques
- Enfin, on va transférer la roue conçue par CFturbo vers Solid Works pour établir les mises en plan de cette roue APN14A .

Mots clés : turbomachines, Pompes hydraulique, Roue centrifuge, CAO

Summary

This work deals with a problem of design of the Wheel centrifugal pump proposed by the company POVAL of Berrouaghia.

 the objective isour work is the calculation and plotting of a centrifugal wheel with single curvature APN 14 wheel A.

 We will study the main dimensions of the APN 14 A wheel by two methods: manual calculation and calculation by CFturbo software based on the hydraulic parameters

 Finally, we will transfer the wheel designed by CFturbo to SolidWorks to establish the drawings of this APN14A wheel.

Keywords: turbomachines, Hydraulic pumps, Centrifugal wheel, CAD.

ملخص

.هذا العمل يتعامل مع مشكلة تصميم مضخة الطرد المركزي عجلة مقترح من قبل شركة بوفال من برواغية

الهدف هو عملنا هو حساب والتآمر من عجلة الطرد المركزي مع انحناء واحدAPN 14 عجلة.A

سوف ندرس الأبعاد الرئيسية للعجلة APN 14 بطريقتين: الحساب اليدوي والحساب بواسطة برنامج كفتوربو استنادا إلى المعلمات الهيدروليكية

وأخيرا، سوف نقوم بنقل العجلة التي صممها كفتوربو إلى سوليدووركس لإنشاء رسومات هذه العجلة .APN14A

الكلمات الرئيسية: توربوماشينس، المضخات الهيدروليكية، عجلة الطرد المركزي، كاد

I. 1 : introduction :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines Communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la Pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du Fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements dont:

a) les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.

b) les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités etc.

c) les caractéristiques de l'écoulement: vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression etc.

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

Les pompes volumétriques comprenant les pompes alternatives (à piston diaphragme,..)

Et Les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).

Fig(1.2)



Fig . I.1 pompe volumétrique a' membrane (alternative) [3]



Fig . I.2 pompe volumétrique Péristaltique (Rotative) [3]

Les turbopompes sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice et hélico - centrifuges. (Figure I.3, I.4, I. 5)

Dans le domaine de pompage de l'eau (alimentation en eau potable, traitement et évacuation des eaux usées), les pompes les plus fréquemment utilisées sont les pompes centrifuges [1] .

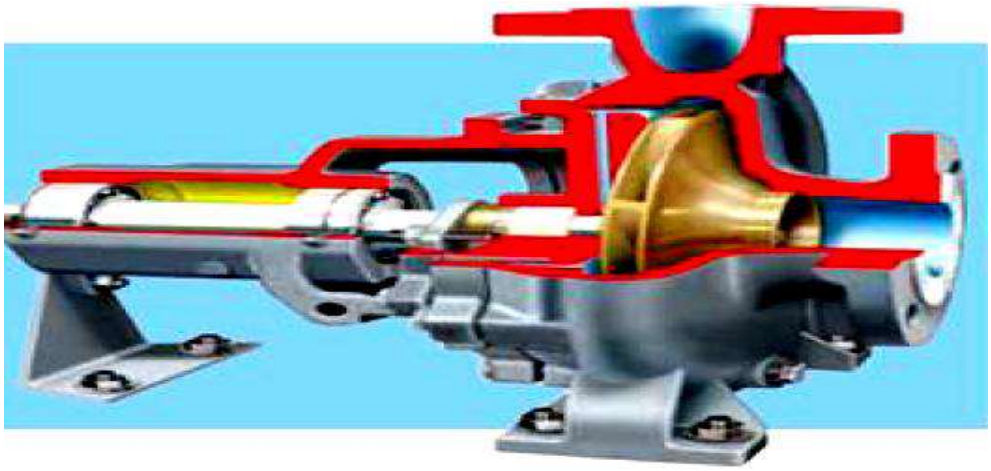


Figure.* I.*3 *: Pompe centrifuge [2]*

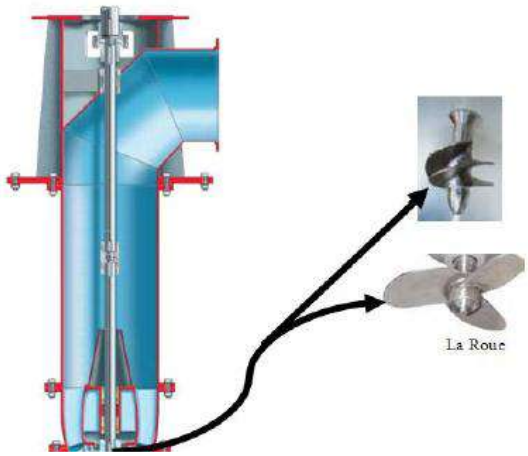


***Fig.* I.*4* :** *Pompe- hélice [2]*



***Fig.* I.*5* :** *Pompe hélico-centrifuge[2]*

.

La figure **I**.6 représente les différents éléments constituant une pompe centrifuge.

En effet, comme toute turbomachine, la pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Une partie mobile.
- Une partie fixe.

Toute machine qui communique de l'énergie mécanique à un liquide peut être regroupée sous L'appellation de pompe. Cette énergie se manifeste essentiellement sous deux Forme:

- Cinétique pour le débit.
- potentielle pour la pression.

Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé .

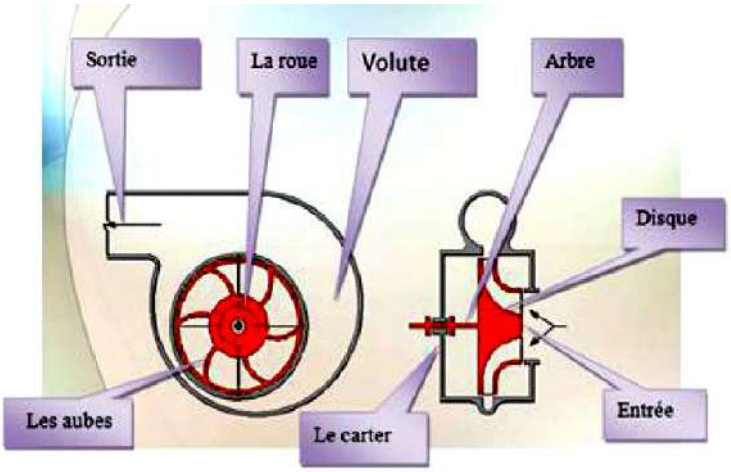


Fig .I.6 schématique d'une pompe centrifuge [2]

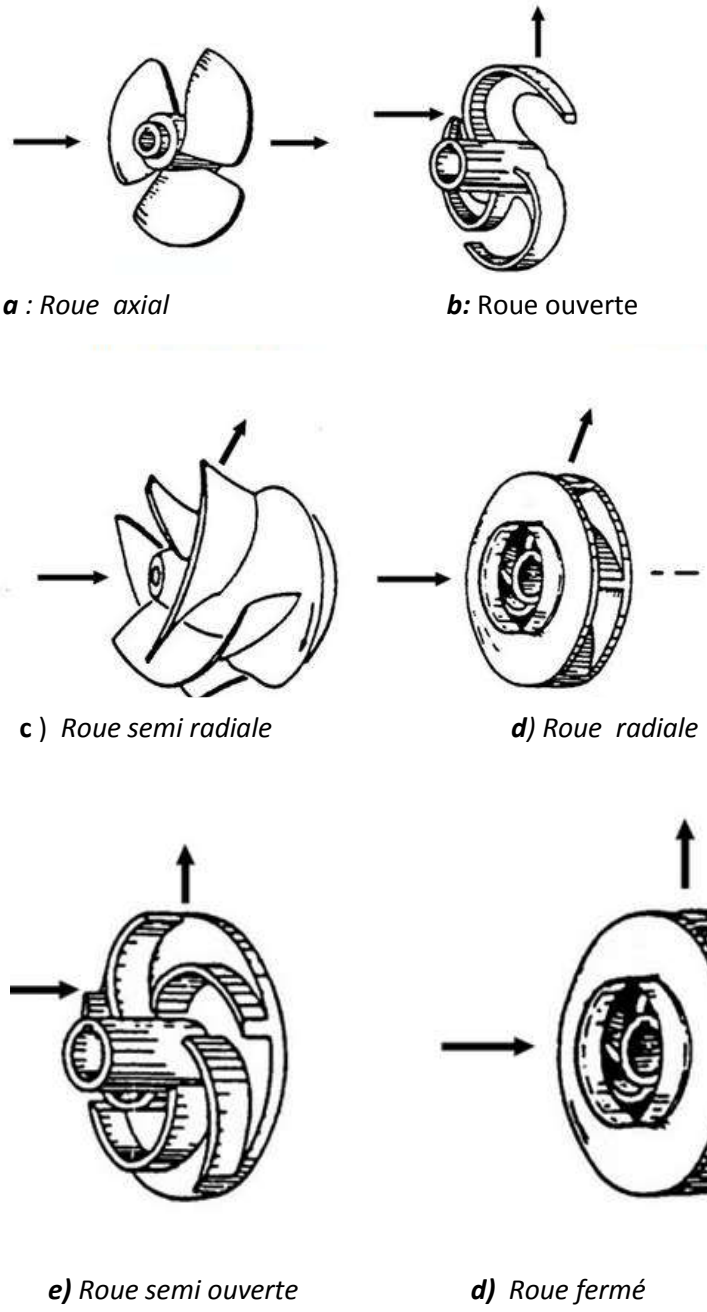
I.2. Composants d'une pompe centrifuge [2.3]

I.2.1. Roue (turbine, rotor) :

Les roues axiales sont plutôt utilisées pour des débits élevés et de faibles HMT tandis que les roues radiales génèrent des HMT plus élevées pour des débits moindres.

Plusieurs roues peuvent être associées en série sur un même arbre de manière à augmenter la HMT globale de la pompe que l'on appelle pompe multicellulaire. On trouve parfois une roue double en parallèle, l'objectif étant alors d'augmenter le débit.

Les roues des pompes centrifuges sont également appelées impulseur, turbine, ou hélice (selon forme) (Fig .I .07)



***a** : Roue axial* **b:** Roue ouverte

c) *Roue semi radiale* ***d**) Roue radiale*

***e)** Roue semi ouverte* ***d)** Roue fermé*

Fig . I.07 types des roues des pompes centrifuges [3]

I.2.2 Distributeur :

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluide à l'entrée de la roue.

I.2.3 Diffuseur:

Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie l'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant.

I.2.4 Volute :

Une volute est un entonnoir incurvé qui augmente dans la taille permet le ramcage du liquide à la sortie de la roue et orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression.

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle, en aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires

I.2.5 Divergent (sortie) :

Le diffuseur est un cône divergent, il permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle et la liaison de la pompe à la conduite de refoulement

I.3 Principe de fonctionnement : [4,5]

Une pompe centrifuge est constituée des éléments principaux suivants : (figure I.09)

- une roue à aubes tournant autour de son axe
- un distributeur dans l'axe de la roue
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelé volute.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixes) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie

Le principe de fonctionnement de la pompe centrifuge consiste dans le déplacement du liquide de coté d'aspiration vers le coté de refoulement. Ce déplacement s'effectue par la présence d'une «force centrifuge » au niveau du contact entre l'élément actif qu'on appelle «roue à aube» et le liquide. Ce dernier se trouve entre les aubes de la roue à un mouvement circulaire suivant la rotation de cette roue.

La force centrifuge pousse le liquide pour qu'il puisse sortir vers l'extérieur de la pompe qu'on appelle le « corps » de la pompe : dont la vitesse de rotation de ce liquide est convertie en pression.

Le contact roue-liquide permettra une transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique; ce qui donne lieu essentiellement à une augmentation du moment cinétique.

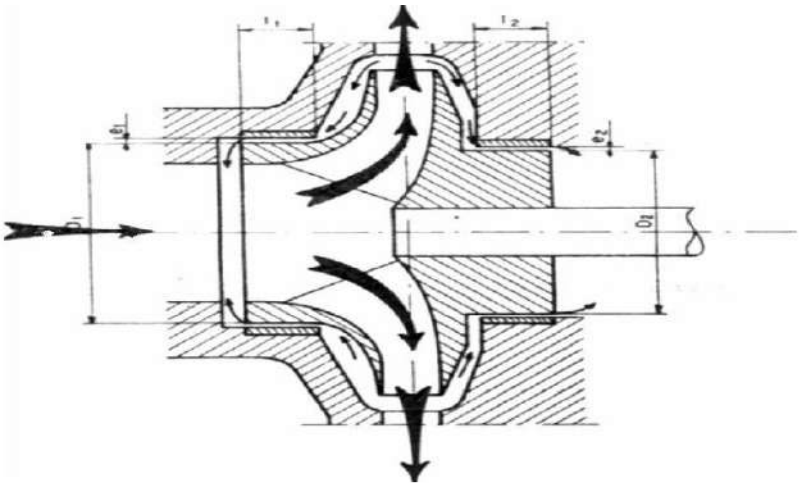


Fig. I.08 Príncipe de fonctionnement

I.4 - Classification des pompes centrifuges [2.6]

Les pompes centrifuges sont classées suivant la forme de la roue, la forme du corps de la pompe, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe.

I.4.1- Forme de la roue:

Il existe essentiellement trois types de pompes :

a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou a écoulement radial ;

b - Pompes hélico centrifuges ;

c - Pompes à écoulement axial.

I.4.2- Forme du corps de pompe:

Ils existent essentiellement les types de pompes suivants :

a - Pompes à volute ou colimaçon :

Corps de pompe dessiné de façon à maintenir les vitesses égales autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie.

b - Pompes à diffuseur circulaire ou du type turbine :

Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

I.4.3- Nombre de roues:

On peut diviser les pompes en deux catégories :

a- Pompes à un seul étage, (pompes monocellulaires) : (Figure1.1)

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire ; elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe. On peut atteindre des pressions de 1,5 à 8 bars (soit 15 à 80 m d'eau)

b - Pompes multicellulaires :

Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires (plusieurs étages) constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un même arbre de commande. On peut atteindre des pressions très importantes de 8 à 30 bars (soit 80 à 300 m d'eau).



Fig I.10 pompes multicellulaires a' arbre horizontal [2]

I.4.4. La position de l'axe :

Les pompes sont classées en pompes à axe horizontal, à axe vertical et à axe incliné.

a - Pompes à axe horizontal :(Figure. I.10)

Cette disposition et la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de Surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés.

b - Pompes à axe vertical :

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds.

I-5- Avantages de la pompe centrifuge : [5, 6,7]

- Ces machines, de construction simple sans clapet ou soupape ; en général une seule pièce en mouvement
- Elle demande peu d'entretien. En conséquence, leur prix d'achat est modéré et leur Coût de maintenance faible.
- Moins encombrante comparativement aux pompes volumétriques.
- Pour des valeurs adéquates de débit, les pompes centrifuges ont un bon rendement de l'ordre 70٪ à 80٪
- Grande flexibilité d'utilisation
- Puissance absorbée limitée donc sans danger.

I.5.1 inconvénients de la pompe centrifuge :

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux : la roue tourne dans le fluide sans l'entraîner (limitation de la viscosité)
- Le rendement est plus faible que celui d'une pompe volumique. Au démarrage, il faut chasser l'air contenu dans la pompe (amorçage)
- On peut obtenir avec les pompes centrifuges des valeurs de H très élevées et Q élevé

I.5.2 Conditions d'installation et d'entretien :

Elles sont très importantes et ne doivent pas être négligées. Les conditions d'aspiration et d'amorçage, l'encombrement du groupe (lié généralement à la direction de l'axe : (Horizontale verticale) doivent intervenir pour orienter le choix du type de pompe. Cependant les qualités physico-chimiques de l'eau pompée (température, pH, etc.) ont une importance considérable sur le choix des matériaux constitutifs de la pompe pour éviter ou réduire les risques de corrosion.

I.5.3 Etanchéités et graissages :

Dans une pompe centrifuge, plusieurs niveaux d'étanchéité sont nécessaires (fonction de ses caractéristiques):

- étanchéités statiques (carter, brides...) assurées par des joints fixes adaptés au produit,
- étanchéités dynamiques internes (entre volute, diffuseur et entrée de roue, pour éviter une recirculation de fluide trop importante), en général assurées par des bagues ou

disques en rotation, le fluide pompé assurant un film liquide suffisant pour la lubrification et le refroidissement des parties en contact

- étanchéités dynamiques externes (arbre d'entraînement de la roue en rotation) assurées par tresses ou garnitures mécaniques

L'étanchéité la plus délicate est sans aucun doute celle de l'arbre en rotation entraînant la roue de la pompe. En cas de fuite, le produit peut aller vers l'extérieur, ce qui est parfois incompatible avec les conditions d'hygiène et/ou de sécurité' Plusieurs systèmes existent permettant d'assurer une étanchéité plus ou moins totale au niveau de l'arbre en rotation. On peut citer:

- les tresses avec presse étoupe,
- les garnitures mécaniques simples,
- les garnitures mécaniques doubles.

I.5.4. Utilisation des pompes :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- utilisation de liquides visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que le vin, le lait et la bière).
- utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre contrairement à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

I.6- Calcul théorique des pompes : [9]

Avant d'entamer un calcul de la roue centrifuge, on présente une brève synthèse théorique qui servira de base pour ce calcul dans les chapitres qui suivent.

I.6.1- Relations de BERNOULLI:

Le théorème de Bernoulli traduit la conservation de l'énergie mécanique le long d'une ligne de courant ou dans tout le fluide si le mouvement est i rotationnel :

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = Cte \qquad (\mathbf{I.1})$$

En écrivant le théorème de Bernoulli sous la forme suivante

$$\frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz = Cte \qquad (\mathbf{I.2})$$

On remarque, que le terme $V^2/2$ représente l'énergie cinétique par unité de masse du fluide, les termes P/ρ et gz représentent l'énergie due à la pression et à la position. La constante représente donc bien l'énergie mécanique totale par unité de masse de fluide :

$$\frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz = E \qquad (\mathbf{I.3})$$

Dans le cas particulier où, entre un point 1 et un point 2, le fluide traverse une machine hydraulique, on a la relation :

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + gz_2 + E \qquad (\mathbf{I.4})$$

Où : **E** représentant l'énergie absorbée par la machine et par unité de masse du fluide.

I.6.2 Théorème D'EULER:

Un autre théorème connu sous le nom du théorème d'Euler présente l'écriture de l'équation fondamentale de la mécanique appliquée à un volume de contrôle fixe dans le champ de l'écoulement (approche eulérienne) et exprimant le principe de **Conservation de la quantité de mouvement** :

$$\iint_S \rho \vec{V} (\vec{V}.\vec{n})\, dS = \sum F_{ext} \qquad (\mathbf{I.5})$$

S : est une surface fermée qui, limitera le tube de courant

n : est la normale unitaire aux surfaces extérieures au tube de courant,

F ext : est la somme des forces extérieures.

V : est la vitesse (uniforme) dans la section **S**

I.6.2.1- Action d'un fluide sur un coude de conduite :

Soit un coude de conduite horizontale compris entre deux sections S1 et S2 identiques ;

Nous appliquons à cet élément le théorème d'**Euler**

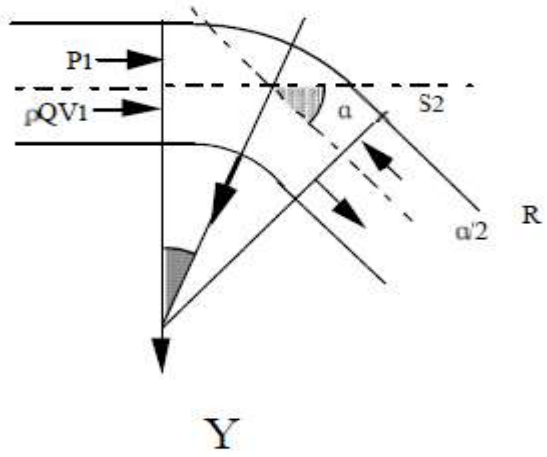


Fig (I.11) action d'un fluide sur un coude de conduit[8]

Par raison de symétrie R est orientée sur la bissectrice de l'angle du coude.

La projection des forces sur l'axe o y est :

0 : pression sur S1

0 : flux à travers S1

-P2 S2 sinα : pression sur S2,

+PQV2 sinα : quantité de mouvement à travers

$\mathbf{R\ COS\ \frac{\alpha}{2}}$ **:** action des parois sur le fluide.

$$\sum \vec{F} = \sum \rho Q \qquad \textbf{(I-6)}$$

$$VR\cos\frac{\alpha}{2} - P_2S_2\sin\alpha = \rho QV_2\sin\alpha \ , R\cos\frac{\alpha}{2} = (\rho QV_2 + P_2S_2)\sin\alpha$$

R = (PQv+PS) sinα/2 **(I-7)**

La poussée exercée par le fluide sur le coude est - *R* .

I.7 - Caractéristique dans un système de pompage:[8]

I.7.1 Hauteur d'aspiration, de refoulement et d'élévation:

I.7.1.1 Hauteur géodésique d'aspiration d'un système de pompage

Désignons par le niveau du plan libre du liquide en aval, et par la cote du centre de l'orifice d'aspiration par rapport à un niveau de référence quelconque ***o-o***. nous pouvons alors définir la hauteur géodésique (géométrique) d'aspiration d'un système de Pompage au moyen de la formule :

$$H_{SZ} = Z_S - Z_I \qquad \textbf{(I-8)}$$

La hauteur négative d'aspiration est appelée charge. A l'aspiration

$$H'_{SZ} = -H_{SZ} \qquad \textbf{(I-9)}$$

La pompe travail e n charge lorsque son axe se trouve en-dessous du plan libre du liquide en aval. La condition $\mathbf{P_S > P_V}$ **à** l'entrée de la pompe n'est remplie que lorsque la charge à L'aspiration est supérieure à la hauteur des pertes hydrauliques dans la conduite amenant le liquide à l'orifice d'aspiration de la pompe.

I.7.1.2 Hauteur d'aspiration d'une pompe :

Nous apollons hauteur d'aspiration d'une pompe la hauteur de pression dans la Section de la tubulure d'aspiration : **(I-10)**

$$H_S = \frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_I}{\gamma} - H_{SZ} - \frac{V_S^2 - V_I^2}{2g} - \Delta h_s$$

Ou Δh_s désigne la hauteur des pertes énergétique dans la crépine, le tuyau et le clapet d'aspira
Quand le réservoir d'aval est ouvert $\mathbf{p_I} = p_b$ nous avant :

$$H_S = \frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} - H_{SZ} - \frac{V_S^2 - V_I^2}{2g} - \Delta h_s \qquad \textbf{(I-11)}$$

I .7.1.3 Hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe :

La hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe

$$H_{ms} = \frac{p_s - p_b}{\gamma} \qquad \textbf{(I-12)}$$

Est la différence entre la hauteur de pression dans la section de la tubulure d'aspiration et la hauteur de pression atmosphérique, mesurée à l'aide d'un manomètre (quand $\mathbf{p_I} > \mathbf{p_b}$) ou d'un vacuomètre (quand $\mathbf{p_I} < \mathbf{p_b}$) . Le mesurage de la hauteur manométrique d'aspiration se fait lors Des essais des pompes à eau.

I.7.1.4 Charge nette à l'aspiration

La charge nette à l'aspiration ($\mathbf{\Delta h_{cav}}$) d'une pompe est la différence entre la hauteur de Pression $\mathbf{p_s}/\boldsymbol{\gamma}$ du liquide aspirée et la hauteur de pression de saturation du même liquide à Température donnée. Augmentée de la hauteur de vitesse V_S dans la section de la tubulure d'aspiration, en condition normales (Q_n ,n_n) de travail de la pompe.

$$\Delta h_{cav} = \frac{p_s - p_v}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} \qquad \textbf{(I-13)}$$

I.7.1.5 Hauteur de refoulement géodésique d'un système de pompage :

Soit ZII la cote du plan du liquide dans le réservoir amont, et la cote du centre de l'orifice de refoulement par rapport au niveau de référence choisi ***0-0,*** la hauteur de refoulement géodésique d'un système de pompage pourra être définie par l'équation :

$$H_{tz} = Z_{II} - Z_I \qquad \textbf{(I-14)}$$

I.7.1.6 Hauteur de refoulement d'une pompe:

La hauteur de refoulement d'une pompe est égale à la hauteur de pression dans la Section de la tubulure d'aspiration.

$$H_t = \frac{P_t}{\gamma} = \frac{P_{II}}{\gamma} - H_{tz} - \frac{V_{II}^2 - V_t^2}{2g} - \Delta h_t \quad \textbf{(I-15)}$$

I.7.1.7 Hauteur de refoulement manométrique d'une pompe:

La hauteur de refoulement manométrique est l'excès de la hauteur de refoulement

Par rapport à la hauteur de la pression atmosphérique :

$$H_{mt} = \frac{P_t - P_s}{\gamma} \quad \textbf{(I-16)}$$

I.7.1.8 Hauteur géodésique d'élévation d'un système de pompage :

La hauteur géodésique d'élévation d'un système de pompage est la différence de niveau entre les plans amont et aval du liquide, ces plans pouvant être indifféremment à l'air libre ou soumis à des pressions autres que l'atmosphérique.

$$H_z = H_{sz} + m + H_{tz} \quad \textbf{(I-17)}$$

***m* :** la hauteur entre le niveau d'entrée et de sortie d'un pompe.

I.7.1.9 Hauteur d'élévation manométrique d'une pompe:

La hauteur d'élévation manométrique d'une pompe s'exprime par l'accroissement de l'énergie de pression transmise au liquide par la roue, rapporté à l'unité de poids normal du liquide.

$$H_m = \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m = H_{mt} - H_{mz} + m \quad \textbf{(I-18)}$$

I.7.1.10 Hauteur d'élévation effective d'une pompe:

La hauteur d'élévation effective d'une pompe est égale à l'accroissement d'énergie du liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe, rapporté à l'unité de poids normal du liquide

$$H_e = \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m + \frac{V_t^2 - V_s^2}{2g} \quad \textbf{(I-19)}$$

Cette équation est le plus souvent présentée sous la forme numérique

$$\mathbf{H_e = 10000} \quad \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m + \frac{V_t^2 - V_s^2}{2g} \quad \textbf{(I-20)}$$

Ou les pressions $\mathbf{P_S}$ et $\mathbf{P_t}$ et sont exprimées en kgf/cm², et en kgf/m3.

I.7.2 Débits :

I.7.2.1 Débit théorique Le débit théorique est celui qu'assurerait une pompe parfaitement étanche intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique.

I.7.2.2 Débit normal:

Le débit normal d'une pompe est l'intensité du courant obtenu en élevant le liquide à la hauteur nominal pour une vitesse de rotation nominale

I.7.2.3 Débit réel:

Le débit réel est celui disponible à l'orifice de refoulement d'une turbopompe, augmenté du débit indispensable au refroidissement des palies et presse étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

I.7.2.4 Débit optimal:

Le débit optimal d'une pompe est celui qu'elle atteint lorsque son rendement total parvient au maximum

I.7.2.5 Débit interne:

Le débit interne d'une turbopompe est égal à l'intensité du courant dans la section de sortie de la roue, ce qui le fait aussi appeler débit de la roue. Il est pris comme base de calcul des turbopompes.

I.7.3. Puissances:[9]

I.7.3.1 Puissance absorbée:

Par puissance absorbée on entend la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe. Elle est définie par la formule générale :

$$p = p_{ar} = \frac{\gamma Q_{rH_s}}{\eta} \quad [kgf\ m/s] \qquad \textbf{(I-21)}$$

Ou encore :

$$p = p_{ar} = \frac{\gamma Q_{rH_s}}{102\eta} \quad [KW] \qquad \textbf{(I-21a)}$$

I.7.3.2 Puissance effective:

La puissance effective $\mathbf{P_e}$ d'une pompe de débit effective $\mathbf{Q_r}$ et de hauteur d'élévation effective $\mathbf{H_e}$ s'exprime par la formule générale :

$$p_e = \gamma Q_e H_e \qquad \textbf{(I-}$$

Ou encore :

$$p_e = \frac{\gamma Q_e H_e}{102} \qquad \textbf{(I-23a)}$$

I.7.4. Rendements:

I.7.4.1. Rendement hydraulique :

Le rendement hydraulique est le rapport entre les hauteurs d'élévation effective et théorique

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_{th}} \quad \textbf{(I-23)}$$

I.7.4.2. Rendement volumétrique :

Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit effectif et le débit interne d'une turbopompe (débit de

$$\eta_V = \frac{Q_r}{Q_i} \quad \textbf{(I-24)}$$

I.7.4.3. Rendement interne:

Le rendement interne est définit par le produit :

$$\eta_i = \eta_V \eta_h \quad \textbf{(I-25}$$

I.7.4.4 Rendement mécanique :

Le rendement mécanique d'une pompe est le rapport de la puissance absorbée par la roue **Pi = Par-Pm** à la puissance sur l'arbre

$$\eta_m = \frac{P_I}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} - P_}{P_{ar}} \quad \textbf{(I-26)}$$

I.7.4.5 Rendement global :

Le rendement global (total) est le rapport de la puissance effective la puissance sur L'arbre

$$\eta = \frac{P_e}{P_{ar}} \quad \textbf{(I-27)}$$

Le rendement global est une des principales caractéristiques qui décident de la valeur d'une pompe. On peut le déduire expérimentalement.

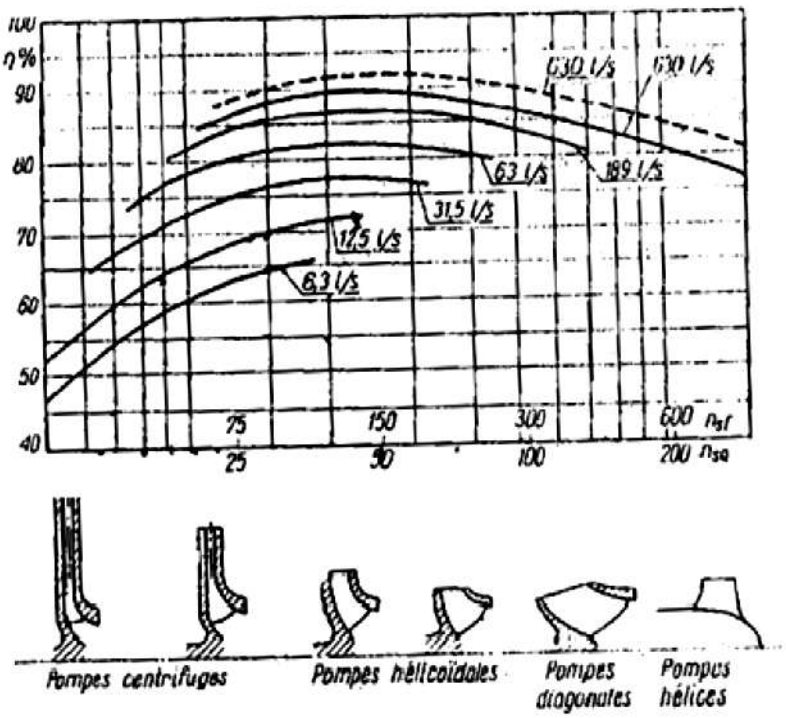


Fig (I.12) Rendement totaux de turbopompe de débit divers en fonction de leurs vitesse spécifique (worthington) [9]

Le rendement en mesurant le débit réel la hauteur d'élévation effective et la Puissance absorbée **Par.**

I.8.5.Pertes énergétiques dans une turbopompe :

I.8.5.1. influence de la vitesse de rotation sur le rendement d'une pompe:

Les pertes hydrauliques dans une pompe dépendent surtout des pertes dans la roue et dans les éléments d'adduction du liquide à la roue et de décharge.

Les principales pertes sont :

1) les pertes de sortie de la roue, proportionnelle à $\mathbf{v^2}$, qui résultent de la transformation de l'énergie cinétique de liquide sortant de la roue en énergie de pression dans le récupération à la volute ou la directrice à ailettes ;

2) les pertes hydrauliques à l'intérieure de la roue, proportionnelle à w^2 ;

3) les pertes résultants de la diminution de la vitesse relative au passage par la roue est proportionnelle à la différence $\boldsymbol{W1^2 + W2^2}$

4) les pertes dues au frottement des disques tournant sont proportionne $\boldsymbol{u_2^3 d_2^2 \approx n^3 d_2^5}$

Les pertes mentionnées dans les points (1 à 3) sont proportionnelle au carré de la vitesse de rotation, tandis que les pertes dues à cette vitesse.

I.8.5.2.les pertes hydrauliques et le rendement hydraulique d'une pompe :

Les pertes hydrauliques dans une pompe comprennent en particulier celles provoquées par:

1) les résistances hydrauliques dans les canaux entre les aubes consécutives de la roue et entre les ailettes de la directrice ;

2) les résistances hydrauliques au passage par le corps de la pompe ;

3) la formation de tourbillons et de courant de retour.

Les pertes hydrauliques dépendent de la configuration des surfaces limitant le liquide en mouvement et de la rugosité de ces surfaces.

Le rendement hydraulique η_h diminue avec la réduction des démentions de la pompe, la vitesse de rotation n restant la même.

Le rendement hydraulique η est en générale déterminé expérimentalement.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être, en première approximation, calculé au moyen de la formule expérimentale D'A.A.LOMAKINE

Où d_{1red} est exprimé en mm.

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(log\ d_{1\,red} - 0.172)^2} \qquad \textbf{(I-28)}$$

Le diamètre réduit est donné par la formule de D.J.SOUKANOV

$$d_{1red} = (4.0 \text{ à } 4.5)10^3 . \sqrt[3]{Q/n} \quad \text{mm} \qquad \textbf{(I-29)}$$

Où **Q** est le débit de la pompe en m3 /s, et n la vitesse de rotation en mn^{-1}

I.8.5.3. Pertes volumétriques :

Les pertes volumétriques comprennent :

1) les écoulements de retour Q_S entre les bagues d'étanchéité ;

2) les écoulements Q_0 par les orifices du flasque arrière de la roue, qui équilibrent la poussée axiale ;

3) l'écoulement en dessous du disque d'équilibrage de la poussée axial ;

4) les fuites par les joints d'étanchéité de l'arbre dans les turbopompes à plusieurs étages ;

5) les fuites par les presse-étoupes ;

6) les fuit par les aubes dans les roues ouvertes ;

7) le prélèvement du liquide pour le refroidissement des paliers et des presse-étoupe.

Le rendement volumétrique η_v des pompes centrifuge à vitesse spécifique n_s faible et Moyenne, en fonction de n_s est représenté par le diagramme de la figure suivant :

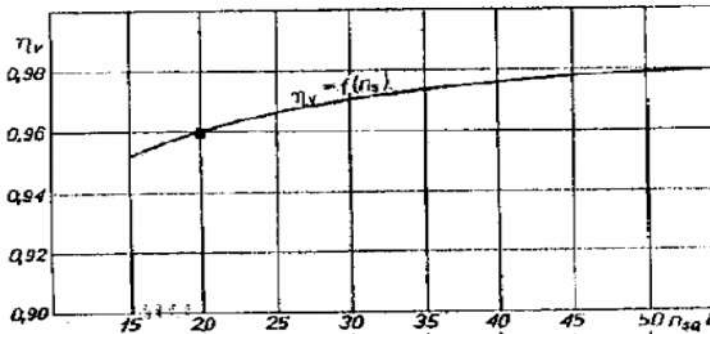


Fig (I.13) courbe de coefficient de rendement volumétrique n_v en fonction de la vitesse spécifique n_s de la pompe [9]

I.8.5.4 Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue :

Les pertes dues au frottement des disques tournants de la roue se rangent parmi les pertes mécaniques internes les plus importants.

Ces pertes, proportionnelle au produit augmentent considérablement quand on accroit les dimensions de la roue et donc quand en diminue la vitesse spécifique

I.8.5.5 Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques comprennent les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presse-étoupe et les paliers.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presse-étoupe sont généralement peu important ; elles varient entre 0,2 et 0,5% de la puissance fournie aux pompes de taille moyenne et petite. Toutefois, elles peuvent atteindre une valeur bien plus forte dans les petites pompes munies de presse-étoupe à garniture souple.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les paliers sont approximativement du même ordre que les pertes dans les presse-étoupe ; elles ne dépassent pas 1% de la puissance.

I.8.6. Courbe de réseau [3]

On appelle courbe de réseau le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, sur le même graphe que la HMT.

On obtient ainsi une courbe d'allure parabolique ascendante représentant l'évolution des pertes de charges avec le débit L'ordonnée à l'origine représente la hauteur et la pression à vaincre, terme qui n'est pas fonction du débit.

L'intersection de cette courbe avec la courbe de HMT donne le point de fonctionnement de l'installation, c'est à dire le débit de circulation et la HMT délivrée par la pompe.

Lorsqu'on trace plusieurs de ces courbes pour différentes positions de la vanne de réglage de débit, on obtient une représentation graphique des différents termes de l'équation de Bernoulli pour chaque position de la vanne, ce qui donne une idée de la relation débit - ouverture de vanne. Sur le graphe ci-dessous sont représentées les courbes de réseau sans vanne de réglage, avec vanne de réglage 100% ouverte, et avec vanne de réglage 75% ouverte.

On admet généralement que pour qu'une vanne règle correctement un débit, elle doit réaliser environ 25% de la perte de charge du circuit (ce n'est pas ce qui est représenté ici, la vanne faisant plus de 50% de la perte de charge, mais c'est pour la clarté du schéma).

En observant ce graphe, on comprend que l'augmentation de la perte de charge dans la vanne de réglage fait reculer le point de fonctionnement vers les zones de débit plus faible.

Cette influence n'est néanmoins pas du tout linéaire, c'est à dire que le débit ne varie pas linéairement avec l'ouverture de vanne.

Pour remédier à cela, on utilise des vannes dites "égal pourcentage", dont la variation du Cv n'est-elle même pas linéaire avec la commande.

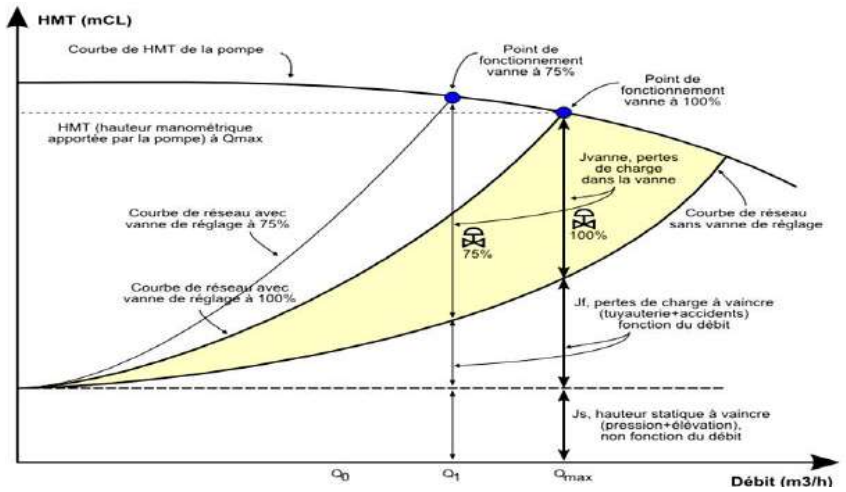


Fig. I.14 courbe HMT-courbe réseau -courbe pointe de fonctionnement[3]

I.8.6.1 Choix d'une Pompe : [10]

Le choix d'une pompe, en vue d'une application donnée, est un problème pratique important, que l'on se place du point de vue de l'utilisateur ou de celui du constructeur.
La définition d'un problème de pompage implique de connaître principalement :

- La nature du liquide pompé, sa masse volumique, sa viscosité et, en particulier, son appartenance ou non à la catégorie des fluides dits newtoniens dont la viscosité ne dépend pas de la vitesse d'écoulement.
- le débit-volume véhiculé au point nominal, ainsi que la zone de débit dans laquelle la pompe devra opérer ;
- la hauteur à fournir par la pompe au point nominal ;
- la caractéristique du circuit résistant : celle-ci permet d'étudier les conditions de démarrage, les problèmes de stabilités statique et, éventuellement, dynamique ; il est également nécessaire d'indiquer si plusieurs pompes doivent fonctionner en parallèle et de préciser le mode d'exploitation.
- les moyens utilisés pour assurer un réglage du débit lorsque la pompe doit assurer un débit variable ;
- la charge à l'aspiration de la pompe au point nominal, qui sera généralement chiffrée par le (NSPH) disponible ; l'évolution de ce (NPSH) disp avec le débit, dans toute la zone d'opération et, en particulier, à droite du point nominal, si des fonctionnements en sur débit sont prévus ;
- des informations sur les moyens d'entraînement ou sur la vitesse de rotation, si celle-ci est imposée ;
- des informations sur la fréquence du réseau, si la vitesse n'est pas imposée et si l'entraînement est électrique ;
- des informations qualitatives dont l'importance peut être grande : par exemple, si le fonctionnement est continu ou intermittent, si l'on souhaite une valeur élevée du rendement de la pompe ; une telle condition exclura d'emblée les pompes à *Ns* très petit.

I.8.6.2 N.P.S.H: [10]

Le N.P.S.H. (Net Positive Section Head) représente pour une vitesse de rotation donnée, la pression absolue minimale que doit avoir l'eau à la bride d'entrée de la pompe pour éviter que ne se produise une cavitation.
Dans le cas où le fluide est de l'eau à 20° si la pression absolue descend, l'eau va se mettre à Bouillir vers une pression de l'ordre de 0m d'eau, mais si l'eau est à une température

Supérieure, il faudra tenir compte de la pression de vapeur saturante à cette température.

Dans la pratique, on devra donc toujours avoir, si **Ja** représente les pertes de charge dans la Conduite d'aspiration et **Hc** la hauteur géométrique de charge

10 - (Ha + Ja) N.P.S.H. (II.31)

10 - (-Hc + Jà) N.P.S.H. (II.32)

Pour les pompes multicellulaires, on ne s'intéressera qu'à la courbe de N.P.S.H.

Du premier étage.

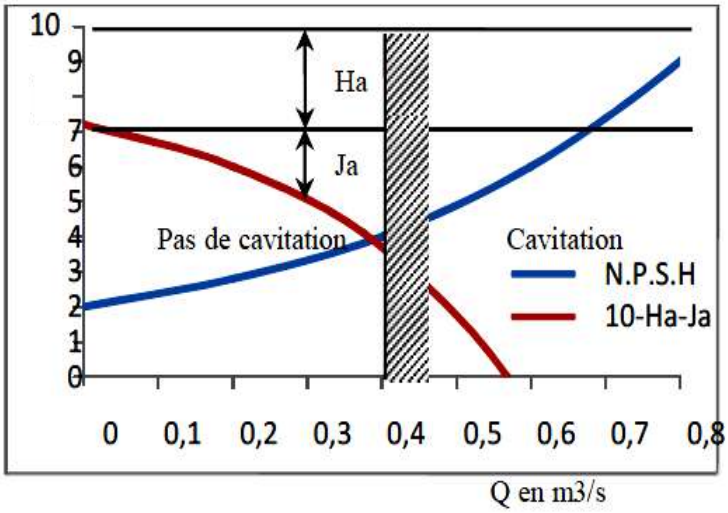


Fig. I.15 N.P.S.H en fonction du débit du premier étage d'une pompe centrifuge [10]

II.1- introduction :

L'analyse physique de l'écoulement du liquide dans la roue, ainsi que l'équation fondamental d'Euler et les triangles des vitesses d'entrée et de sortie, démontrent que la hauteur d'élévation est fonction des nombreuses variables : la vitesse périphérique u_2, l'angle de sortie $ß_2$, la vitesse méridienne V_{m2}, le nombre des aubes **Z** et le rapport v_{u2}/v_{u3}.

Le calcul des dimensions de la roue et de la pompe entière, pour une hauteur d'élévation donnée peut fournir différentes solutions qui ne sont pas équivalentes quant au rendement de la pompe.

On peut ainsi obtenir une même hauteur d'élévation pour une moindre vitesse u_2, c'est-a-dire pour un diamètre de la roue d_2 plus petit (la vitesse de rotation **n** restant la même), mais pour un plus grand angle $ß_2$ et un nombre d'aubes **Z** accru.

Pour résoudre ce problème, on dispose uniquement de l'équation d'Euler et il est faudra donc admettre d'avance les valeurs de certaines variables. Pour faciliter le choix de ces valeurs, on calcule les valeurs des composantes des vitesses absolues d'entrée et de sortie, à partir des formules d'**A.J.Stepanoff:**

$$v_{m1} = K_{vm1}\sqrt{2gH} \qquad \textbf{(II.1a)}$$

$$v_{m2} = K_{vm2}\sqrt{2gH} \qquad \textbf{(II.1b)}$$

Ou les coefficientsK_{vm1} K_{vm2} ont été déterminés sur la base du tracé de turbopompes de rendement élevé.

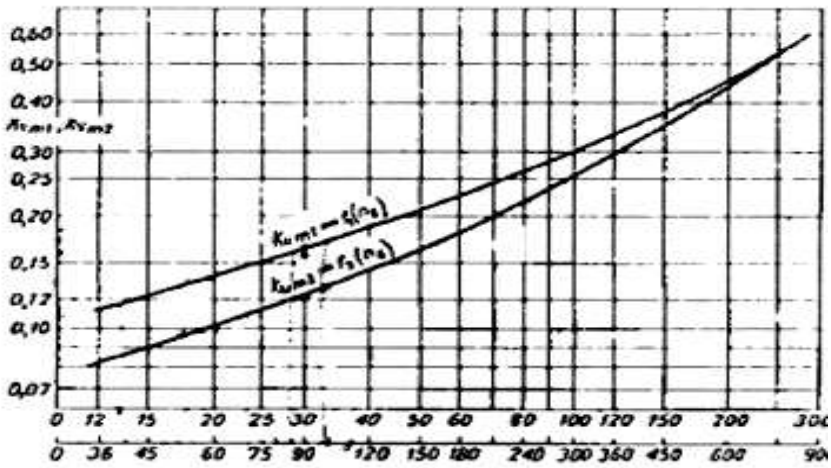


Fig II.1 courbes des coefficients des vitesses K_{vm1} K_{vm2}en fonction de la vitesse spécifique n_s [9]

II.2- calcule d'une roue avec aubes à simple courbure :

Les roues avec aubes à simple courbure sont employées dans les turbopompe à faible vitesse spécifique ($n_{sf} \leq 90$, $n_{sQ} \leq 30$) et puissance. Avant de rechercher à déterminer les dimensions de la roue, ceci détermine la vitesse spécifique ; c'est-a'- dire le type la roue

$$n_{sf} = \frac{1000}{60} \frac{Q^{1/2}}{gH^{3/4}} n \qquad \textbf{(II.2)}$$

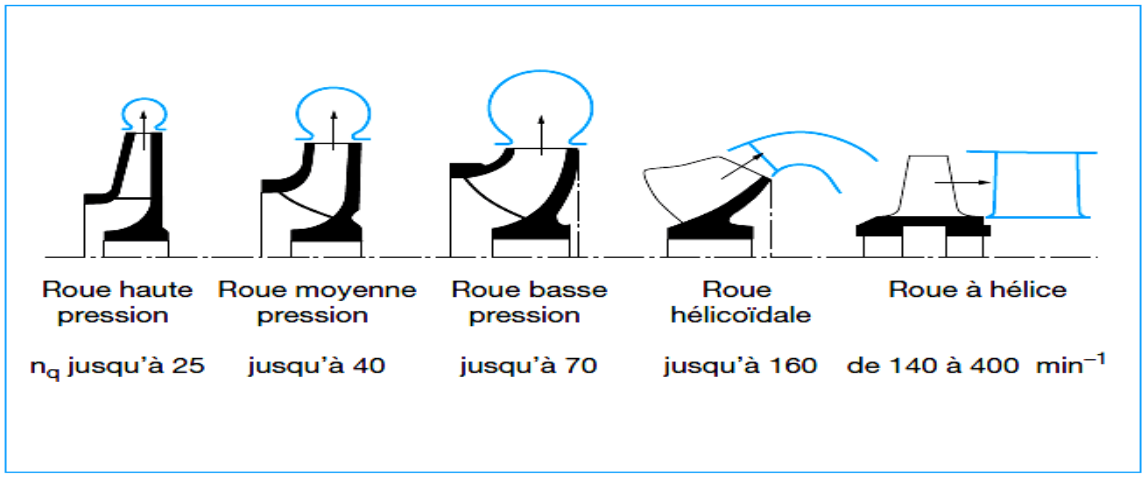


Fig II.2 types de roues de pompe centrifuge on fonction de la vitesse spécifique[11]

Valeurs approximatives :

n_q jusqu'à 25 environ roue radiale (roue haute pression),
jusqu' à 40 environ roue radiale (roue moyenne pression),
jusqu' à 70 environ roue radiale (roue basse pression),
jusqu' à 160 environ roue semi-axiale (roue hélicoïdale, roue diagonale),
de 140 à 400 environ roue axiale (roue hélice).

choisissons la puissance P_M d'un machine, compte tenu de son rendement :

$$P = \frac{1}{\eta} \gamma QH \qquad \text{en (Kgf m } s^{-1})$$

P_M = (Réserve de moteur %)*(la puissance P)

la puissance de la machine d'entrainement P_M rapporté a' la puissance absorbé de la pompe, en pourcent, est représentée figure suivant :

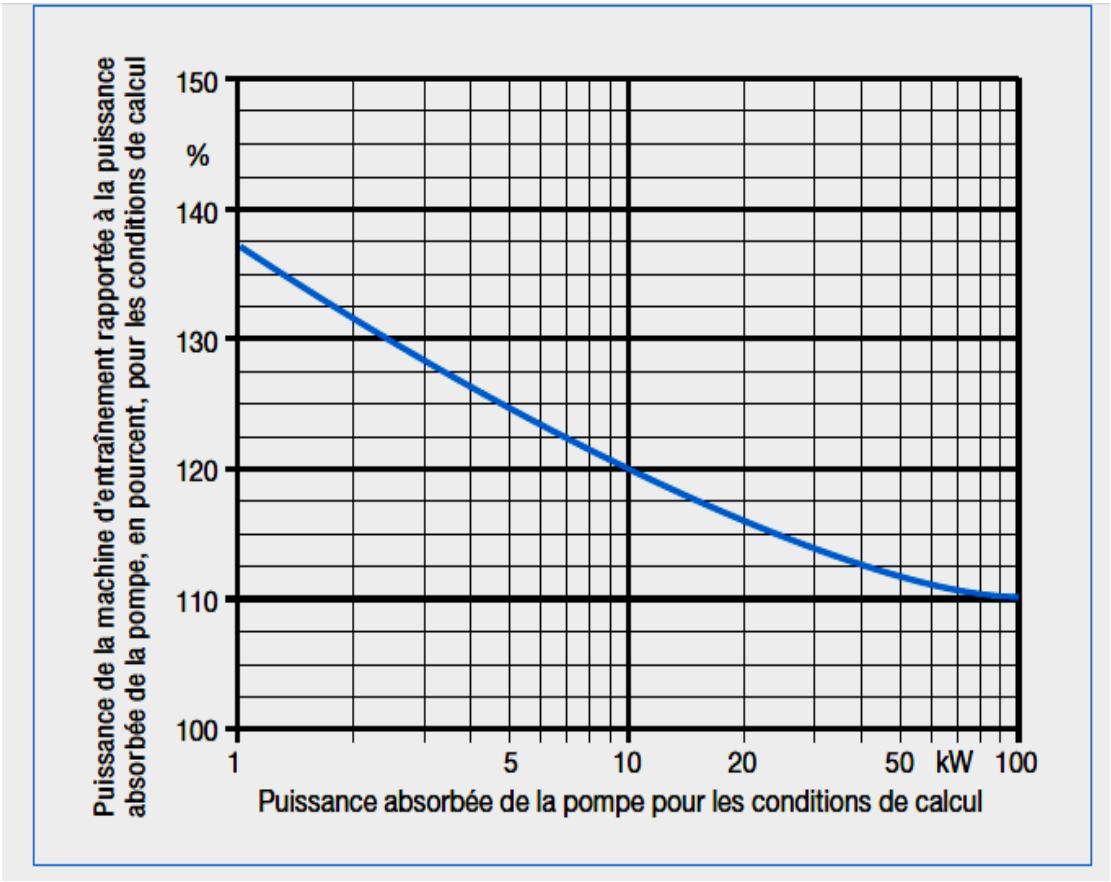


Fig .II.3 puissance de la machine d'entrainement en fonction de la puissance

Absorbée da la pompe [11]

II.2.1- Entrée de la roue :

On commence par calcule le diamètre de l'arbre d_a qu'on doit connaitre pour déterminer le diamètre du moyeu d_h**(fig4).**

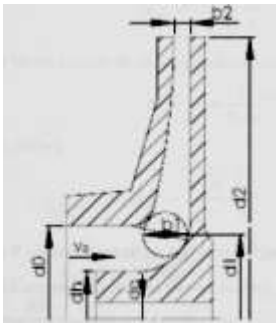


fig. II.4 profil de la roue d'un pompe centrifuge dont l'arête d'entrée de l'aube est parallèle a' l'axe de la roue

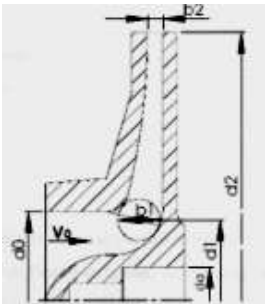


fig. II.5 profil de la roue d'un pompe centrifuge dont l'arrête d'entrée de l'aube est parallèle a l'axe de la roue en porte-a'- faux (fixée sur l'extrémité de l'arbre)

Le moment de torsion sera déterminé au moyen de la formule suivante :

$$M_t = \tau_t w \qquad \textbf{(II.4)}$$

Ou τ_t est la contraint admissible à la torsion en [kgf/m^2]

Et $W = \pi d^3 / 16$ le moment de résistance à la torsion d'une section circulaire.

Avec : $w = \frac{I}{v}$, $v = \frac{d_a}{2}$ et $I = \frac{\Pi d_a^4}{32}$

Le diamètre de l'arbre :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16\, M_t}{\Pi\, K_t n}} \qquad \textbf{(II.5)}$$

En tenant compte de la relation du moment :

$$M = \frac{P}{W} = \frac{P}{2\Pi n}$$

On obtient :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{8 M_t}{\Pi^2 K_t n}} \qquad \textbf{(II.6a)}$$

Ou P est la puissance en (kgf m mm^{-1}) et n la vitesse de rotation en [**tr/s**].

Comme diamètre du moyeu du côté de l'entrée de la roue, on admet une valeur d_h aussi petite que possible pour ne pas rétrécir l'entrée exagérément.

La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre (**fig.2 et 3**).

Dans le cas d'un clavetage libre, le diamètre du moyeu est fonction de la hauteur de la clavette ; on admet généralement :

$$d_h = (1{,}3\text{-}1\ ,4) d_a. \qquad \textbf{(II.6b)}$$

En calcule ensuite le diamètre de l'œillard de la roue d_0.

La section libre de l'outil est $A_0 = Q_i / v_0$, ou Q_t représente l'intensité de l'écoulement (ou débit) dans la roue $Q_t = Q/\eta_v$ en (m^2/s), et $\mathbf{v_0}$ la vitesse moyenne de l'écoulement dans la section libre de l'ouïe.

La valeur du rendement volumétrique de la pompe η_v est donnée par le diagramme (fig.I.13), qui représente la courbe du rendement en fonction de la vitesse spécifique $\eta_v=f(n_s)$.

Le champ total de la section de l'ouïe A'_0 est la somme du champ libre A_0et du champ de la section du moyeu $A_h = \Pi d_h^2/4$,

Soit $A'_0 = A_0 + A_h$.

Le diamètre de l'œillard de la roue est donc :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}} \qquad \textbf{(II.7a)}$$

Lorsque le moyeu n'est pas prolongé à l'entrée **(fig. II.4)**et on ne la rétrécit donc pas, le diamètre de l'œillard est :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} \qquad \textbf{(II.7b)}$$

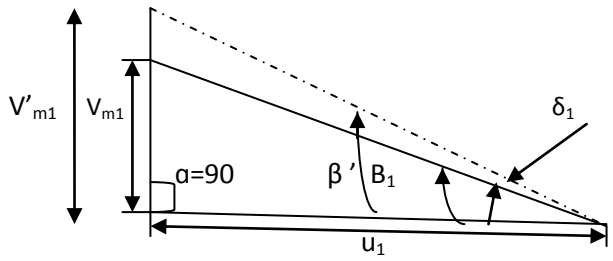


Fig .II.6 :triangle des vitesses d'entrée, compte tenu de l'angle d'attaque δ_1

La valeur de la vitesse absolue $\mathbf{v_0}$ influe d'une manière décisive sur la capacité d'aspiration de la roue. accroitre cette capacité, il faut réduire la valeur de $\mathbf{v_0}$, et donc augmenter la section libre A'_0.

Dans les conditions de fonctionnement moyennes de la pompe, on admet pour $\mathbf{v_0}$une valeur comprise entre **1.5** et **6 m/s,** et jusqu'à **12m/s** dans le cas des pompes fonctionnant sous une hauteur d'aspiration négative.

Dans les pompes à tubulure d'aspiration située dans l'axe, on admet que :

$\mathbf{v_0 = (0,9 - 1,0)v_{m1}}$.

Dans celles à coude ou à chambre d'aspiration, cette valeur sera légèrement plus petite , soit

$\mathbf{v_0 = (0,8 - 0,9)v_{m1}}$.

La valeur de la composante méridienne de la vitesse absolue $\mathbf{v_{m1}}$ et calculée à l'aide

De la formule **(II.1a)** ou la valeur du coefficient k_{vm1} est fournie par le diagramme

$k_{vm1} = f(n_s)$De la **(figure 1).**

Connaissant le diamètre de l'œillard d_0, on peut déterminer le diamètre d_1, en Fonction de l'allure de l'arête d'entrée.

La vitesse périphérique u_1 pour le diamètre $d_1$est donnée par la relation

$$u_1 = \pi d_1 n/60. \qquad \textbf{(II.7c)}$$

En admettant $a_1 = 90°$, l'angle d'entrée de l'aube sera donné par la relation

$$tg\beta_1 = v_{m1}/u_1.$$

Puisqu'avant l'entrée de la roue, le liquide est soumis à une pré rotation **(fig.5)**, on augmente l'angle β_1 déjà calculé d'un angle d'attaque $\delta_1 = 2° - 6°$.

On admet pour l'angle δ_1 une valeur supérieure lorsque le rapport d_1/d_2est moindre et l'angle $\beta_1$est plus grand.

L'angle constructif de l'aube est donc :

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1 \qquad \textbf{(II.8)}$$

L'angle d'entrée β_1 est généralement compris entre **15°**et **30°.**

Les calculs une fois exécutés, nous permettant de tracer le triangle des vitesses d'entrée.

La section d'entrée de la roue est :

$$A_1 = \varphi_1 \frac{Q_i}{v_{m1}} \qquad \textbf{(II.9)}$$

Ou $\varphi_1$et le coefficient de rétrécissement de l'entrée par les aubes $\varphi_1 = t_1/(t_1 - s_{u1})$.

La valeur de la composante périphérique qui décide du rétrécissement est $s_{u1} = s/\sin\beta'_1$ en (mm), et le pas est $t_1 = \pi d_1/z$ en **(mm),** avec **z** nombre d'aubes et **s** l'épaisseur de l'aube.

Le largeur d'entrée de la roue est :

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi_{d1}} \qquad \textbf{(II.10)}$$

Les conspirations qui précèdent se rapportent à une aube dont l'arête d'entrée est parallèle à l'axe de la roue.

quand l'arête se trouve dans l'enceinte de la surface gauche formé les parois de la roue ,ou est déplacée vers l'entrée **(fig.7)** La vitesse périphérique u_1 est différent pour chaque pointe de l'arête de l'aube est variable .

Ainsi , comme montre la (**fig.7),** l'aube sera formé d'un surface a' double courbure .

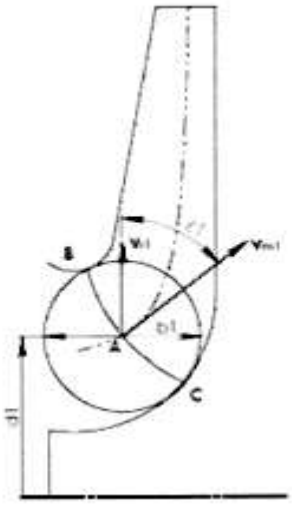


fig. II.7 profile de la roue d'un pompe centrifuge a' aube prolongée vers l'entrée

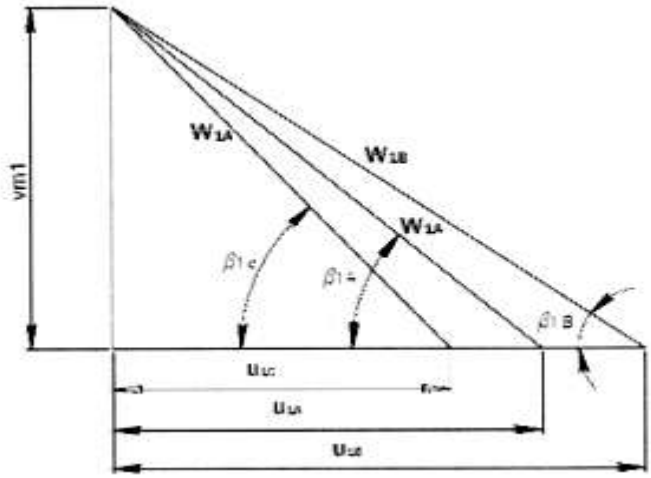


fig. II.8 triangle des vitesse d'entrée , la vitesse périphérique étant variable le longe de l'aréte de l'aube

II.2.2 sortie de la roue :

On peut calculer à l'aide de la formule (**II.1b**) la valeur de la composante méridienne de la vitesse absolue de sortie $\mathbf{v_{m2}}$, tandis que le coefficient de vitesse k_{vm2} nous est fourni par le graphique de la **figure1.**

Pour l'angle de sortie de l'aube $ß_2$ nous admettons une valeur comprise entre **15°** et **45°,** et le plus souvent entre **25°** et **30°.**

La vitesse périphérique u_2 sera calculée au moyen de l'équation fondamentale des turbopompes sous la forme :

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g}(u_2 \mathrm{v_{u2}} - u_1 \mathrm{v_{u1}}) \qquad \textbf{(II.11)}$$

Le triangle des vitesses nous permet de déduire le rapport

$$\mathrm{v}_{u2} = u_2 - \frac{\mathrm{v_{m2}}}{tg\beta_2} \qquad \textbf{(II.12)}$$

En introduisant cette valeur dans l'équation fondamentale des turbopompes, on obtient :

$$gH_{th\infty} = u_2\left(u_2 - \frac{\mathrm{v_{m2}}}{tg\beta_2}\right) - \mathrm{u_1 v_{u1}}$$

$$\mathbf{u_2^2 - u_2 - \frac{v_{m2}}{tg\beta_2} = gH_{th\infty} + u_1 v_{u1}} \quad \textbf{(II.13)}$$

D'où l'on tire :

$$\mathbf{u_2 = \frac{v_{m2}}{2tg\beta_2} \mp \sqrt{(\frac{v_{m2}}{2tg\beta_2})^2 + gH_{th\infty} + u_1 v_{u1}}} \textbf{(II.20)}$$

La valeur de l'expression sous le radial doit être prise avec son signe positif, sans quoi la vitesse u_2 serait négative.

Si l'angle d'entrée $\alpha_1 = 90°$ **,** on a $\mathbf{u_1 v_{u1} = 0}$**,** et

$$\mathbf{u_2 = \frac{v_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{(\frac{v_{m2}}{2tg\beta_2})^2 + gH_{th\infty}}} \quad \textbf{(II.14)}$$

Compte tenu de la relation $H_{th\infty} = H_{th}(1 + p)$ et $H_{th} = \frac{H}{\eta_h}$ avec :

η_h : rendement hydraulique, calculé au moyen de la formule expérimentale **d'A.A.**

LOMAKINE, on a:

$$\mathbf{u_2 = \frac{v_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{(\frac{v_{m2}}{2tg\beta_2})^2 + g\frac{H}{\eta_h}(1 + p)}} \quad \textbf{(II.15)}$$

Connaissant la vitesse de rotation admise , on calcule le diamètre de la roue :

$$\mathbf{d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}} \quad \textbf{(II.16)}$$

Pour le calcule préalable , on se sert de la correction de **Pfleiderer** (le coefficient du défaut de puissance) ***P*=0.25- 0.35**

Sinon, en cas de besoin, on corrige les valeurs correspondantes de u_2 et d_2**.**

Une fois les calculs terminés , on trace le triangle des vitesses.

De la même manière que pour l'entrée, nous calculons la section de la sortie de la roue :

$$\mathbf{A_2 = \varphi_2 \frac{Q_i}{v_{m2}}} \quad \textbf{(II.17)}$$

Ou $\mathbf{Q_i}$ est-le débit dans la roue et $\boldsymbol{\varphi_2}$ le coefficient de rétrécissement de la sortie par les aubes

$\varphi_2 = t_2/(t_2 - s_{u2})$, $s_{u2} = s/\sin\beta_2$ **,** et $t_2 = \pi d_2/z$

La largeur de la roue à la sortie sera :

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi_{d2}} \qquad \textbf{(II.18)}$$

Le passage de la largeur b_1 à l'entrée à la largeur b_2 à la sortie de la roue doit se faire d'une manière continue, de façon à ce que la vitesse $\mathbf{v_m}$ ne varie que doucement.

II.2.3 Tracé ponctuel (méthode de Pfleiderer) :

La méthode de Pfleiderer de tracé du profil de l'aube consiste à admettre la variation

De l'angle **β** en fonction du rayon dans les limite de $\mathbf{r_1}$ et $\mathbf{r_2}$,et dans la détermination de l'angle au centre **ϑ** pour les valeurs données de **r** et **β**.les valeurs de r et ϑ sont coordonnées polaires du point donné de l'aube. Le lieu géométrique de ces points forme la ligne moyenne de l'aube.

le triangle rectangulaire élémentaire PP'T (fig.11) dont le coté PT est compris entre les rayons de l'angle au centre infiniment petit **dϑ** , de sorte que :

$$\mathbf{PT = r\ tgd\vartheta} \qquad \mathbf{PT = P'T/tg\beta} \qquad \textbf{(II.19)}$$

L'égalisation de ces deux expressions nous donne :

$$\mathbf{D\vartheta = dr/rtg\beta} \qquad \textbf{(II.20)}$$

Après l'intégration de r_1 à r_2 multiplication par **180/π**, on obtient

$$\mathbf{\vartheta = 180/\pi \int_{r1}^{r} dr/rtg\beta} \qquad \textbf{(fig.29)}$$

on effectue l'intégration de $\mathbf{r_1}$ à $\mathbf{r_2}$ en admettant des accroissements finis **Δ**

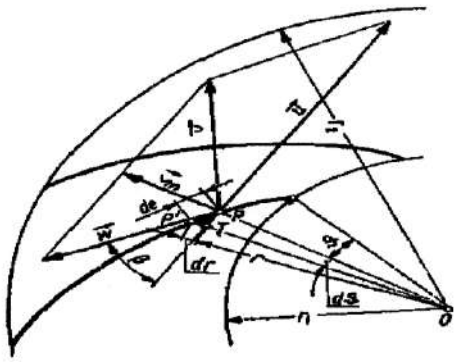


fig. II.8 :tracé ponctuel de la forme des aubes (méthode de pleinderer)

Pour les aubes d'épaisseur variable, on admet une allure de la vitesse relative **w** et de la composante méridienne v_m pour ensuite calculer l'angle **β à partir de la relation :**

$$\mathbf{Sin\beta = V_m / w} \qquad \mathbf{(II.21)}$$

La vitesse v_m peut être déterminé en connaissance le débit et la section de la roue pour rayon **r** donné :

$$\mathbf{V_m = v \sin \alpha = Q_i / 2\pi rb * t / t\text{-}s_u} \qquad \mathbf{(II.22)}$$

Où b représente la largeur de la roue pour le rayon r donné, et l'expression

$\mathbf{t / t\text{-}s_u = \varphi}$ le coefficient de rétrécissement de la roue par les aubes ainsi, la longueur du canal de la roue doit être choisie de manière à ce que l'angle de divergence ne soit pas trop grand. Ceci implique que la longueur de l'aube soit modifiée de façon à conserver les valeurs des vitesses v_{m1} et v_{m2} , w_1 et w_2 et des angles β_1 et β_2.

L'aube s'allonge quand la courbe **w= f(r)** est concave vers la haut, et raccourcit quand elle est concave vers le bas **(fig.12)** ,en admettant que v_m varie suivant une droite .

Pour calculer l'angle ϑ, on prend directement l'angle β , de telle sorte que l'aube s'allonge pour une ligne **β= f(r)** concave vers le bas ,et raccourcit dans le cas inverse.

La ligne **β= f(r)** correspond à une ligne **w= f(r)** concave vers le vers le bas, c'est-à-dire qu'elle donne une aube plus courte qu'une ligne **w= f(r)** droite**.**

En traçant le profil d'une aube, il est fréquemment nécessaire de corrigé le calcul de l'angle ϑ **,** des que la **longueur de l'aube ne correspond pas aux données admises au départ.**

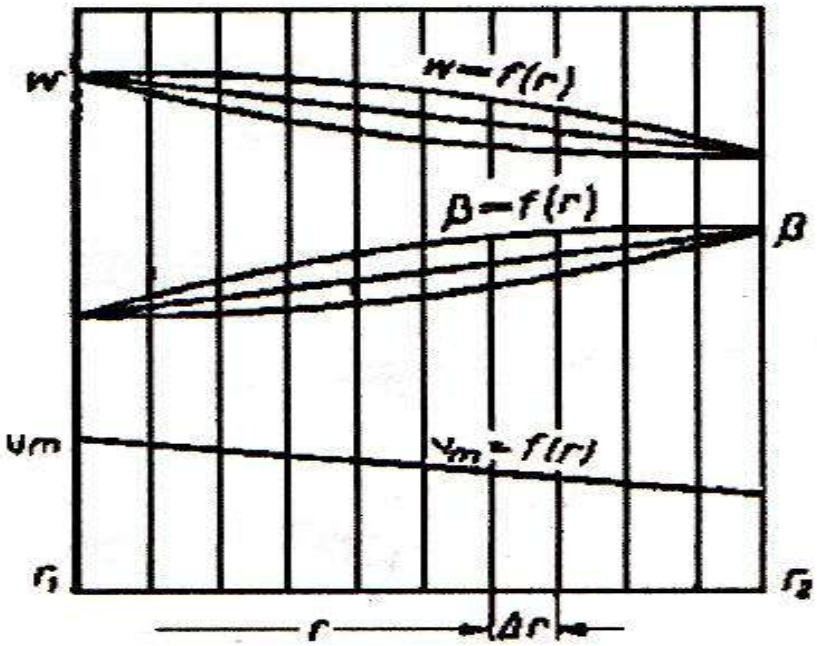


Fig II.09 : variation des grandeurs w, v_m et β en fonction du rayon r[9]

II.3 calcul de la Roue APN 14 A

Cette exemple de calcule contient une application directe du deuxième chapitre sur une roue de pompe centrifuge fabriquée au niveau d'entreprise de POVAL .

II.3 .1 DONNEES :

• Paramètres hydrauliques (Source POVAL)

le débit Q =9 m^3/h

Hauteur d'élévation HMT = 11 m

vitesse de rotation n = 2900 tr/mn

II.3.2 La Vitesse spécifique :

$$N_{s\,f} = n\frac{Q^{1/2}}{(H/N)^{3/4}}$$

H = 11m

g = 9.81 m/s^2

n = 2900 tr/mn

N = 1 nombre d'étages

n_s =n $Q^{1/2}H/N^{-3/4} = 29000.0025^{0.5} * 11^{-0.75} = 24$

Soit : **N_s = 24**

II.3 .3 Rendement hydraulique de la pompe :

$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(log\ d_{1\,red} - 0.172)^2}$ formule expérimentale de A.A LOMAKINE

$d_{1\,red}$= (4,0 ÷ 4,5).$10^3\sqrt{Q/n}$ formule de D.J SOUKHANOV

$d_{1\,red}$ = 4,3.$10^3\sqrt[3]{0.0025/2900}$ = 42,82

$d_{1\,red}$ = 42.82 mm

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(log\ 42.82 - 0.172)^2} = 0{,}803$$

$\eta_H \approx 0{,}80$

II.3.4 Rendement volumétrique:

$\eta_V \approx 0{,}965$ valeur déduire par lecture sur le diagramme de **fig (I .13)**

II.3 .5 le débit dons de la roue

Donc :

$$Qi = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{0.0025}{0{,}965} = 0.00259 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Qi \approx 0.0026 \text{ m}^3/\text{s}$$

II.3 .6 le Rendement mécanique:

$\eta_M \approx 0{,}92$ (admis)

II.3.7 le Rendement global:

$$\eta = \eta_H * \eta_V * \eta_M$$

$$\eta_g = 0{,}80 * 0{,}965 * 0{,}9 = 0{,}71$$

$$\eta = 0{,}7$$

II.3.8 la puissance de pompe et le moteur d'entrainement :

$$P_{abs} = \frac{1000 * 0.0025 * 11}{0{,}71} = 38.73 \text{ Kgf .m.} s^{-1} \text{(1etager)}$$

La puissance du moteur est donc :

$$P_M = k \ Pabs \approx 1{,}38 * 38.73 = 53.4474 \text{ Kgf. m. } s^{-1}$$

K : coefficient de sécurité a partir le diagramme da la figure **Fig .(II.3)**

II.3 .9 Diamètre d'arbre et diamètre moyen :

$d\ ar = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi^2}\ \frac{P_M}{K_t.n}}$ a' partir de la formule **(II.6a)**

$d\ ar = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi^2}\ \frac{38.73*60*100}{450*2900}} = 0.52cm=5.24mm$

Soit : dar = 10 mm

Le diamètre du moyen $d_h = (1,3\text{-}1,4)da$ **(II.6b)**

$d_h = 1.4*10 = 14$ mm

II.3.9 Diamètre de l'ouïe de la roue :

$$cm_1 = Kcm1 * \sqrt{2gH}$$

Pour $n_s = 24 \rightarrow Kcm_1 = 0,17$

avec $K_{1m} = 0.17$ valeur déduire par lecture sur le diagramme de **figer** (**II.1)** en fonction de la vitesse spécifique

$$Cm_1 = 0,17* \sqrt{2 * 9.81 * 125} \approx 2.50$$

$C0 = 0,90*2.50 = 2.25$ m/s

La section libre de l'ouïe

$$A_O = \frac{Q_i}{C_O} = \frac{0,0026}{2.25} = 0,00115\ m^2$$

$$A_h = \pi\ \frac{{d_h}^2}{4} = \pi\ \frac{0,0014^2}{4} = 0,00015\ m^2$$

La section totale de l'ouïe

$$A'_O = A_O + A_h = 0.00015 + 0.00115 = 0.0013$$

$d_0 = \sqrt{\frac{4*A0'}{\pi}} = \sqrt{\frac{4*\ 0,0013}{\pi}} = 0,040m = 40,69$ mm **(II.7b)**

Nous admettons finalement : $d_0 = 50$ mm

- la section totale de l'ouïe donc :

$$\rightarrow A' = \pi \frac{{d_0}^2}{4} = \pi \frac{0{,}05^2}{4} = 0{,}00196\ m^2$$

- la section liber de l'ouie donc :

$$A0 = A'-A\ h = 0{,}00196-0{,}00115 = 0{,}00081$$

- la vitesse réelle dons l ouïe sera donc :

$$C_O = \frac{Q_i}{A_0} = \frac{0{,}0026}{0{,}00081} = 3{,}20\ m^2$$

II.3.11 Angle d'entrée de l'aube B'1 :

Nous admettons d1 =0.0475mm

La vitesse périphérique :

$$u_1 = \frac{\pi d_1 . n}{60} = \frac{\pi * 0{,}048 * 2900}{60} = 7{,}28\ m/s \ldots\ldots\ \textbf{(II.7c)}$$

$u_1 = 7.28 m/s$

L'eau affluera sons pré rotation sur l'arête d'entrée de l'aube et donc

$$tg\ \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1} = \frac{2{,}50}{7.36} = 18°.90$$

D'où : β_1=18.54

En ajoutant l'angle d'attaque δ1 = 2°.46

On obtient : β'_1= (B1+ δ1) = 21 a' partir de la formule **(II.8)**

II.3.12 largeur d'entrée b1 :

Nous admettons un nombre d'aubes Z = 9 et une épaisseur de l'aube sur l'arrête d'entrée

S_1= 4 mm

la largeur d'entrée de la roue a' l'aide

$$t_1 = \frac{\pi * d_1}{Z} = \frac{\pi.48}{9} = 16{,}74\ mm$$

$$Su_1 = \frac{s2}{sin\ \beta'_1} = \frac{4}{sin\ 21} = 11.17\ mm$$

Et non déterminons le coefficient de rétrécissement par la formule:

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_{u1}} = \frac{16.74}{16.74 - 11.17} = 3.005$$

- la section d'entrée :

$$A_1 = \varphi_1 \frac{\varphi_i}{c_m 1} = 3.\frac{0.0026}{2,50} = 0{,}0031 m^2 \text{.....(II.9)}$$

La largeur d'entrée de la roue pout être calculer a' laid de la formule **(II.10)**

$$b_1 = \frac{A1}{\pi * d1} = \frac{0.0031}{3{,}14 * 0{,}0475} = 20.9mm$$

II.3 .12.1 triangle de vitesse d'entrée :

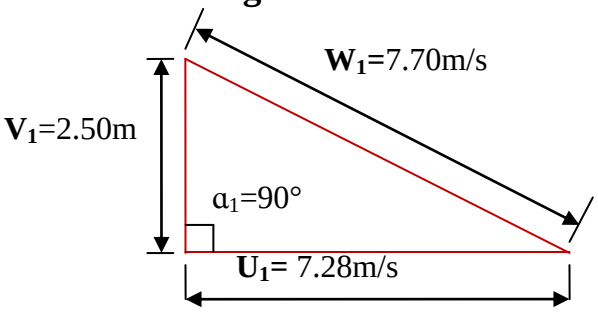


fig. II.10 triangle de vitesse d'entrée d'une roue avec aubes samble courbure

II.3 .12.2 le diamètre de la roue (d2) :

On calcule la vitesse périphérique

$$U_2 = \frac{Cm_2}{2.tg\ \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{Cm_2}{2.tg\ \beta_2}\right)^2 + \frac{g.H}{\eta_h}}(1+p)$$

Diamètre extérieur de la roue d2

La hauteur théorique d'élévation est

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_H} = \frac{11}{0,80} = 13.75m$$

Nous obtenons le coefficient du défaut de puissance

$$\chi = 0,6\ (1+\frac{\beta_2}{60})$$

$$\chi = 0{,}6\ (1+\frac{29}{60}) = 0{,}89$$

$$p = \frac{2*X}{z} * \frac{1}{1-(r1/r2)^2}$$

$$p = \frac{2*0.89}{9} * \frac{1}{1-0.5} = 0.25$$

Nous pouvons maintenant calculer la vitesse périphérique de sortie

$Cm_2 = Kcm_2\sqrt{2gHth}$ k $m_{2=}$ 0.12 Graphique k_{m2}= f (n_s) **fig(II.1)**

$$Cm_2 = 0{,}12\ \sqrt{9.81 * 11 * 2} = 1.76\ m/S$$

Cm_2 == 1.76 m /s .

Nous Admettons $\beta_2 = 29°$

On utilise la formule **(II.15)** pour calcule $\mathbf{U_2}$

$$U_2 = \frac{1.76}{2.tg\ 29°} + \sqrt{\left(\frac{1.76}{2.\text{tg } 29°}\right)^2 + 168.60}$$

U_2 = 14.38 m /s

On calcule le diamètre de la roue à la sortie a' partir de la formule **(II.16)**

$$d_2 = \frac{60 * U_2}{\pi * n} = \frac{60 * 14.38}{\pi * 2900} = 94.75 \approx 95m\,m$$

$$\chi = 0{,}6\ (1+\frac{\beta_2}{60})$$

Nous Admettons $\beta_2 = 29°$

$$\chi = 0{,}6\ (1+\frac{29}{60}) = 0{,}89$$

Admettant r1/r2=0.5

Nous obtenons le coefficient du défaut de puissance

$$p = \frac{2*X}{z} * \frac{1}{1-(r1/r2)^2}$$

$$b = \frac{2*0.89}{9} * \frac{1}{1-0.5} = 0.25$$

II.3.12.3 Largeur de la roue à la sortie b_2 :

$$t_2 = \frac{\pi.d_2}{Z} = 33.14 \text{ mm}$$

$$Su_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2} = \frac{4}{\sin 29°} = 8.25 \text{ m}$$

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}} = \frac{33.49}{33.49-8.25} = 1.33$$

Section de sortie :

$$A_2 = \frac{\varphi_2 . Q_i}{Cm_2} = \frac{1{,}33 * 0{,}0025}{1.76} = 0{,}0018$$

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} = \frac{0{,}0018}{\pi.0{,}095} = 0{,}0062 \text{ m} \approx 6 \text{ mm}$$

Nous vérifions si le nombre d'aubes admis était correct

$$Z = 6.5 * \frac{d2+d1}{d2-d1} * \sin\left(\frac{B'1+B'}{2}\right)$$

$$Z = 19.5 * \sin\left(\frac{29°+21°}{2}\right) = 8.3 \approx 9$$

II.3.12.4 Triangle de vitesse de sortie

Composante périphérique de la vitesse relative

$$W_{u_2} = \frac{Cm_2}{tg\ \beta_2} = \frac{1.76}{0.55} = 3.2 \text{ m/s}$$

Composante périphérique de la vitesse de sortie réelle

$$Cu_2 = U_2 - W_{u_2} = 14.38 - 3.2 = 11.8 \text{ m/s}$$

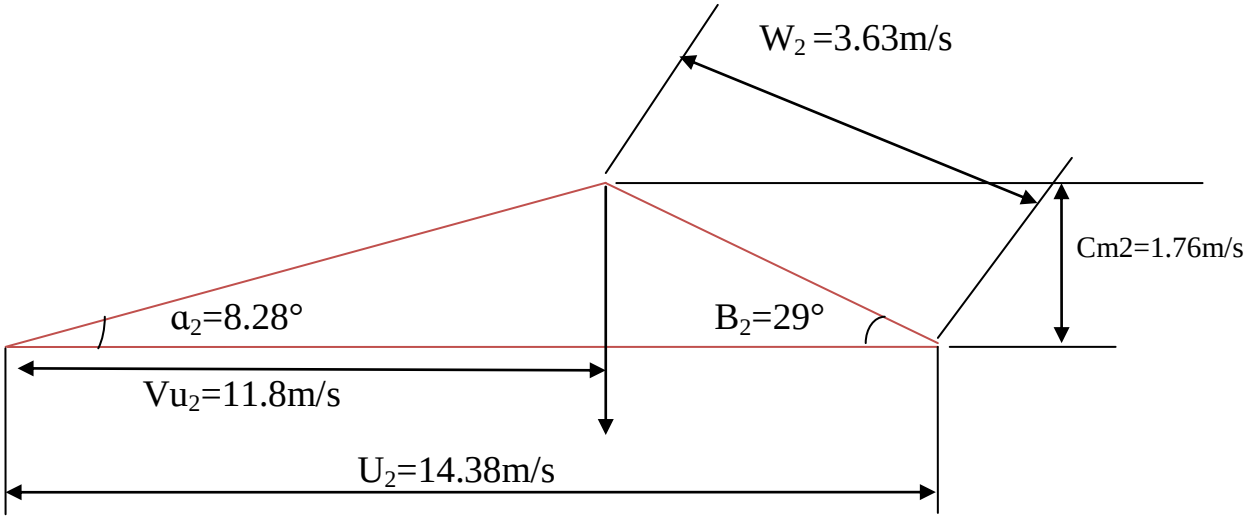
Angle de la vitesse absolue de sortie

$$tg\ \alpha_2 = \frac{Cm_2}{Cu_2} = \frac{1.76}{11.8} = 0{,}1491 \rightarrow \alpha_2 = 8° 28'$$

$$Cu_3 = \frac{Cu_2}{1+P} = \frac{11.8}{1+0,25} = 9.44 \text{ m/s}$$

$$tg\ \alpha_3 = \frac{Cm_2}{Cu_3} = \frac{1.76}{9.44} = 0,18 \rightarrow \alpha_3 = 10° 33'$$

Le triangle de vitesse de sortie est représenté sur la figue suivante:



Fig(II.11) : le triangle de vitesse sortie

Tableau 1 : calcul des dimensions d'entrée et de la sortie de la roue

Nomenclature	symbole	Calcul manuel
Entrée de la roue		
Vitesse spécifique faible	n_{sf}	24
Puissance absorbé (kgf m /s)	Pa	38.73
Puissance de moteur (kgf cm/mn)	Pm	53.4474
Diamètre de l'arbre calculé (mm)	da	10
Diamètre de l'arbre admissible (mm)	Dar	18
Diamètre du moyeu (mm)	dh	14
Rendement volumétrique	η_v	0.965
Composante méridienne de vitesse (m/s)	Vm1	2.50
Diamètre de l'ouïe calculé (mm)	d0c	40.69

Diamètre de l'ouïe admissible (mm)	d0	50
Section libre de l'ouïe (m**2)	A0	0.00155
Diamètre d'entrée de la roue (mm)	d1	0.0475
Vitesse périphérique d'entré (m/s)	u1	7.27
Angle constructif de l'aube à l'entrée	B'1	21
Vitesse relative d'entrée (m/s)	W1	7.69
Pas à l'entrée (mm)	t1	16.57
Coefficient de rétrécissement	φ1	3.02
Section d'entrée (m**2)	A1	0.0031
Largeur d'entrée de la roue (mm)	b1	16.76
Rendement hydraulique	η_h	0.92
Composant méridienne (m/s)	Vm2	1.76
Coefficient de défaut de la puissance	P	0.25
Vitesse périphérique à sortie (m/s)	u2	14.38
Diamètre de la sortie (mm)	d2	95
Vitesse relative de la sortie (m/s)	W2	3.63
Pas à la sortie (cm)	t2	33.14
Coefficient de rétrécissement	φ 2	1.33
Section de la sortie (m**2)	A2	0.0018
Largeur de sortie de la roue (mm)	b2	6
Vérification le nombre d'aubes admis	Zc	8.3
Puissance utile de la pompe (W)	Pe	269.775
Rendement mécanique de la pompe	η_{m0}	0.80
Rendement globale de la pompe	η	0.71

Tableau 2 : Calcul manuel de TRACE PAR POINTS DE L'ALLURE de L'AUBE

r (m)	Vm (m/s)	W (m/s)	B	Bn(mm)
0.024	2.50	7.70	18.9459058	125
0.0275	2.42	7.01	20.19529389	100
0.03	2.30	6.35	21.23565758	90.90
0.0325	2.25	5.69	23.29283093	76.92
0.035	2.17	5	25.72167938	62.50
0.0375	2.08	4.50	27.53.59666	52.63
0.04	2.0056	4.28	27.94333659	47.61
0.0425	1.92	4.05	28.29908019	45.45
0.045	1.83	3.80	28.78857642	41.66
0.0475	1.76	3.63	29.00254603	38.46

Bm(°)	Δr(mm)	Δa(m)	∑Δα(m)	υ(°)
110.97	0.0035	0.388	0.388	22.24
95.45	0.0025	0.238	0.626	35.88
83.91	0.0025	0.209	0.835	47.86
69.71	0.0025	0.174	0.009	57.87
57.56	0.0025	0.143	1.152	66.03
50.12	0.0025	0.125	1.277	73.20
46.53	0.0025	0.116	1.393	79.85
43.45	0.0025	0.108	1.501	86.04
40.06	0.0025	0.100	1.601	91.77

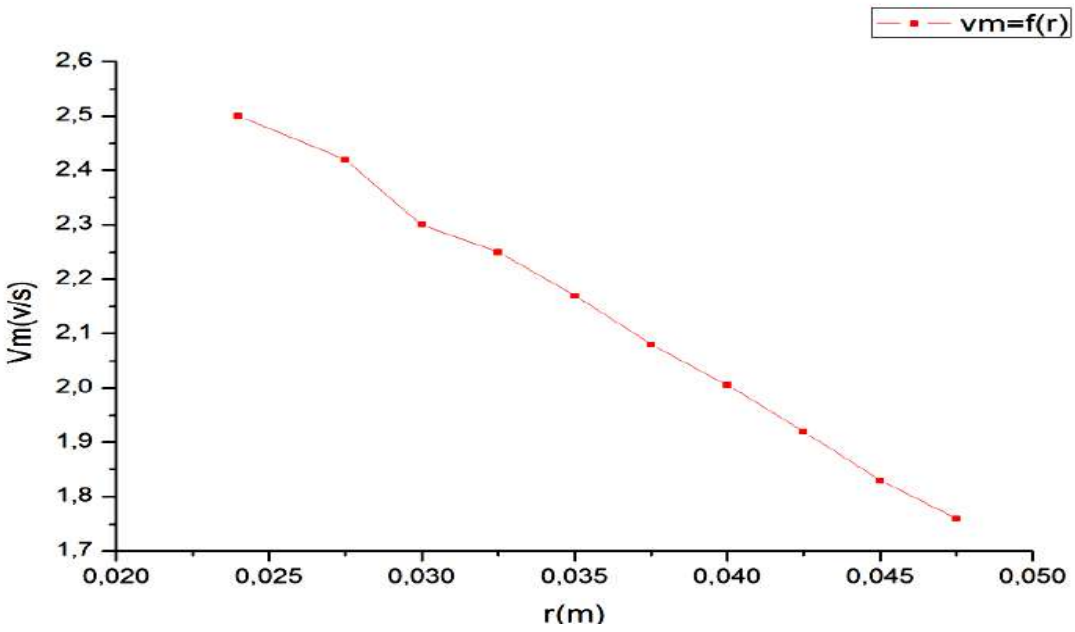
t (mm)	su (mm)	phi	b (mm)
16.74	13.30	4.6	31.58
19	11.60	2.56	15.67
21	11.04	2.10	12.60
22.5	10.12	1.81	10.31
24.5	9.23	1.60	8.72
26	8.65	1.49	7.90
28	8.54	1.43	7.37
29.5	8.45	1.40	7.10
31.5	8.31	1.36	6.83
33	8.26	1.33	6.58

Profilage de l :

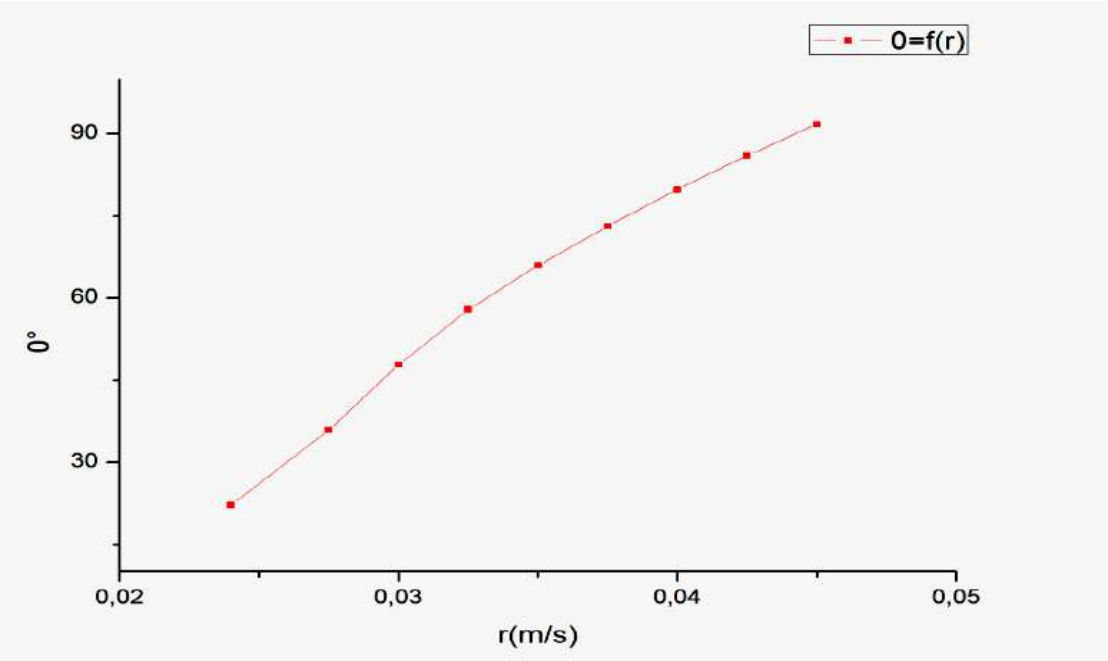
Le profile des l'aube été tracé par points suivant la méthode de BFLEIDERER Sur

Les lignes de courant, on a applique des segments $\Delta r = 0.025$ la courbe est une équation linéaire dela forme $Vm(i) = (a.r(i)) + rk$ $a = (Vm(1) - Vm(n))/(r(1)-r(n))$

$rK = Vm(1)-(a.r(1))$



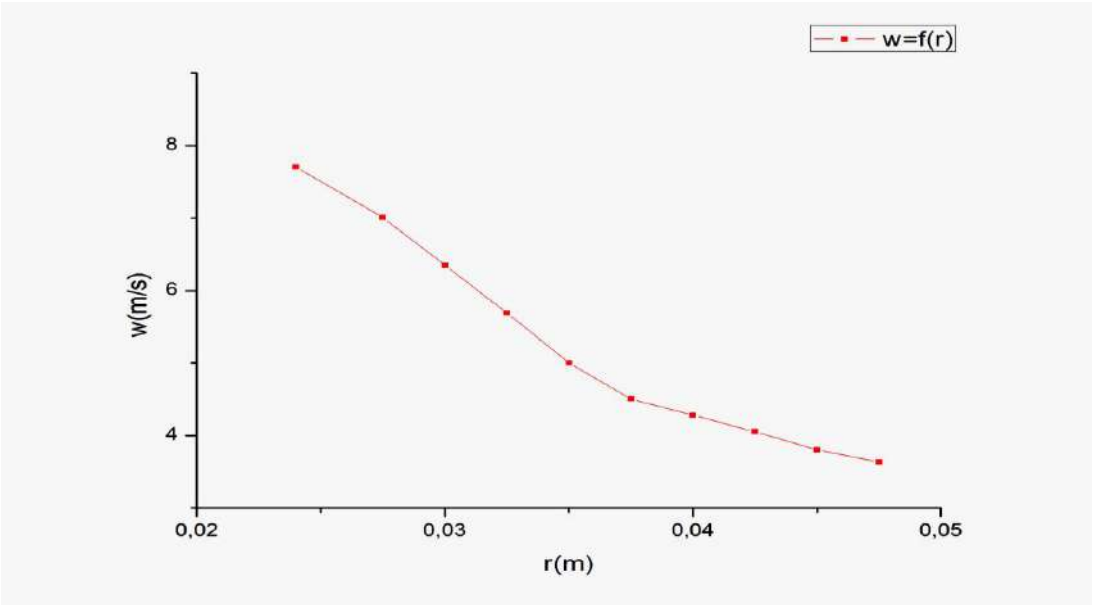
Fig(II.12) : la courbe de vitesse méridienne en fonction de rayo



Fig(II.13) : la courbe d'angle (thita) en fonction de rayon

le courbe ci-dessous est parabole dont l'équation prend la forme suivante :

W = $\mathbf{a_1} r^2 +$ $\mathbf{b_1}$r + **C** **talquent** a= **7.70** , b = **-85.47** , C = **4.6**



Fig(II.14) : la courbe de vitesse W en fonction de rayon

III.1-Introduction [12]

CF turbo est conçu pour concevoir de manière interactive de la turbomachine radiale, mixte et axiale: pompes, ventilateurs, compresseurs, turbines. Le logiciel est facile à utiliser et permet une génération et une variation rapides des géomètres de turbine, de stator et de volute. Plusieurs modèles peuvent être affichés, comparés et modifiés simultanément. Il contient de nombreuses fonctions d'approximation qui peuvent être personnalisées par l'utilisateur afin de mettre en œuvre des connaissances spécifiques aux utilisateurs dans le processus de conception basé sur CF turbo. En dépit de la création de propositions semi-automatiques, les expériences fondamentales dans la conception des turbomachines sont utiles mais pas nécessaires. Un ingénieur expérimenté en conception de turbomachines devrait pouvoir concevoir de nouveaux roues de haute qualité et volutes plus facilement et rapidement.

1- Les Etapes principales de la conception de la Roue :

1-1-dimensions principales :

- Calcul des dimensions principales de la roue : diamètre du moyeu, diamètre de la roue Largeurs d'entrée et de sortie .
- utilisation de fonctions d'approximation définies par l'utilisateur pour la Détermination des paramètres de la turbine.

1-2-contour méridien :

- détermination des contours méridiens au moyen des courbes de Bézier, d'arcs et delignes ou poly lignes définies par l'utilisateur.
-bords d'attaque et de fuite droits ou courbés.
-forme de la turbine à écoulement radial ou mixte.
-affichage d'informations sur les paramètres géométriques importantes de la roue.

1-3- angles des aubes :

- sélection de la forme des aubes : 3D forme libre, 2D générale, 2D circulaire, 2D droite, aubes à surface réglée, aubes à élément radial.
- Conception d'aube sur 2à11 sections d'écoulement méridiennes.
- calcul des angles d'aube optimaux tenant copte des contractions d'écoulement à l'intérieur du passage d'aubes
- affichage des triangles de vitesse et de tous les composants de vitesse sous forme de tableaux, ainsi que des angles d'écoulement

1-4-lignes moyennes :

- définition des lignes moyennes au moyen de courbes de Bézier ou de polylignes définies par l'utilisateur.
- manipulation couplée ou non couplée de formes d'aube.
- détermination libre de l'angle d'enroulement.
- représentation de l'évolution de l'angle des aubes.
- contrôle de l'angle de sortie de l'écoulement par la ‘’règle du sinus’’

1-5-profils des aubes, bords d'attaque :

Détermination de l'épaisseur des aubes sur toutes les sections de profil

- arrondissement des bords d'attaque et des bords de fuite au moyen des courbes de bézier ou d'ellipses.
- vue frontale du rotor conçu possible.

1-6-vues 3D :

- représentation dynamique en 3D (pivoter, déplacer, zoomer) .
- vues partielles.
- plan sécant.
- vue d'ensemble.

1-7- Exportation des données :

- exportation de points, courbes et surfaces .
- formats neutres tels qu'IGES, STEP, DXF .
- interfaces directes pour les principaux systemes CAD et CAE/CFD .

Formats d'exportation spéciaux disponibles sur demande.

1-8- Estimation des lignes caractéristiques :

- calcul des pertes fondamentales pour le rotor et la volute sur la base de relation empiriques prouvées .
- affichage de courbes de rendement pour différents vitesses .

III.2 Etude calcul et tracé de la roue par CF turbo :

- Lors de la création d'un nouveau projet, un des types de projets suivants peut être sélectionné:
  - Pompe
  - Ventilateur
  - Compresseur
  - Turbine

Après avoir démarré le programme, on a l'écran suivant :

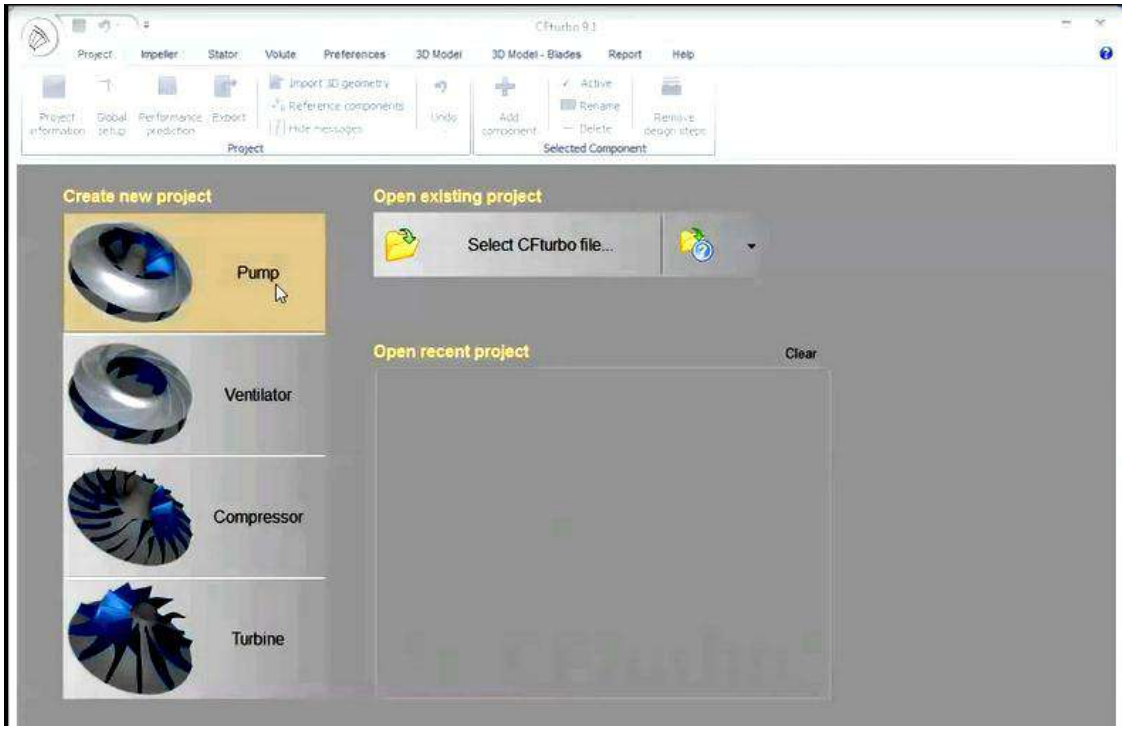


Figure (III-1) l'écran démarré

1-► Global setup

1.1-Point de départ et de conception :

Selon le type de projet, différents paramètres d'entrée sont nécessaires (voir ci-dessous).

Comme exemples, vous voyez la boîte de dialogue de **Global Setup** pour les pompes ci-dessous

- Sélectionnez le module de turbine de la pompe pour démarrer une nouvelle conception et spécifier le point de conception, puis en saisi les paramètres hydrauliques (Q ; H ; n).
- en clique **ok**

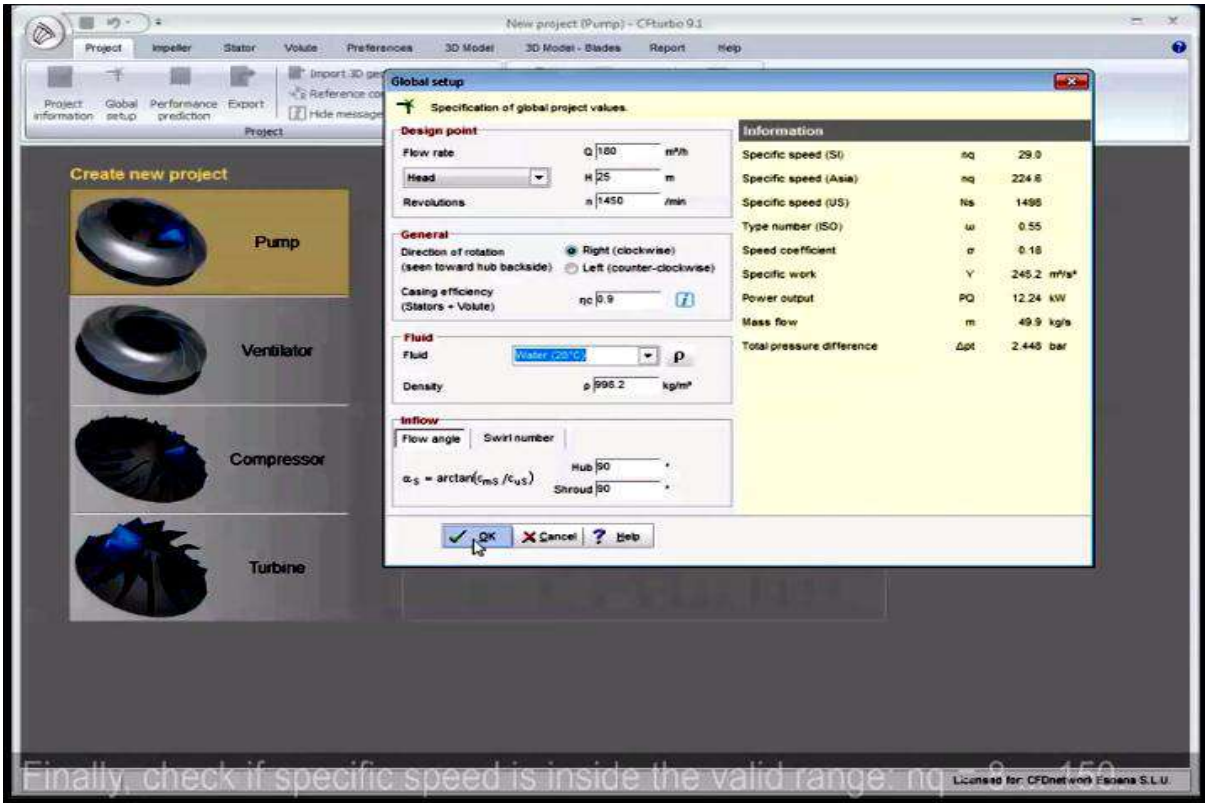


Figure (III-2) sélection une nouvelle pompe

La boîte de dialogue **Global Setup** démarrer automatiquement après la création d'un nouveau projet.

Après avoir terminé la configuration globale, vous verrez un projet vide où vous pouvez ajouter des composants. En clique 

.

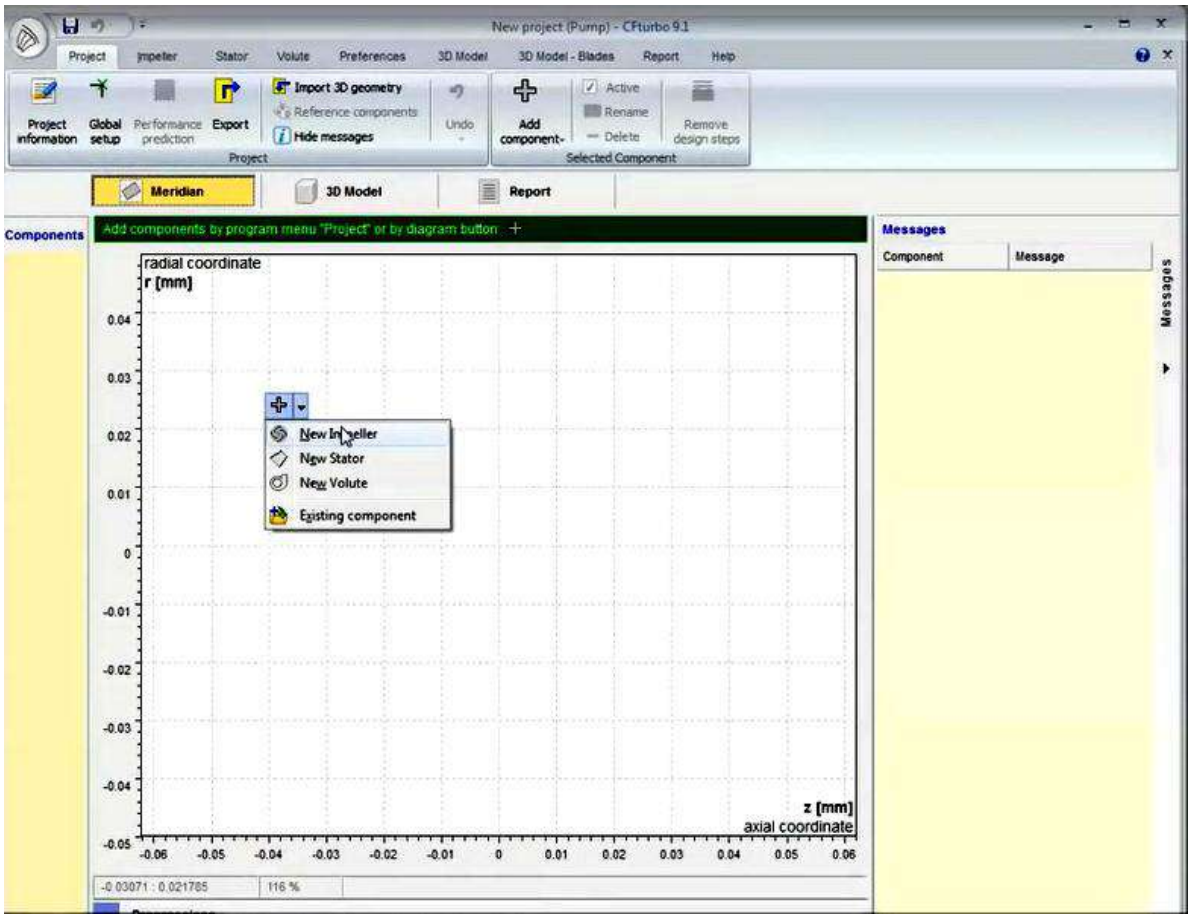


Figure (III-3) création nouvelle aube .

2- ► Impeller / main dimensions

2.1 cliquer **main dimensions** dans la barre impeller .

- Cliquer **ok.**

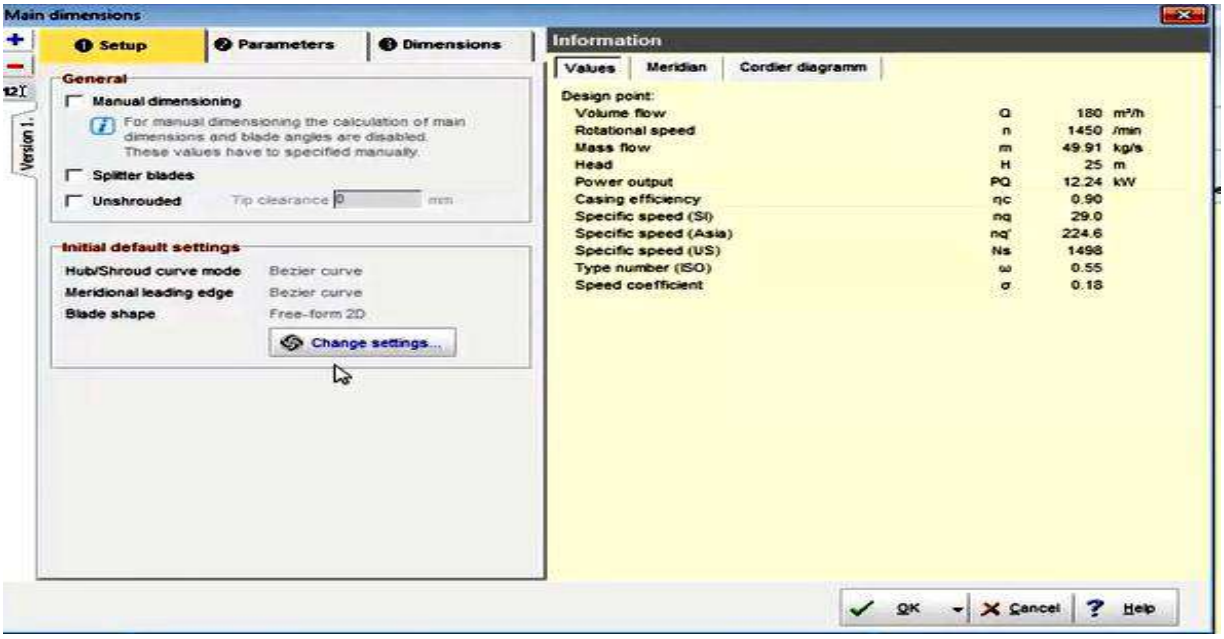


Figure (III . 4) calcul main dimension « setup » valeurs

En clique **2 paramétrer** Ensuite, en saisie les différents rendements

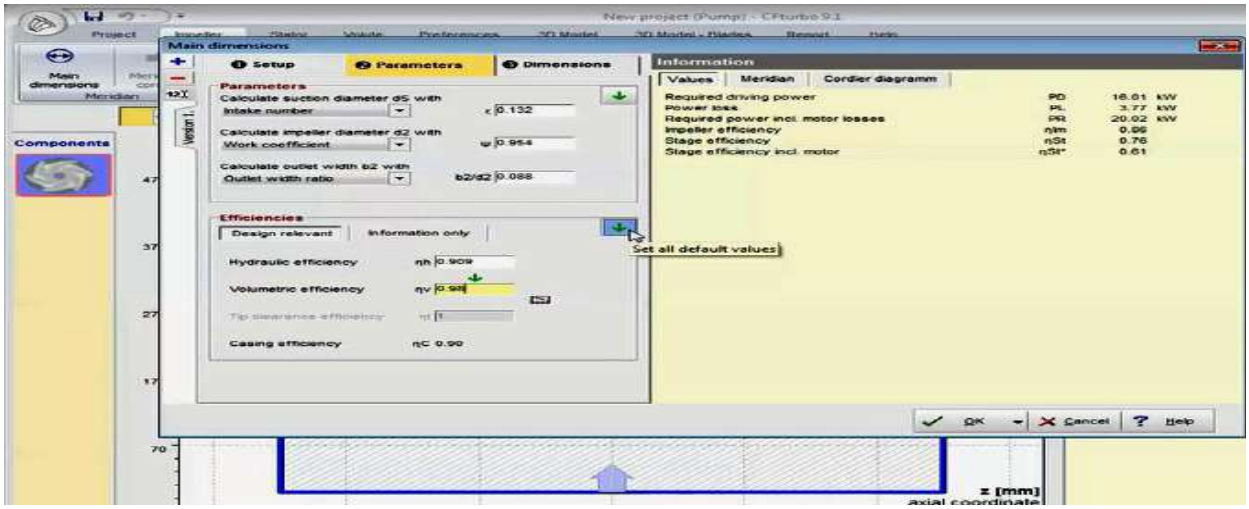


Figure (III-5) calcul Dimension principale pour les rendements

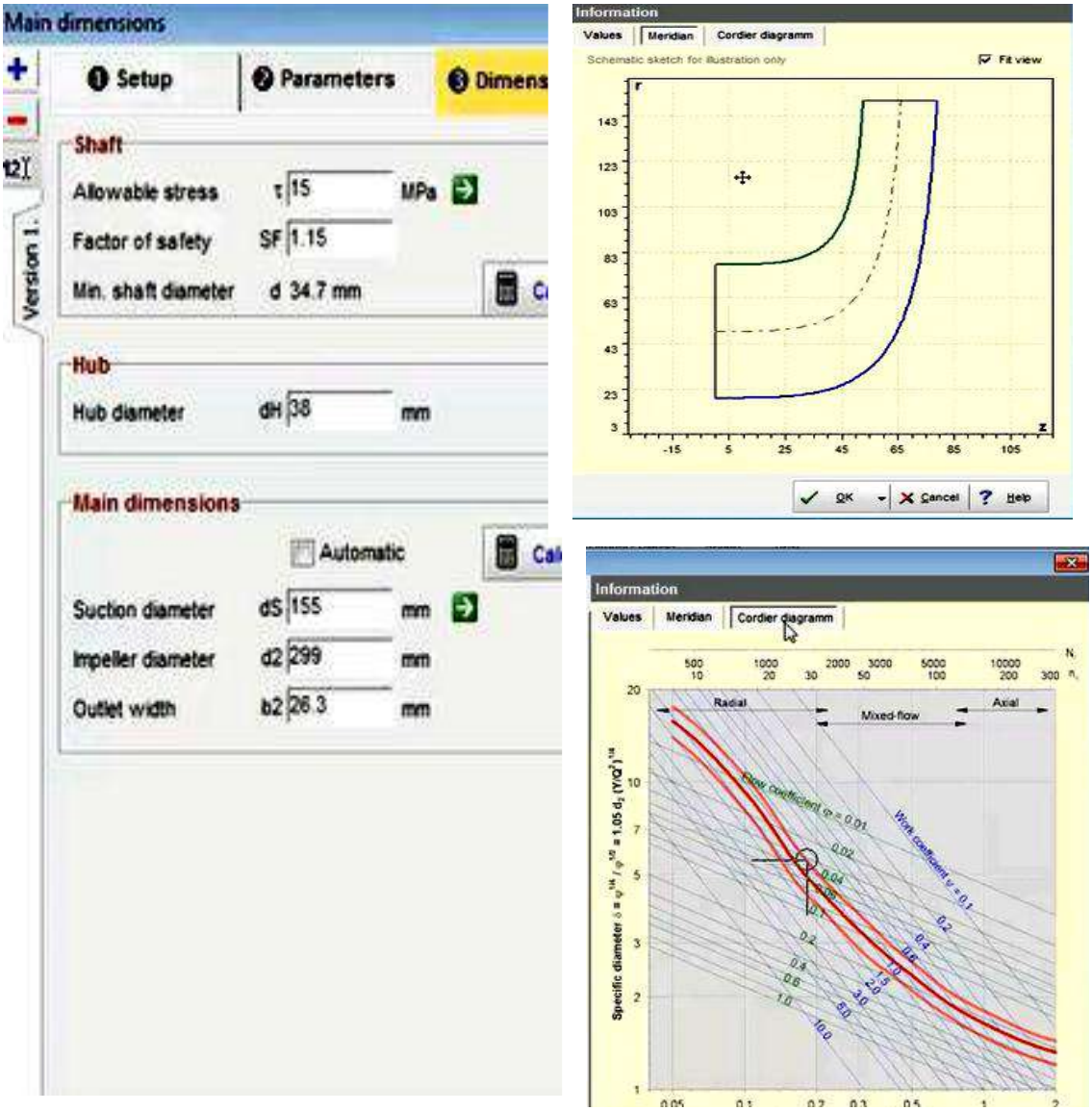


Figure (III-6) calcul des dimensions principales

3-1 cliquer **méridional contour** dans la barre impeller Cliquer **ok.**

La conception du contour méridien est la deuxième étape importante pour la conception de la Pompe

Les informations suivantes peuvent être affichées dans la boîte de dialogue de contour en utilisant le bouton Additional Views méridional

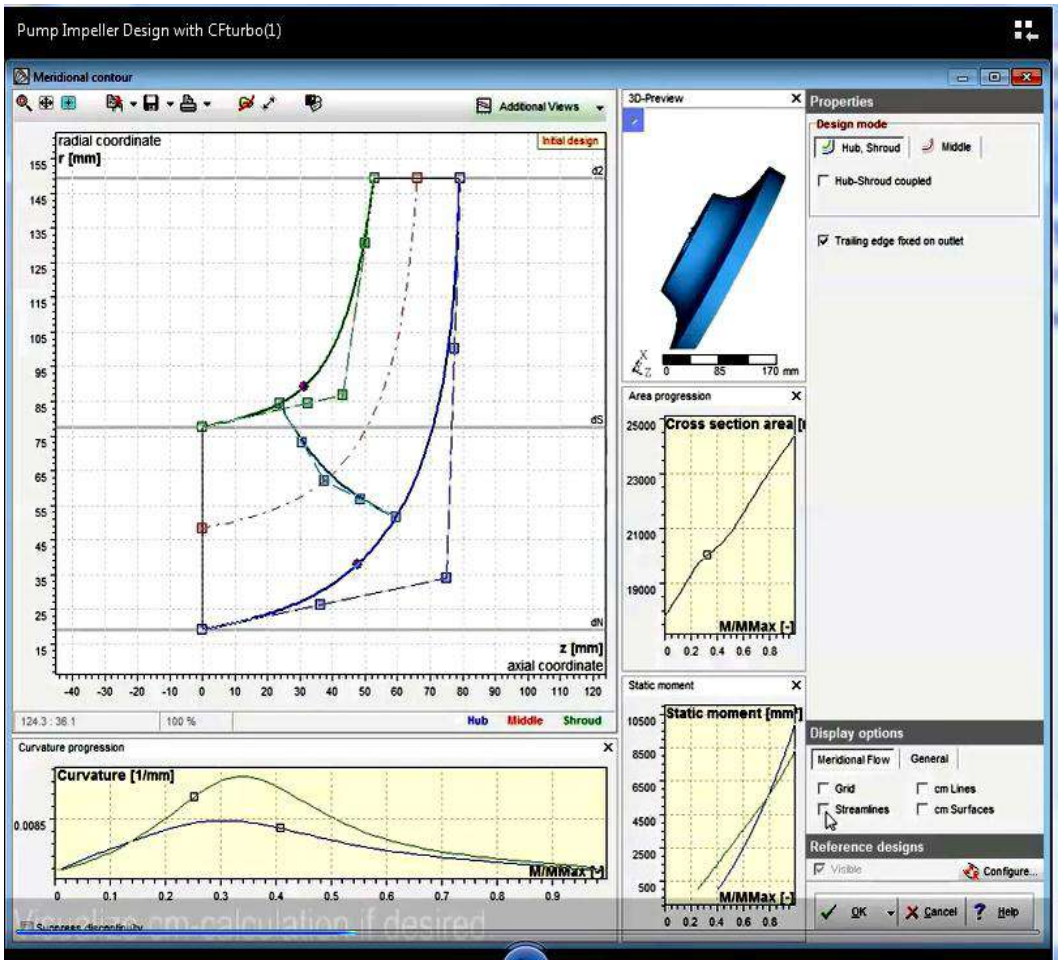
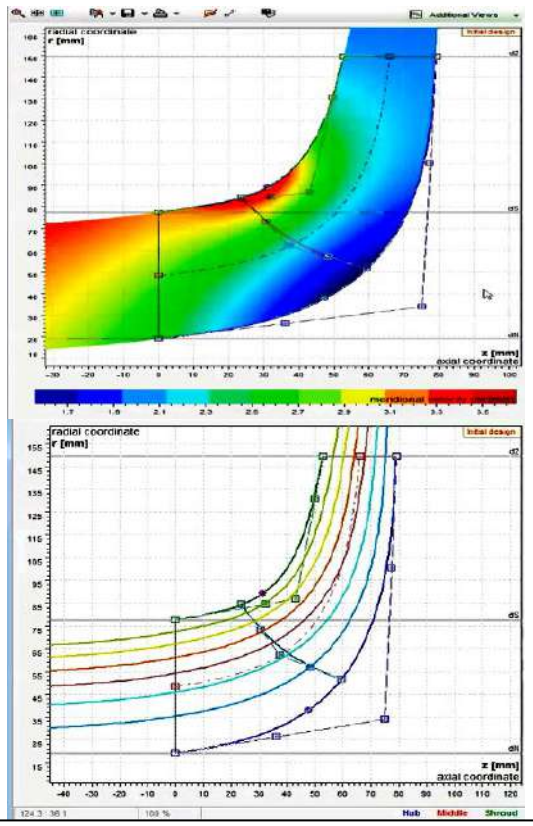
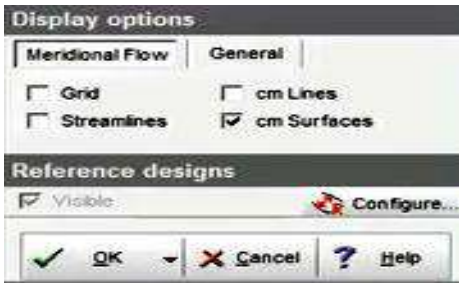


Figure (III-7) tracé du contour méridien.

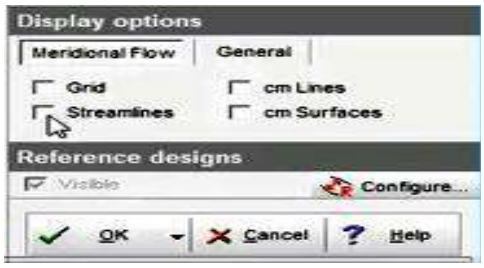
3.2- Dans le panneau Options d'affichage, des représentations graphiques peuvent être activés pour illustration:

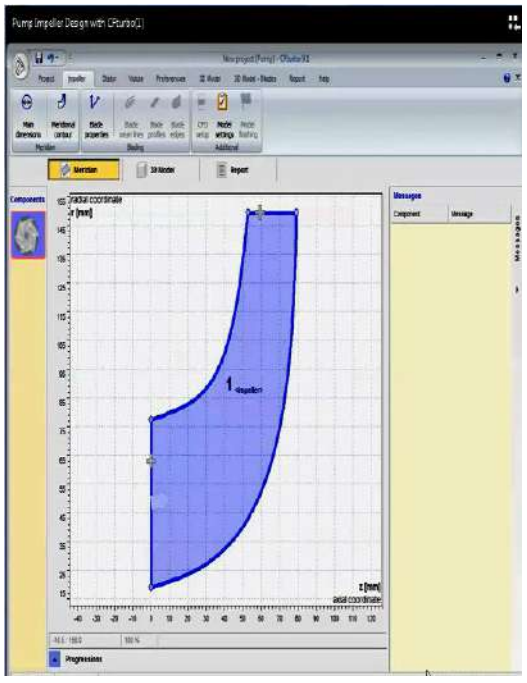


Méridional FLOW/ Cm surfaces



Méridional FLOW/Steamlines





En clique **ok.**

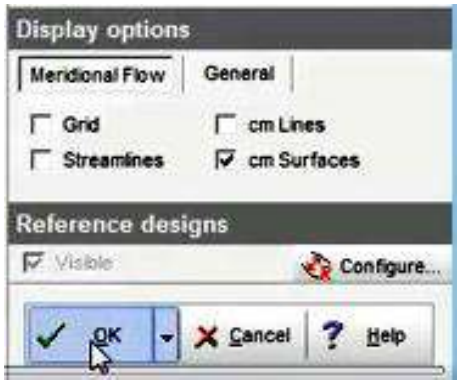


Figure (III-8) options d'affichage

4-► Impeller / Blade properties :

Définition des propriétés de la lame est réalisée en deux étapes :

1-Blade setup

2-Blade angle

Dans les étapes suivante ont Insèrent les caractéristiques de l'aube (épaisseur de lame**,** Choisissez la **form 3D**, nombre d'aube**(z)**, chois méthode Pfleiderer l'angle entrée et sortie …)

1-Cliquez sur **1Blade setup**

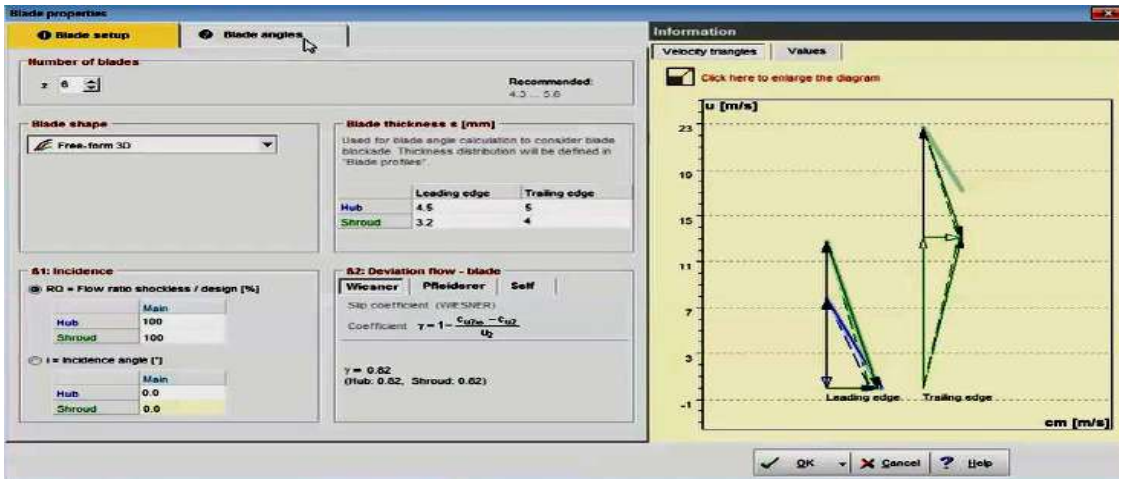


Figure (III-9) Caractéristiques de l'aube (setup)

Cliquez sur **2 Blade angles , ok** .

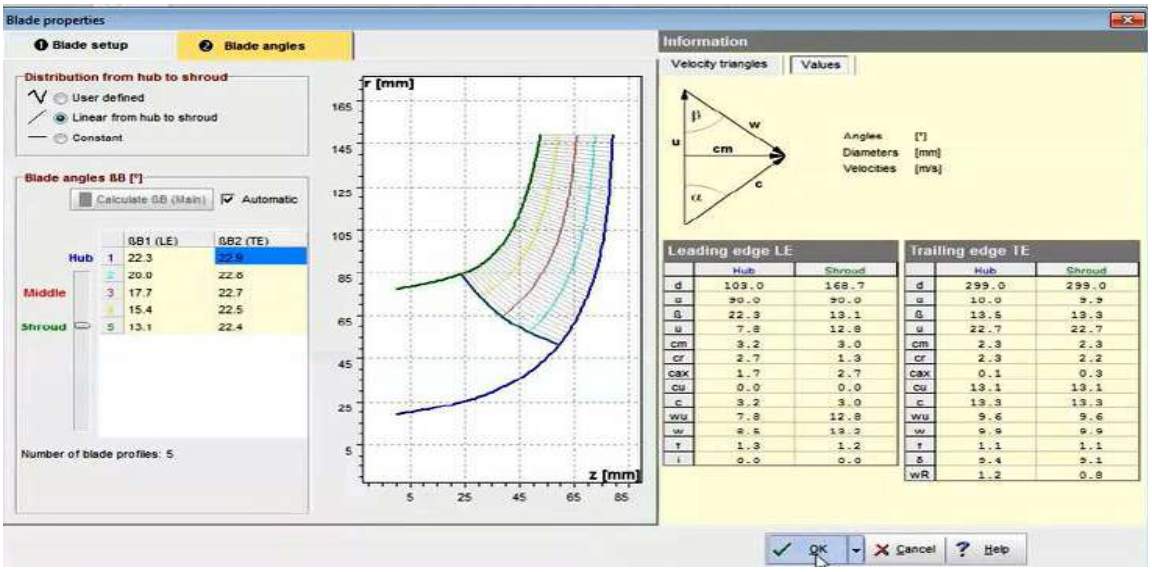


Figure (III-10) Caractéristiques de l'aube (angles)

5 ► Impeller / blade mean lines

5.1 En cliquant sur **blade mean lines** dans la barre impiller bladling

Option d'affichage spéciale pour les lames séparatrices:

L'affichage des courbes principales et diviseur peut être basculé indépendamment par les cases à cocher .

M, géométrie en T

La lame est conçue dans la majesté en conformité m, t-mappée par les courbes de Bezier. La distribution bêta comme vue supplémentaire est calculée et affichée pour vérification.

En général, les lignes moyennes sont représentées par des courbes de Bezier de 3ème ordre. Les contraintes sont les suivantes:

- Extension méridionale dm (voir contour Méridional).
- Angle de départ φ0 .
- Angle de fermeture Δφ .

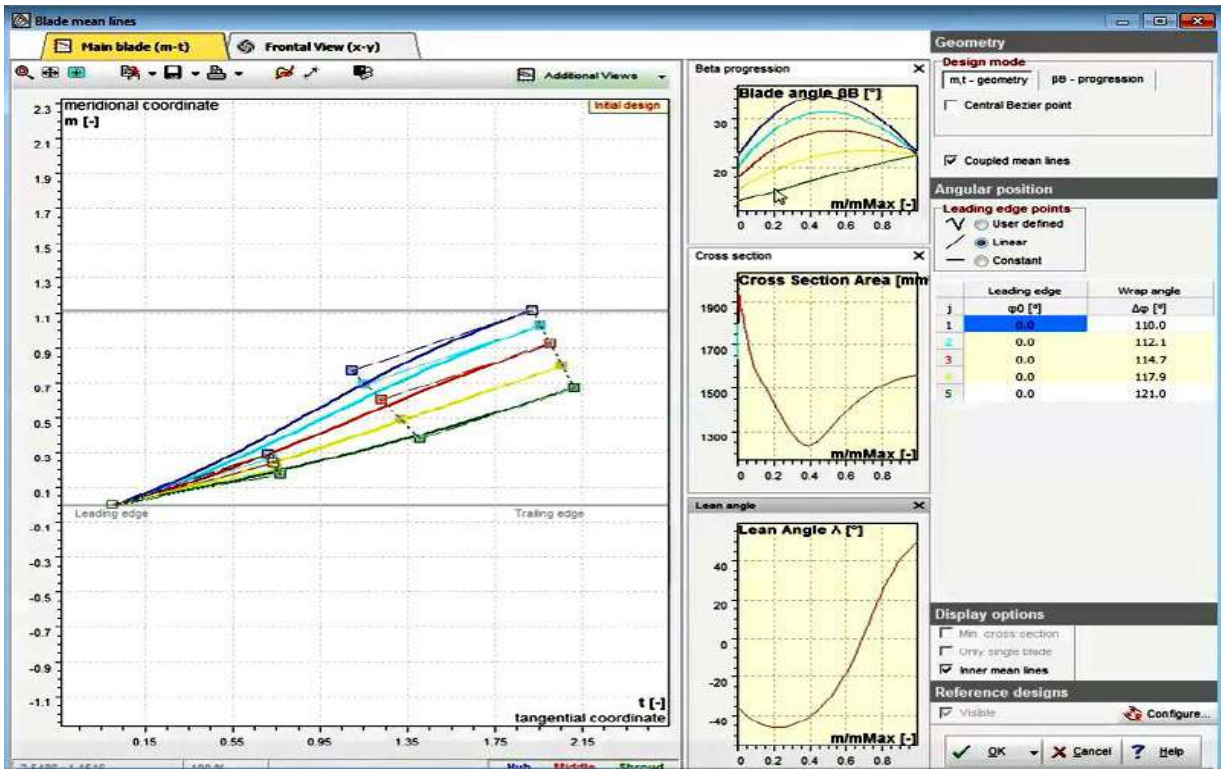
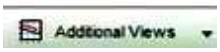


Figure (III-11) lignes moyennes de lame

5.2 Les informations suivantes peuvent être affichées dans la boîte de dialogue de la ligne moyenne à l'aide du bouton 

nous choisissons **3D Preview**

Pour une transition continue entre les lignes moyennes séparées (surface de lame), les points correspondants de chaque ligne moyenne doivent être couplés linéairement. Si vous désactivez cette option, vous pouvez modifier toutes les lignes moyennes indépendamment, y compris les angles d'enveloppe individuels Δφ.

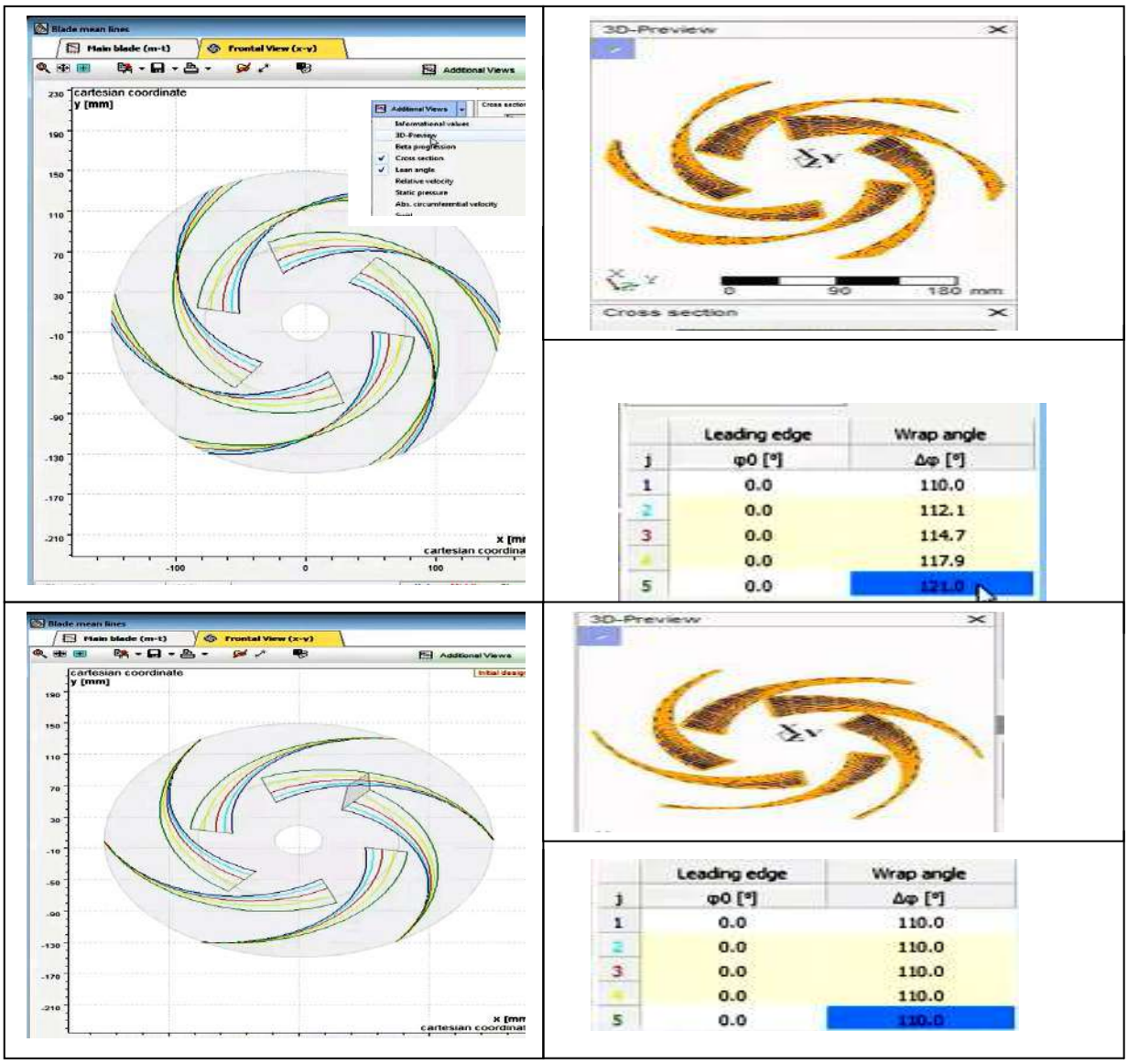


Figure (III-12) Mode de conception

6 ► Impeller / blade profiles

6.1. En cliquant **sur blade profiles** dans la barre impiller bladin

Types de turbine ont une répartition spéciale de l'épaisseur:

- Les pompes à eaux usées ont une épaisseur très élevée au bord d'attaque pour éviter les pièces jointes solide.
- Les pompes à induction ont une épaisseur très faible au bord d'attaque pour améliorer les performances d'aspiration .

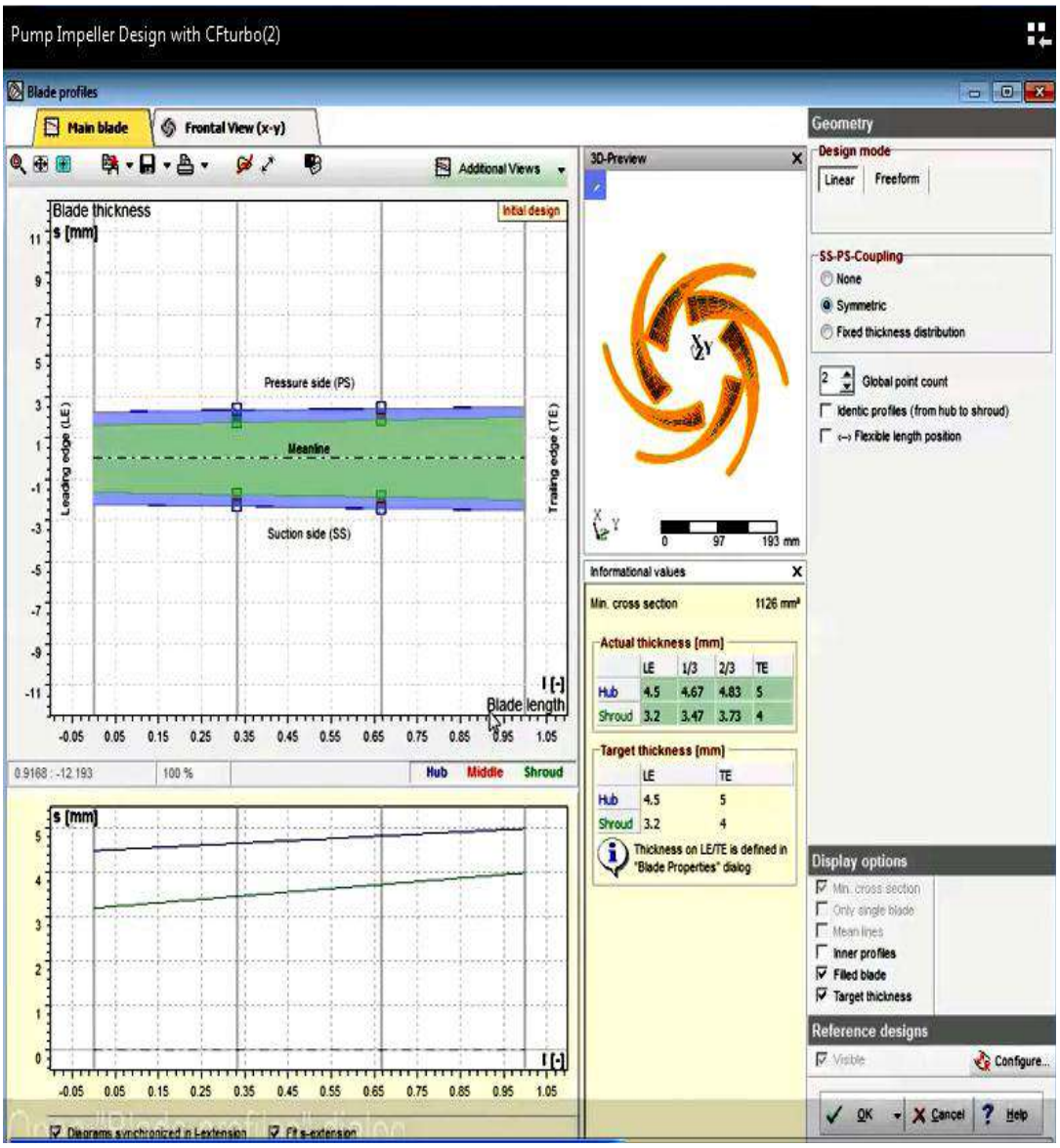


Figure (III-13) pale principale

7- ► Impeller / blade edges

7-1- forme de lame au bord d'attaque

On choisit la forme **Ellipse** et clique **Ok**

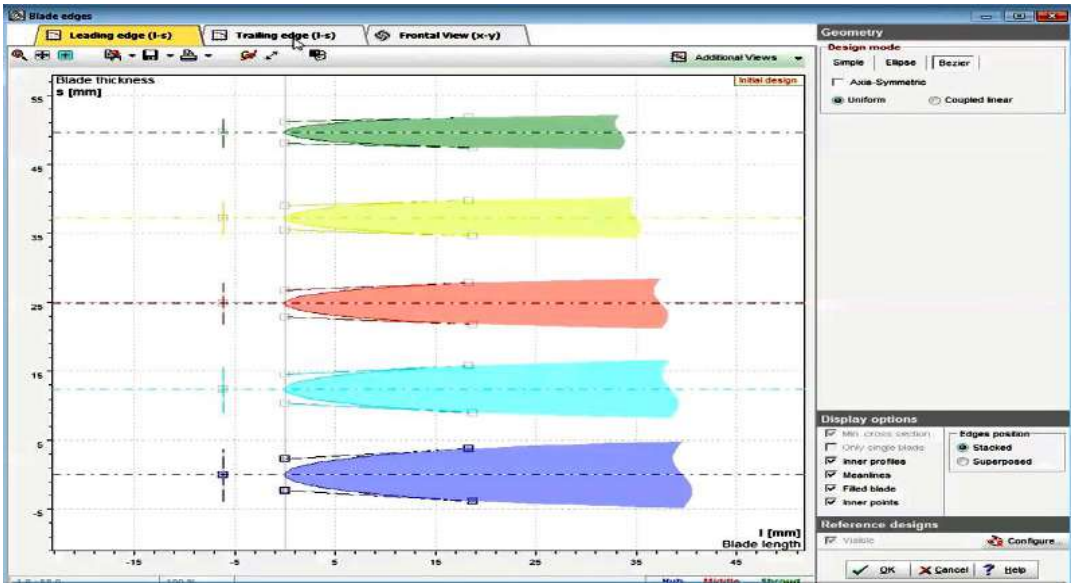


Figure (III-14) bord d'attaque de l'aube

7.2 la forme de lame au bord de fuite :

On choisit aussi le mode **simple** pour le bord de fuite

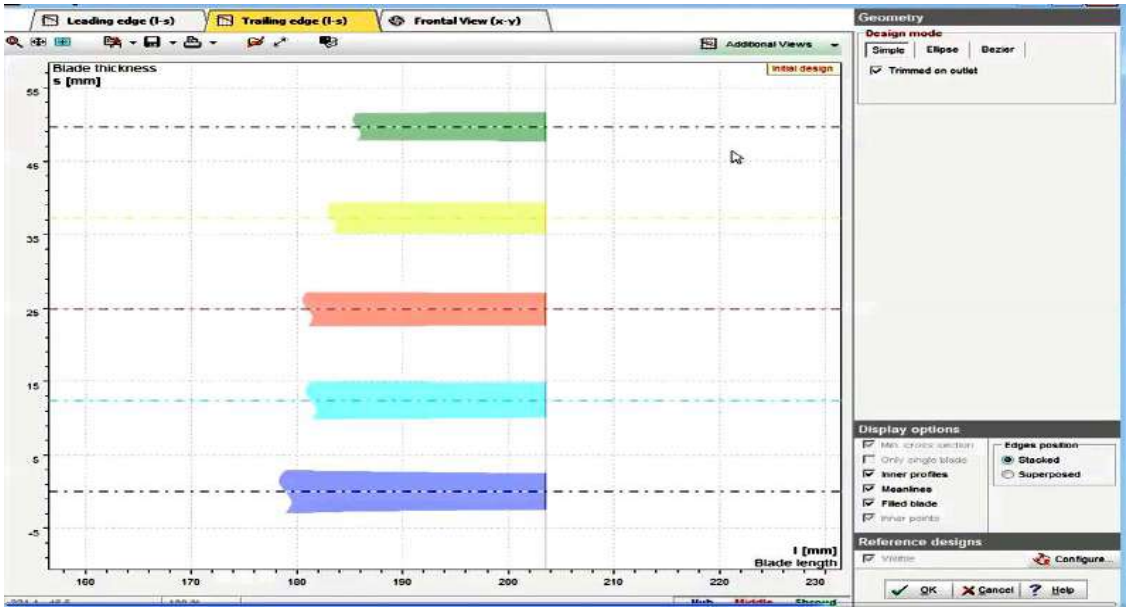


Figure (III-15) bord de fuite de l'aube

7.3 vue frontale **:**

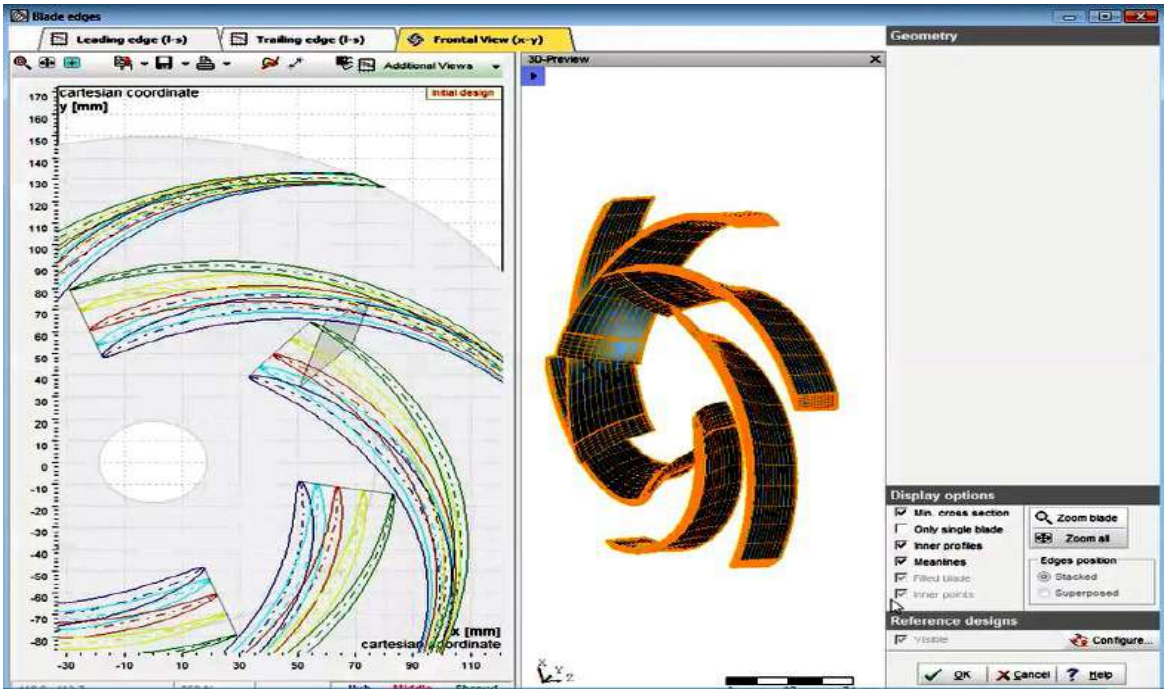


Figure (III-16) vue frontale (x-y)

7.4 Model 3D et performance prédiction :

La feuille d'onglet Modèle 3D contient la représentation tridimensionnelle de l'état de conception du projet.

Ensuite sélectionnée modèle state **Default**

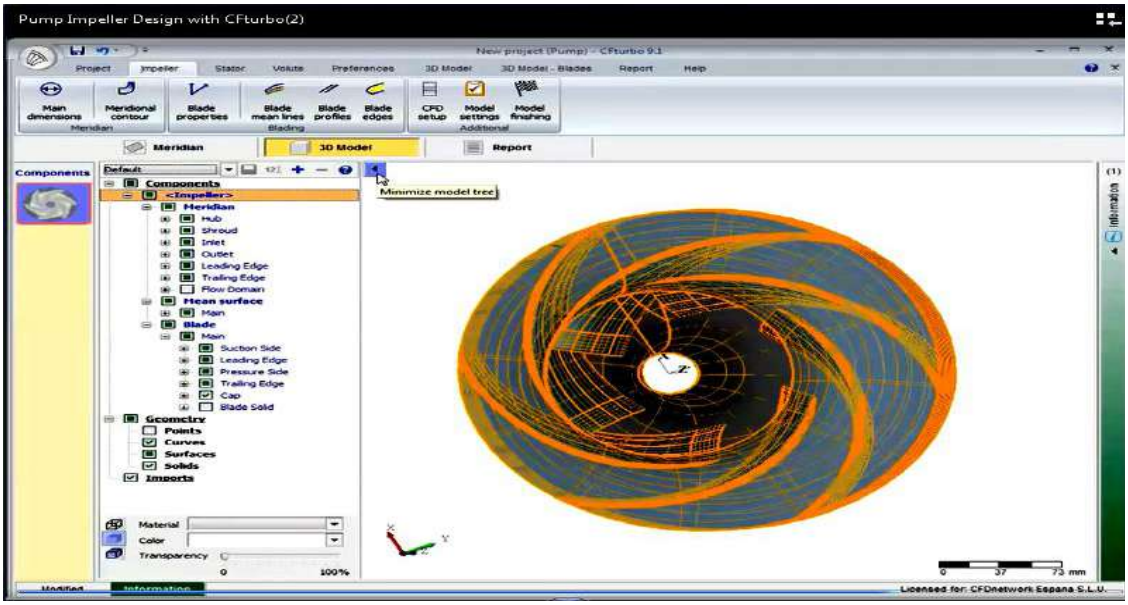


Figure (III-17) vue en 3D

7-5 performances prédiction :

En clique sur **project** PROJECT dans la barre d'outils, après sur **performance prediction**  on choisi la courbe **Q** en fonction de **H** en clique **Ok.**

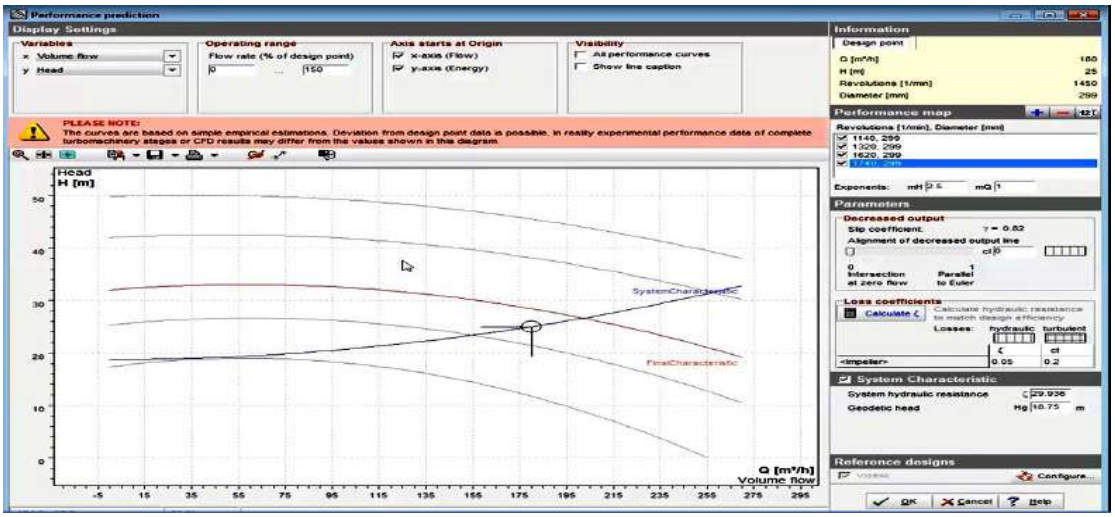


Figure (III-18) graphe H fonction Q

8. ► Impeller / CFD setup 

8-1CFD setup finition et exportation

En clique sur **CFD setup,** pour vérifier les paramètre de lame, puis Ok

La géométrie conçue peut être étendue dans la direction méridienne à la sortie

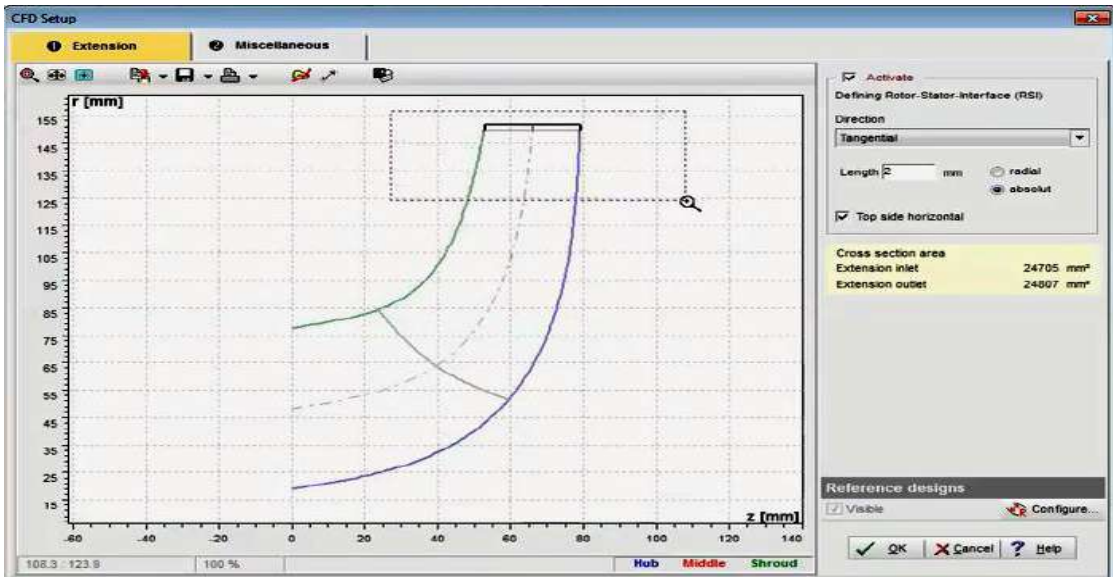


Figure (IV-19) Tracé extension

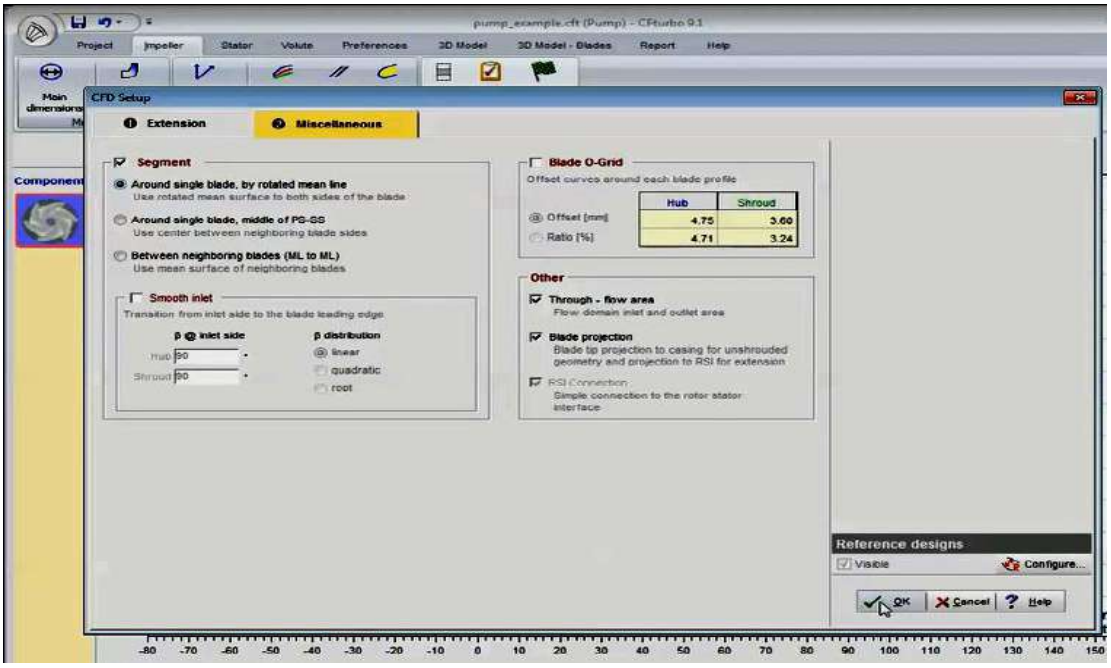


Figure (III-20) la finition de lame

9. ► Impeller / Model settings

Sur la boîte de dialogue, les paramètres de modèle permettent de spécifier le nombre de points de données à utiliser pour le modèle 3D et pour les formats d'exportation basés sur les points.

Le nombre de points peut être défini pour les deux cas séparément pour toutes les parties géométriques.

Meridian: hub / linceul

Lame: ligne moyenne, côté pression / aspiration, bord avant / arrière

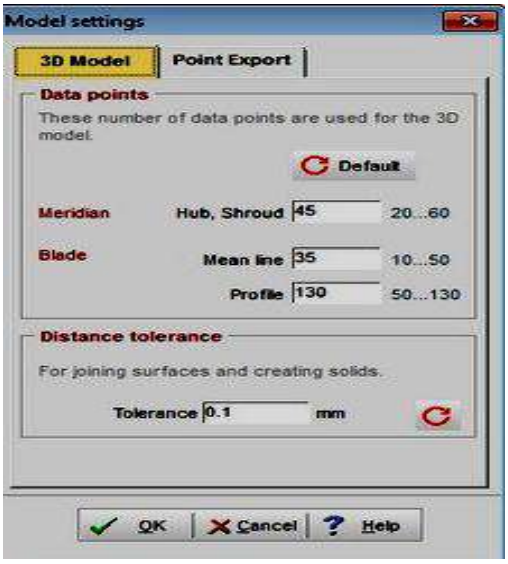


Figure (III-21) Model setting

10- ► Impeller / Model finishing 

 : Le modèle 3D a été mis à jour en fonction des paramètres de finition

 : La finition du modèle n'est pas encore définie.

 : La conception a été modifiée, mais le modèle 3D n'est pas à jour (pas terminé) ou la finition du modèle a échoué.

Le dialogue offre différentes possibilités pour concevoir la connexion entre la lame, moyeu et le carénage **ok.**

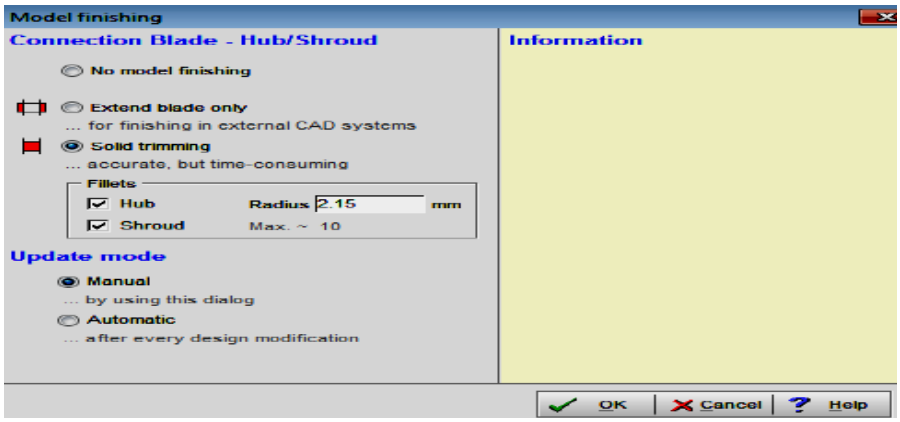


Figure (III-21) Model finishing

11►Project | Export

Pour l'exportation de géométrie, vous devez:

1. Sélectionnez l'interface dans le panneau Interfaces

2. Sélectionnez le (s) composant (s)

3. Définir les paramètres d'exportation

on clique **Export data** , **OK**



Figure (III-22) Export project

III.3 Avantages de CF turbo

- Conception rapide de composants de turbomachines de haute qualité
- Intégration de la théorie établie de la conception des turbomachines
- Confortable, fiable et convivial
- Interfaces directes pour plusieurs logiciels CAE
- Manuel de documentation détaillé
- Prix inégalé

IV- Résultats de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique de la Roue d'une pompe centrifuge à simple courbure :

On présente dans ce chapitre la démarche de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique d'une pompe centrifuge à simple courbure ; la roue **APN14-A** de POVAL

I- Données

I-1-Paramètres hydrauliques :

(Q=9 m^3/h, HMT=11m, n=2900 tr/min)

I-2-Paramètres de constructions :

(Dimensions principales selon norme ISO2858)

II-Etude et calcul de la roue par CFturbo

II-1-calcul et tracé de la roue par CFturbo

1- Cliquer dans la fenêtre de **global setup** dans le barre project Cliquer **ok**

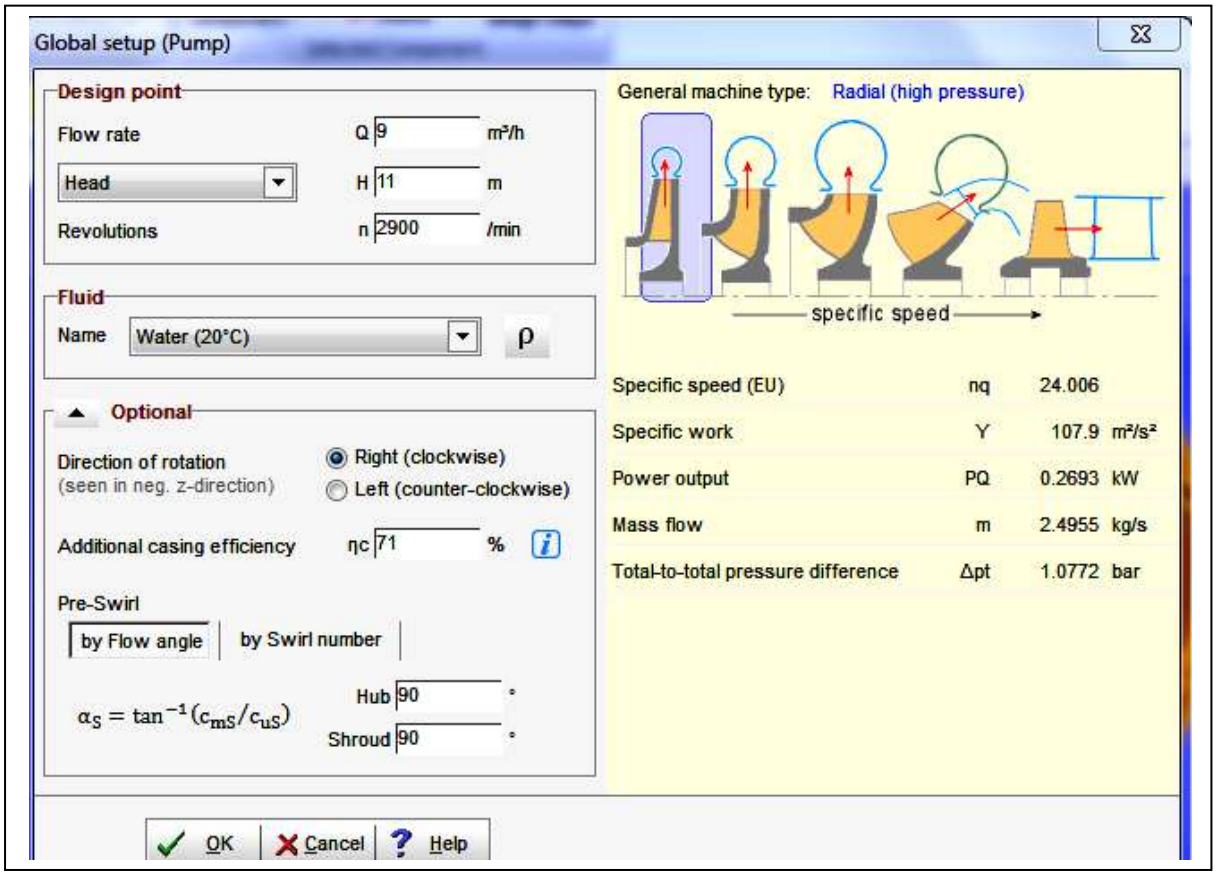


Figure (IV-1) calcul des paramètres

2- choisir **main dimensions** dans la barre **impeller**

Cliquer **ok**

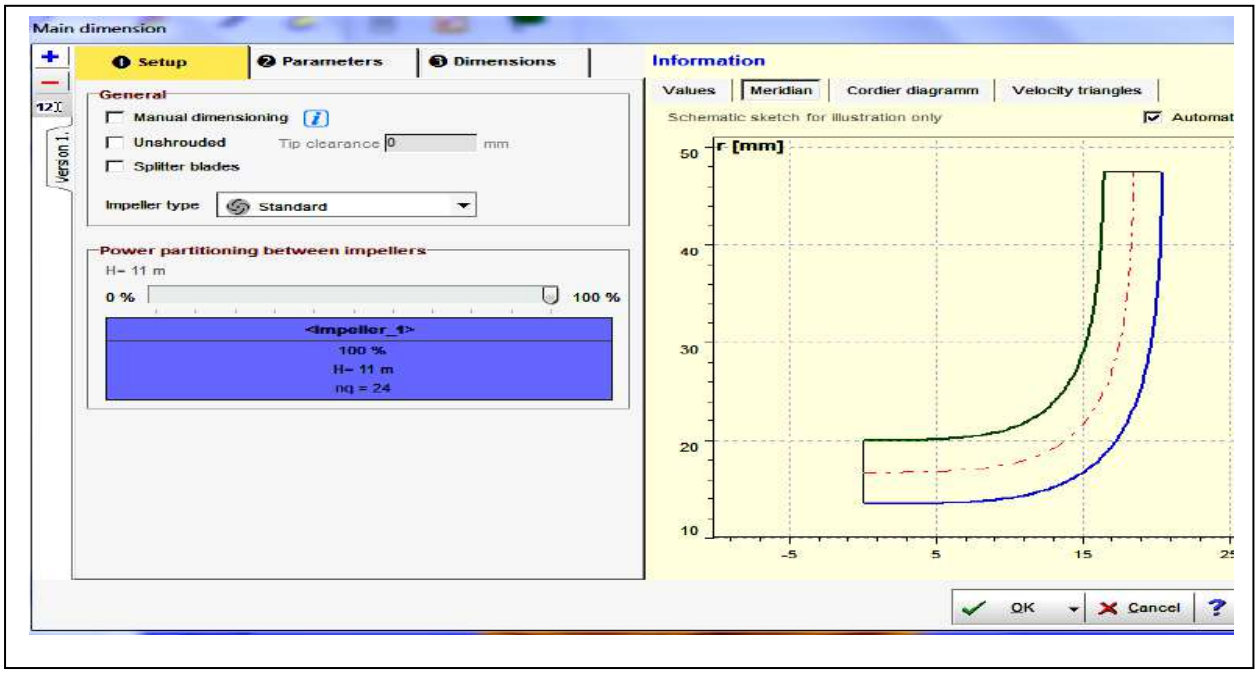


Figure (IV-2) main dimensions setup

- Ouvrir le volet **Parameters** pour saisir les différents rendements

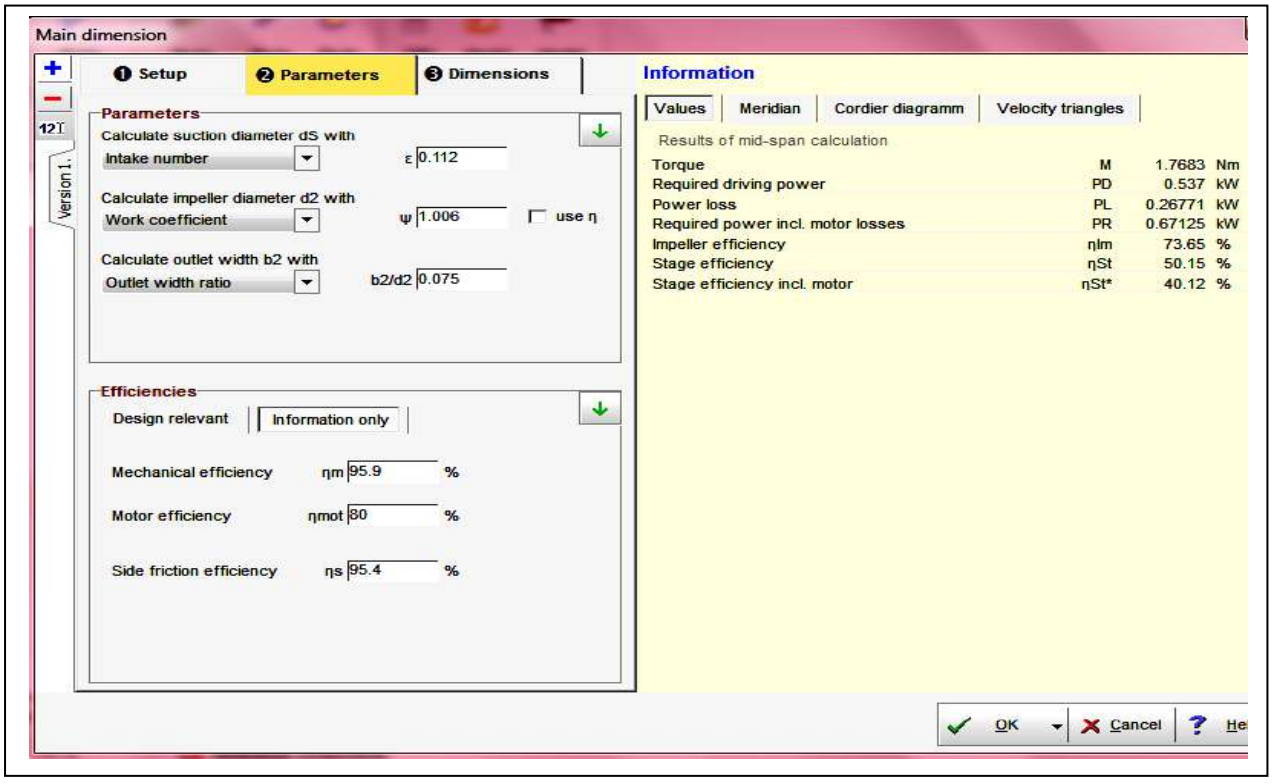


Figure (IV.3) paramètres principales

➢ Clique sur la barre de ❸ Dimensions pour entrer les dimensions principaux

(Diamètre de la roue, diamètre d'aspiration…etc.)

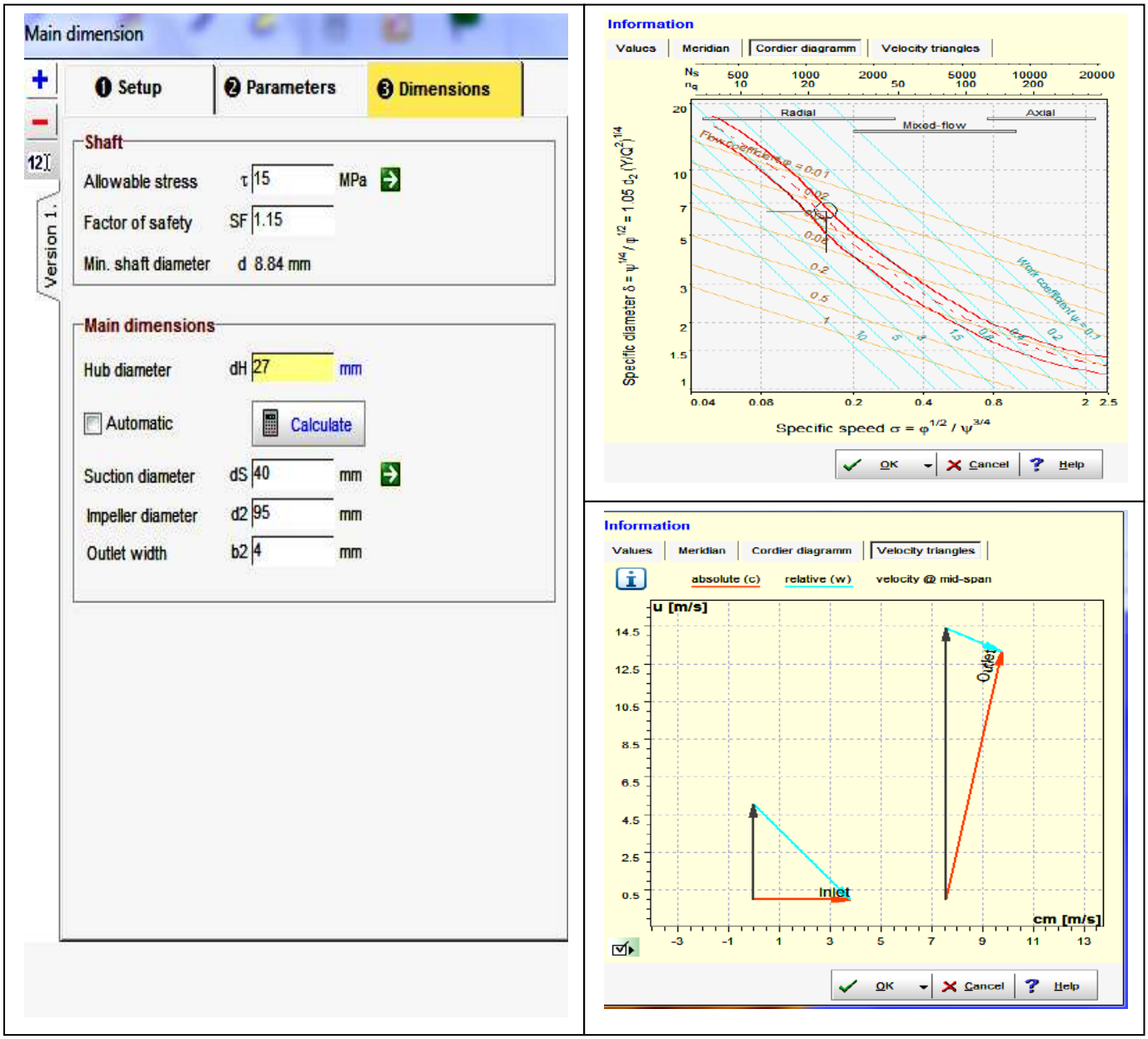


Figure (IV.4) calcul des dimensions principales

3- Aller au panel **meridoinal contour**  dans le barre **impiller**

Cliquer **ok**

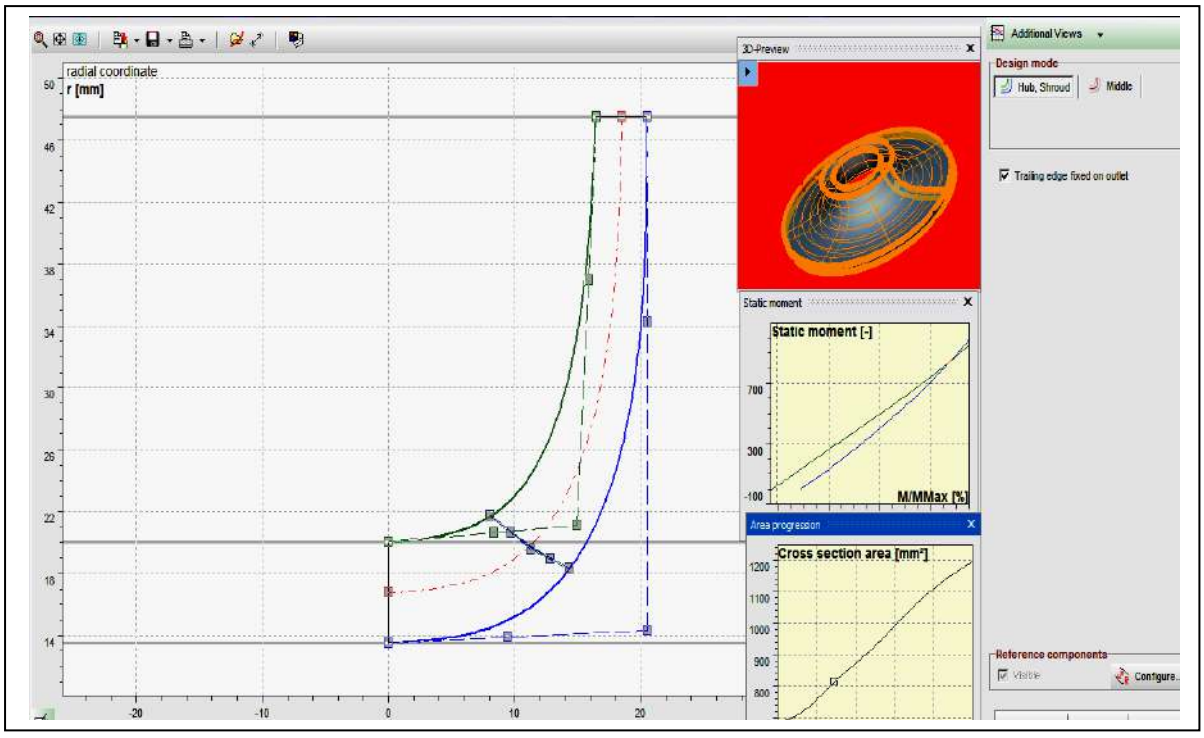


Figure (IV.5) tracé du contour de la méridienne

- En cliquant sur  puis, cocher sur **flow (cm surfaces, Area circle …)**

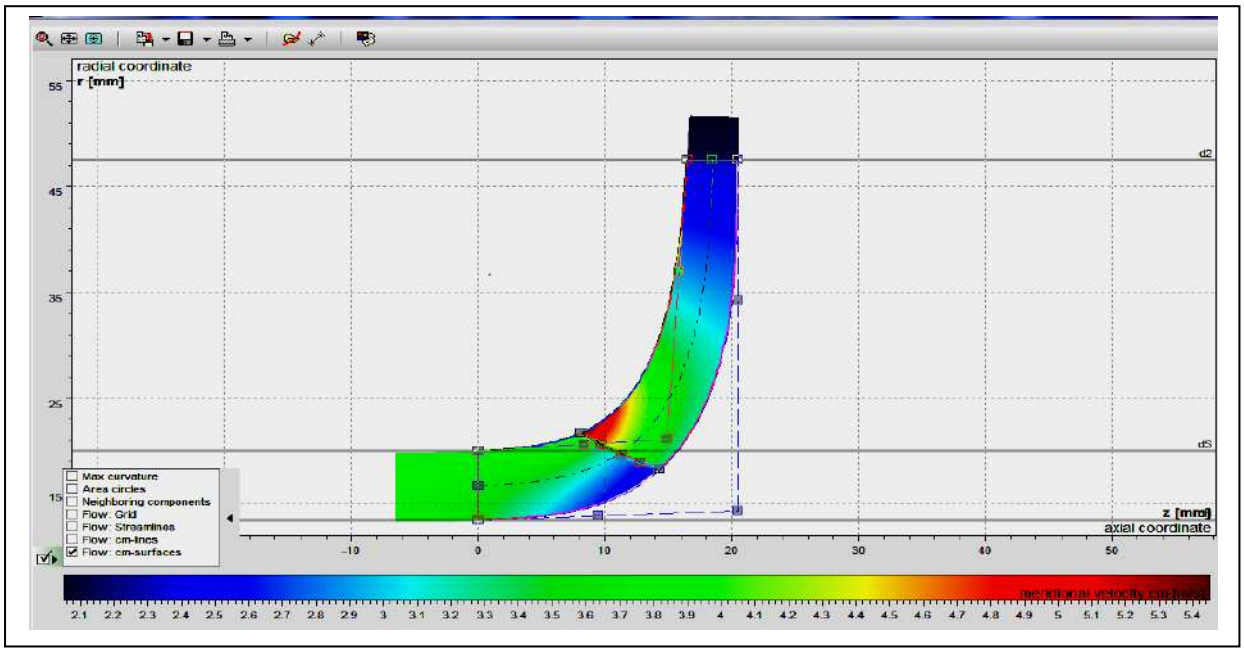


Figure (IV.6) options d'affichage (cm surfaces)

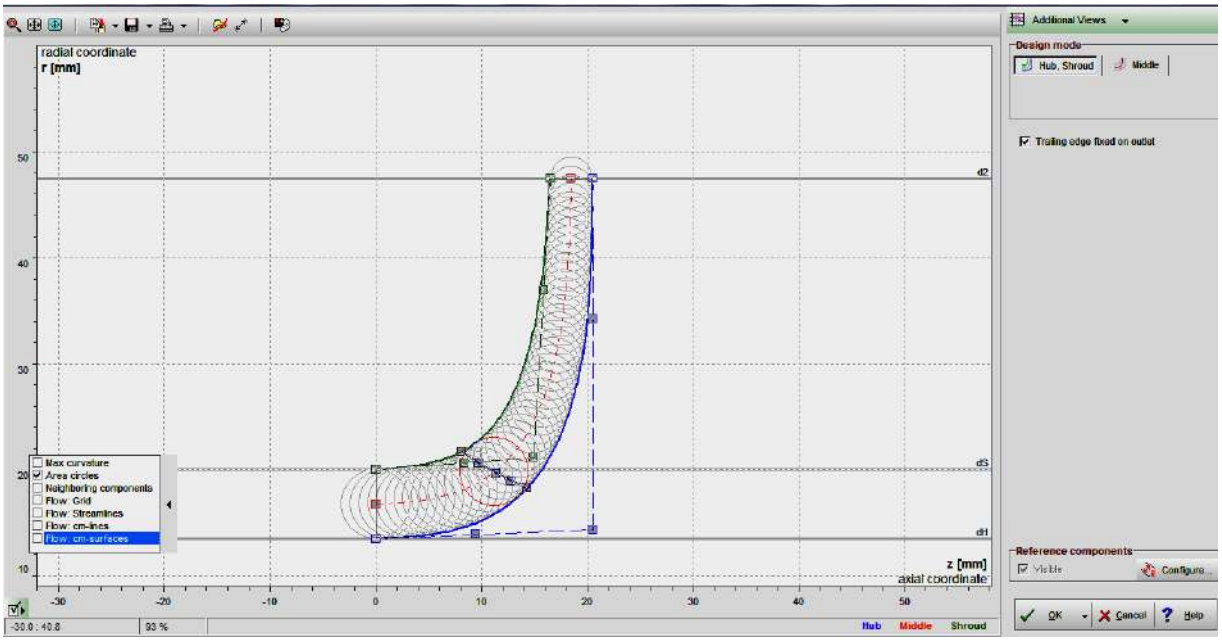


Figure (IV.7) options d'affichage (Area circle)

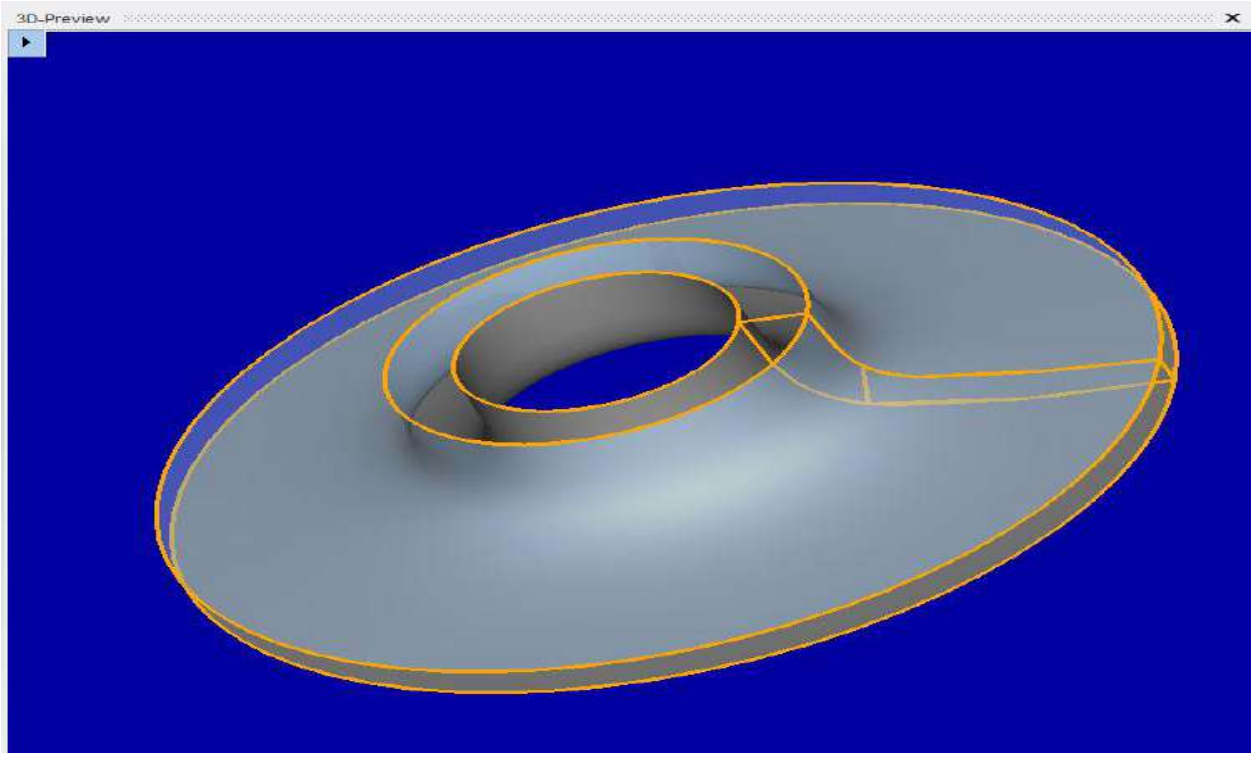


Figure (IV.8) tracé de la roue

4- Aller à **blade properties** dans la barre impiller blading

Cliquer **ok**

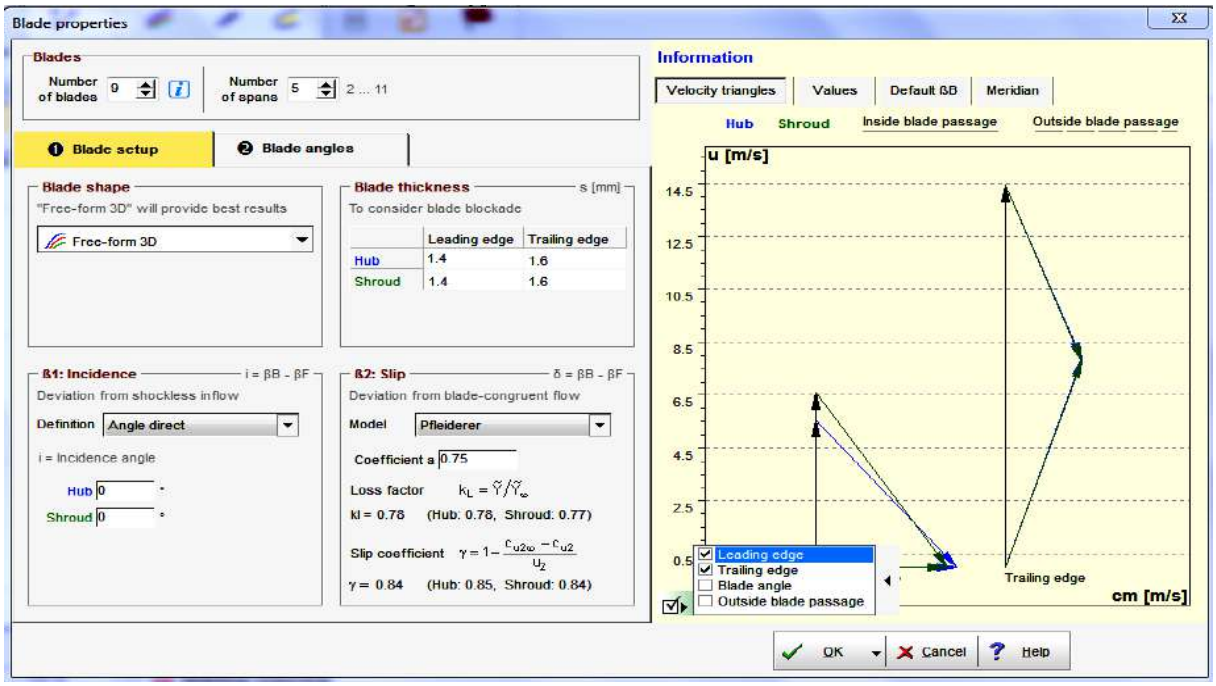


Figure (IV. 9) Caractéristiques de l'aube (velocity triagles)

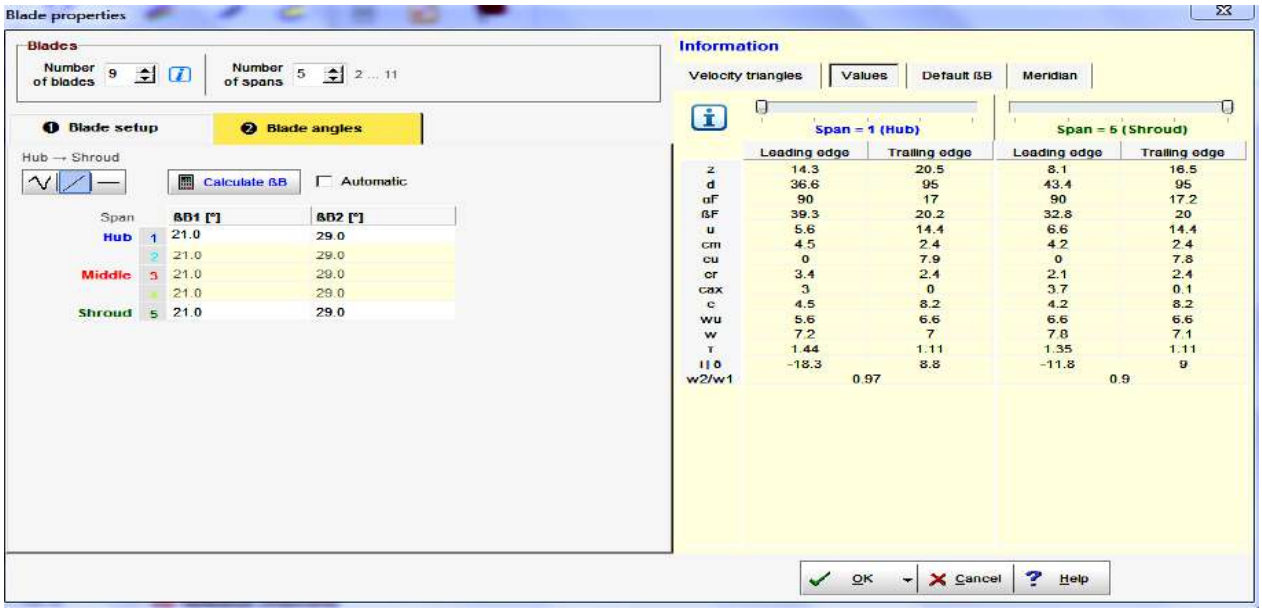


Figure (IV.10) Caractéristiques de l'aube (values)

5- En cliquant sur **blade mean lines**  dans la barre **impiller bladin** Cliquer **ok.**

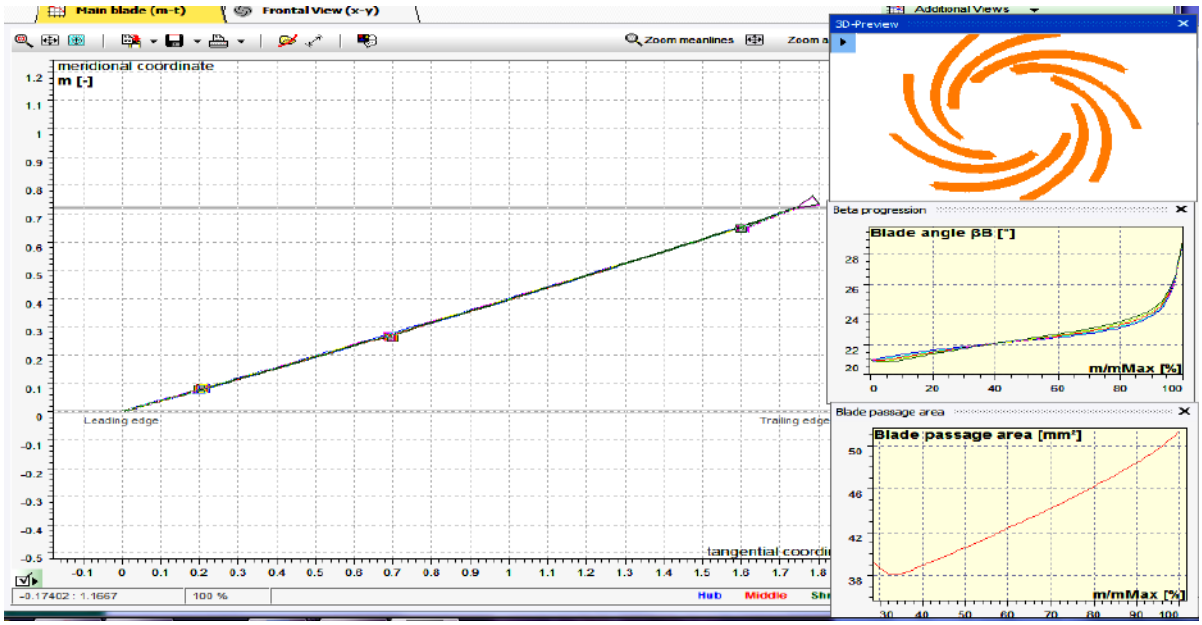
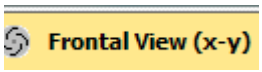


Figure (IV.11) lignes moyennes de lame

cliquer sur **Frontal view (x-y)** 

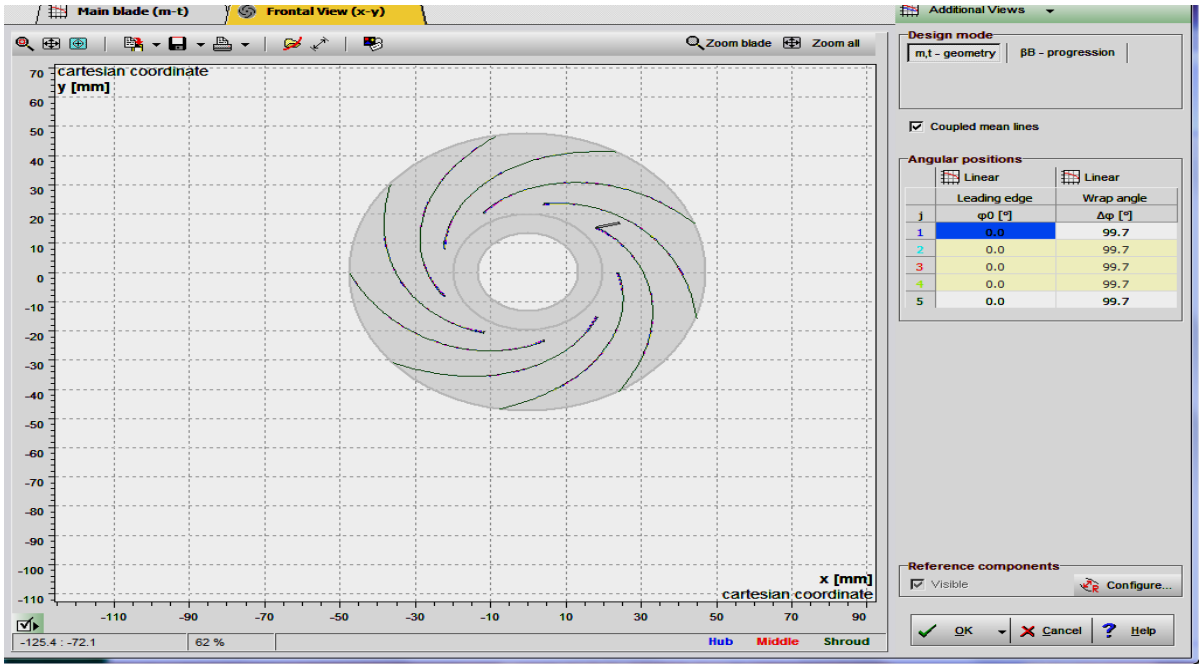


Figure (IV.12) vue frontale (x-y)

6- En cliquant **sur blade profiles** dans la barre **impiller blading**

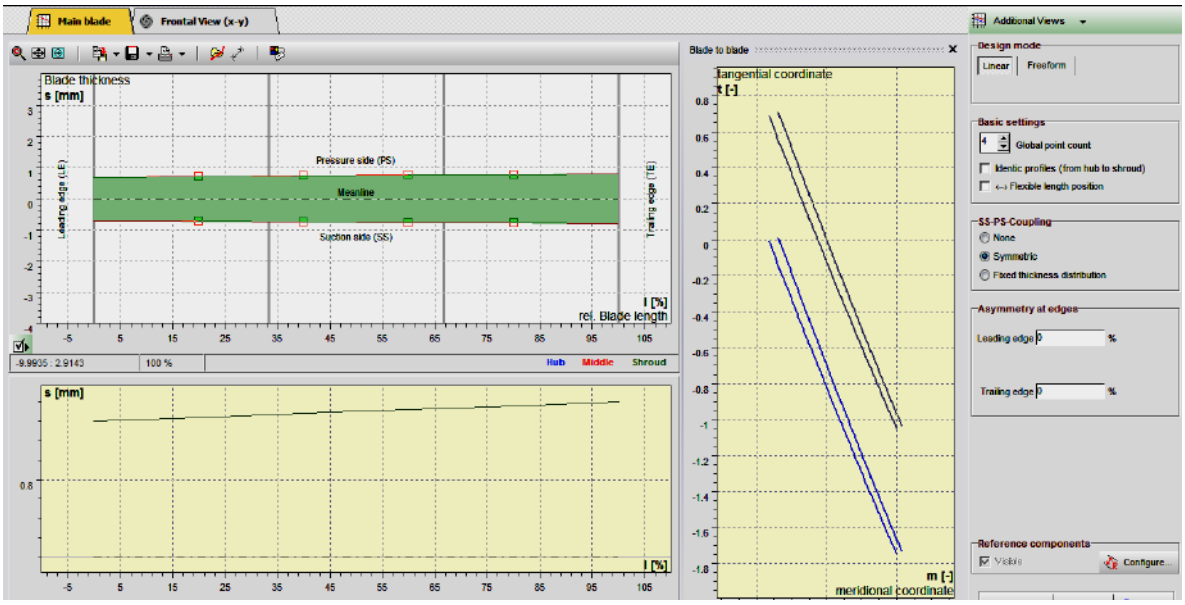


Figure (IV-13) pale principale

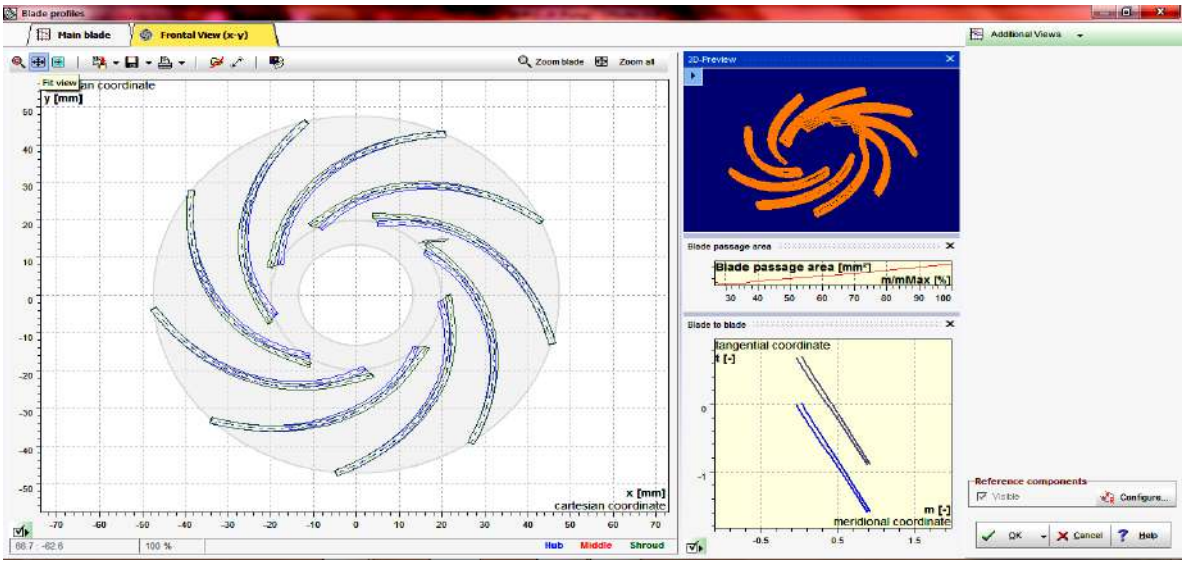


Figure (IV-14) les pales en 3D

7- Cliquer sur **blade edges** dans la barre **impiller blading**, Cliquer sur **ok**

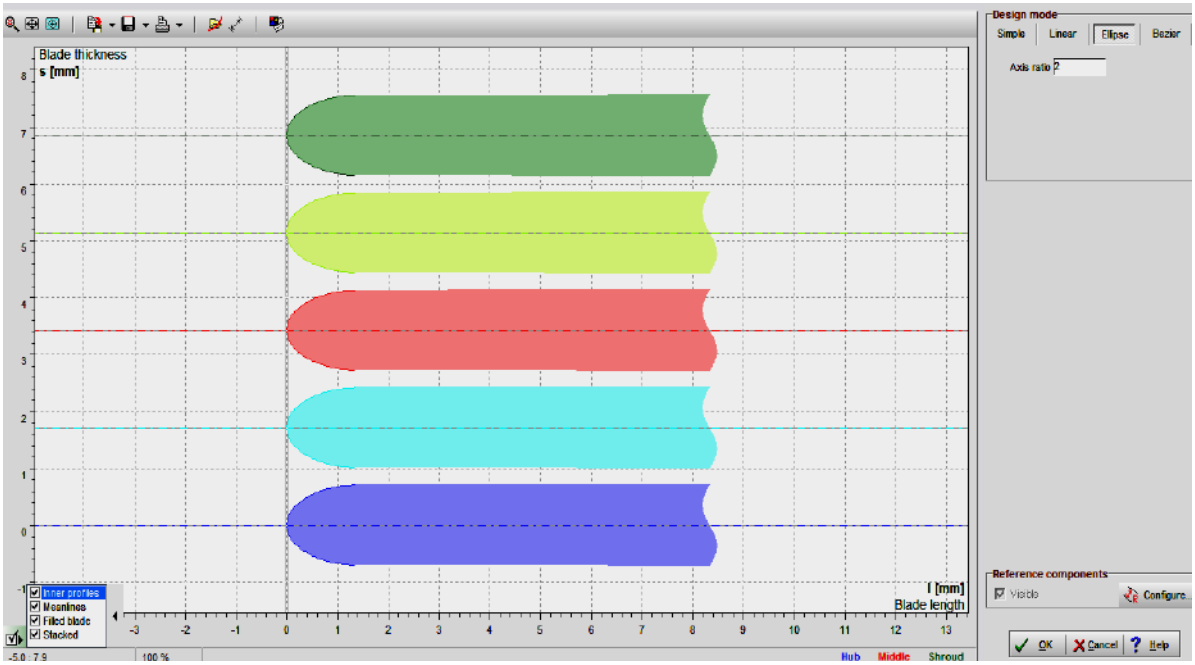


figure (IV-15) tracé de pointe : bord d'attaque (l-s)

- clique sur **trailing edge** et choisir **simple**, puis sur Ok

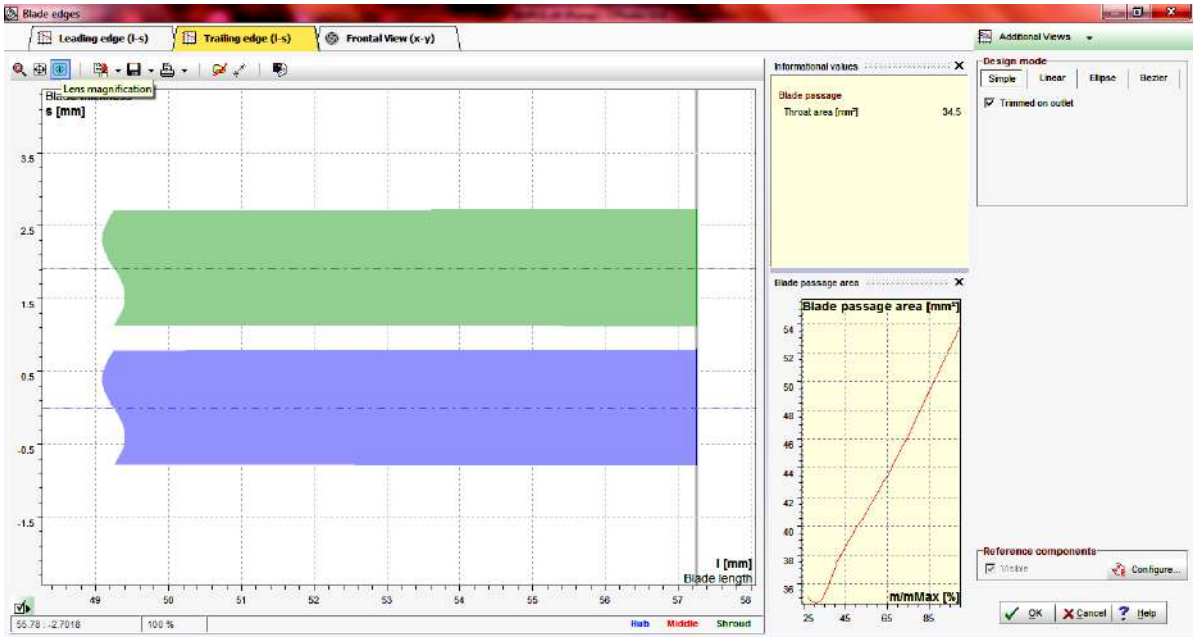


Figure (IV-16) bords de fuite (l-s)

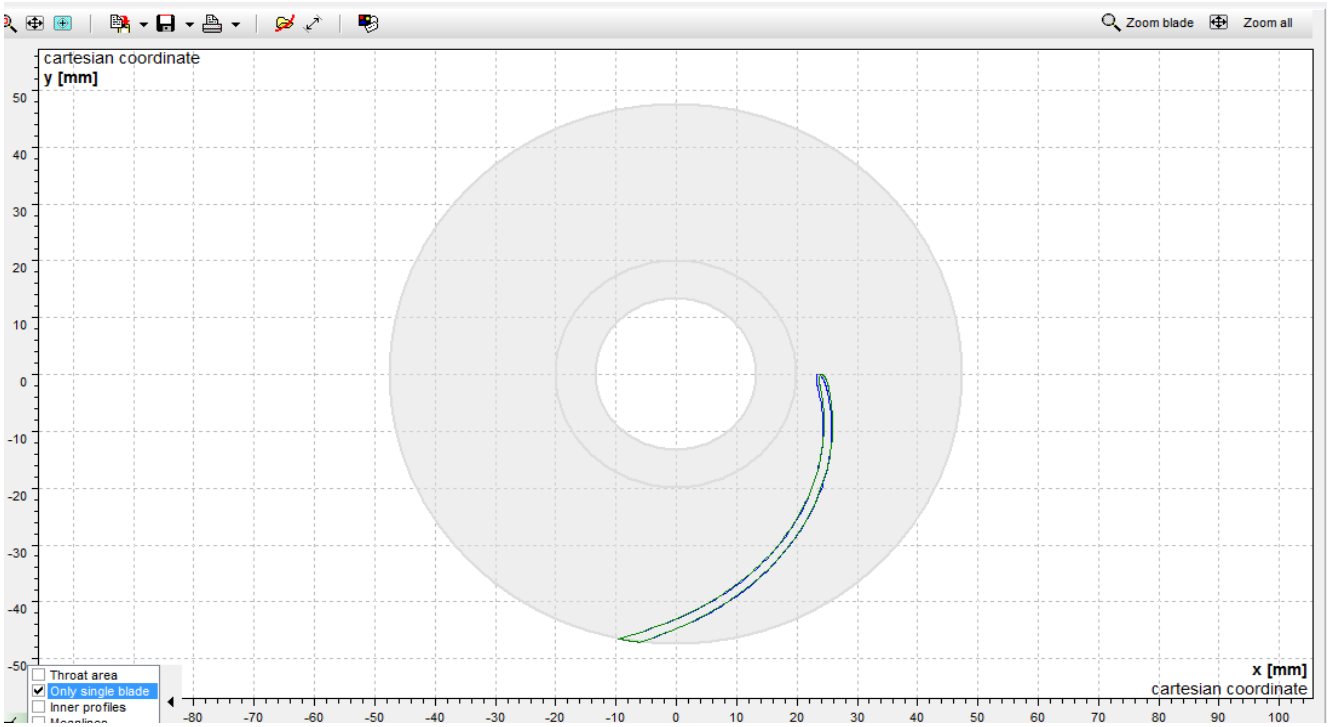


Figure (IV-17) la forme d'l'aube en finale

9. En cliquant sur **CFD setup** dans la barre **impiller additional ,**Cliquer **ok**

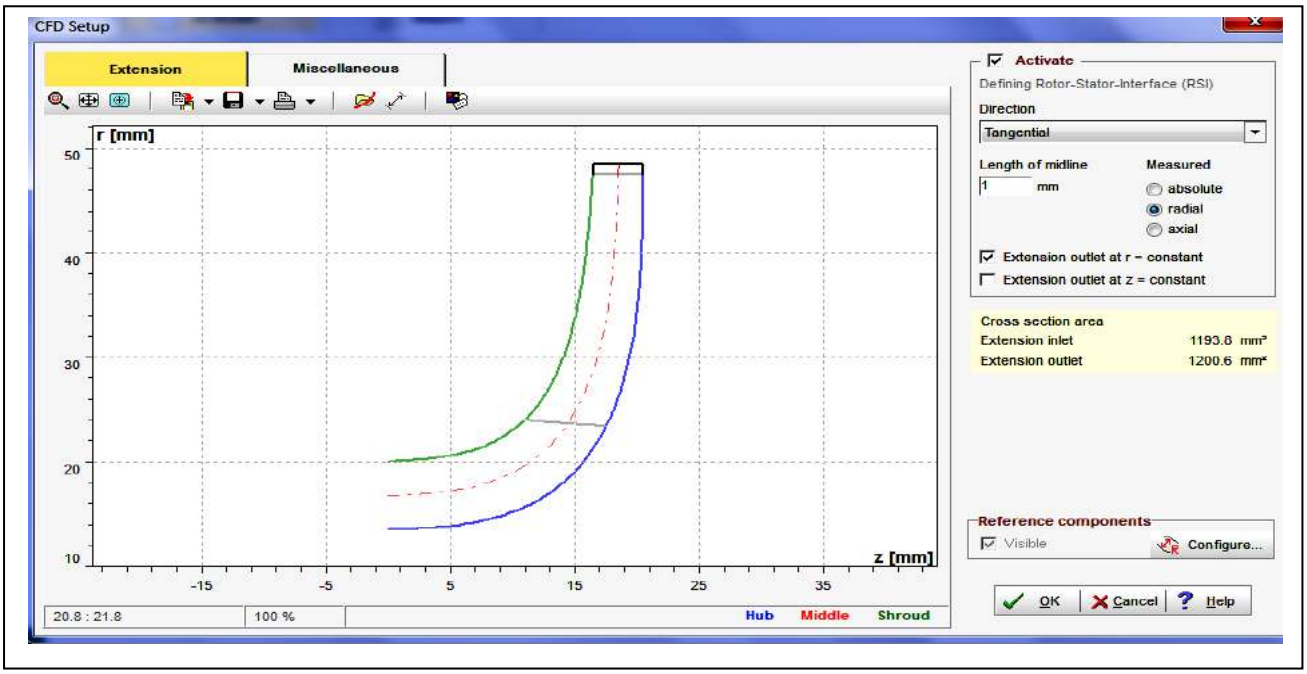


figure (IV-18) Tracé extension

10 En cliquant sur **Model setings** dans la barre **impiller ,**Cliquer **ok**

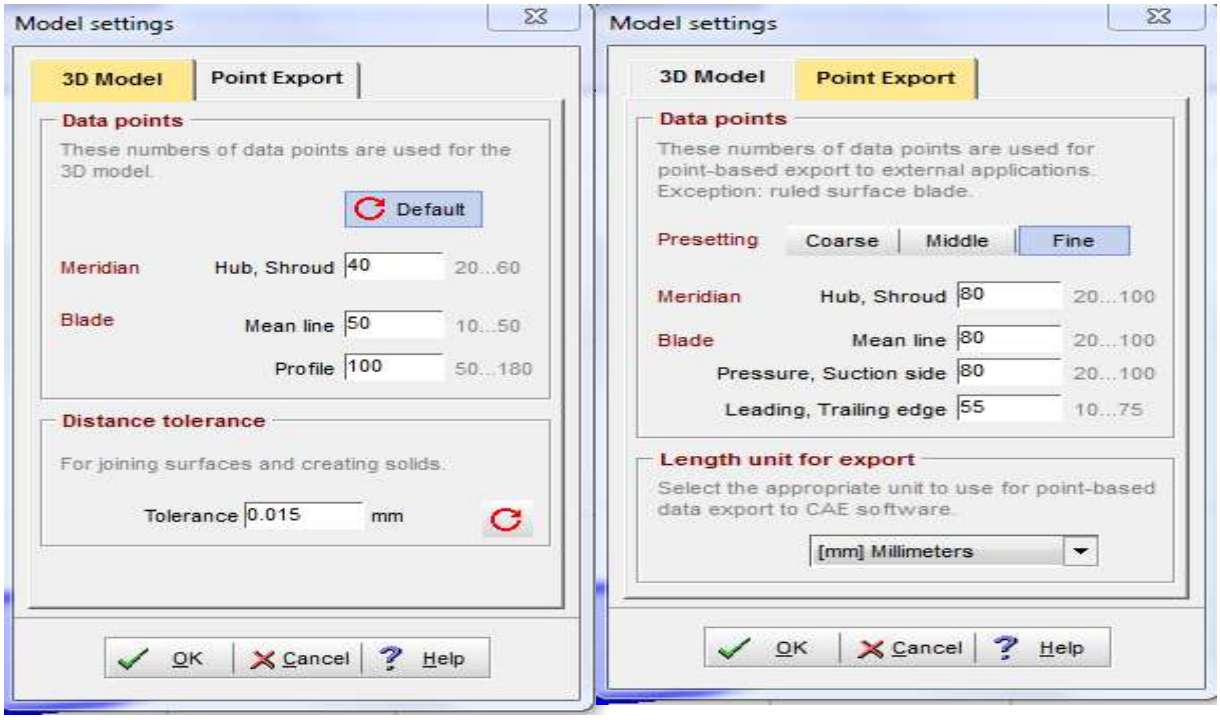


Figure (IV-19) réglage de model

nous cliquons **Model finishing** sur dans la barre **impiller ,**Cliquer **ok**

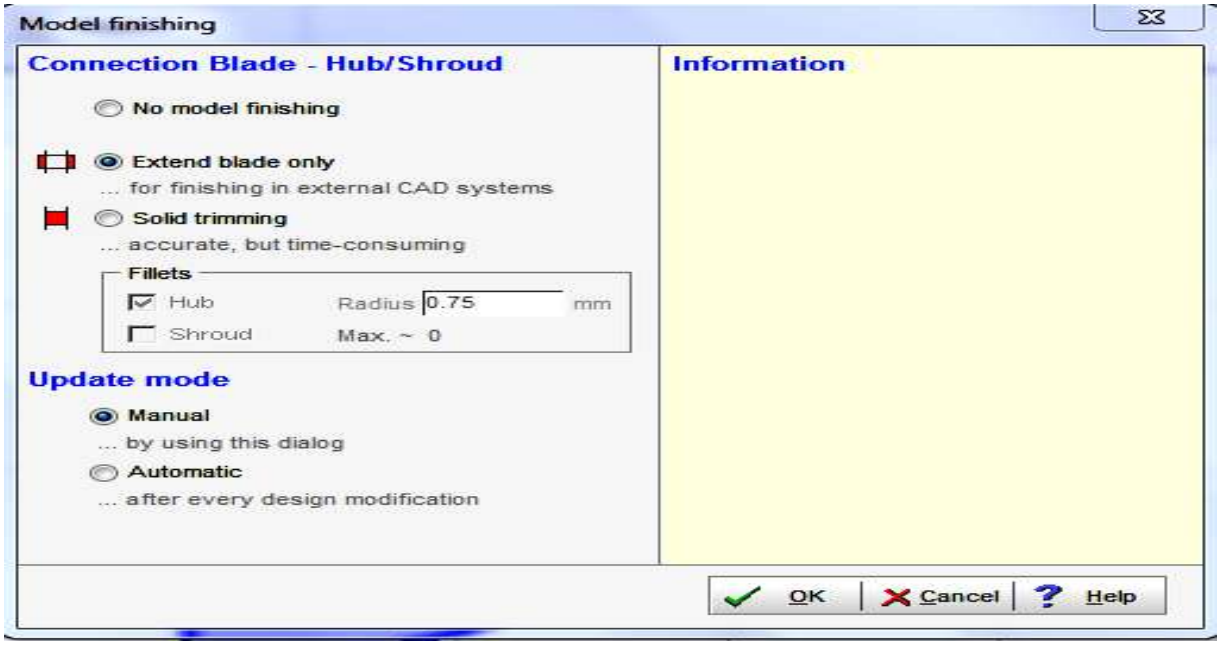
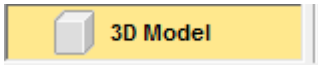


Figure (IV-20) finition de model

10. Aller au panel 

pour voir la roue en 3D

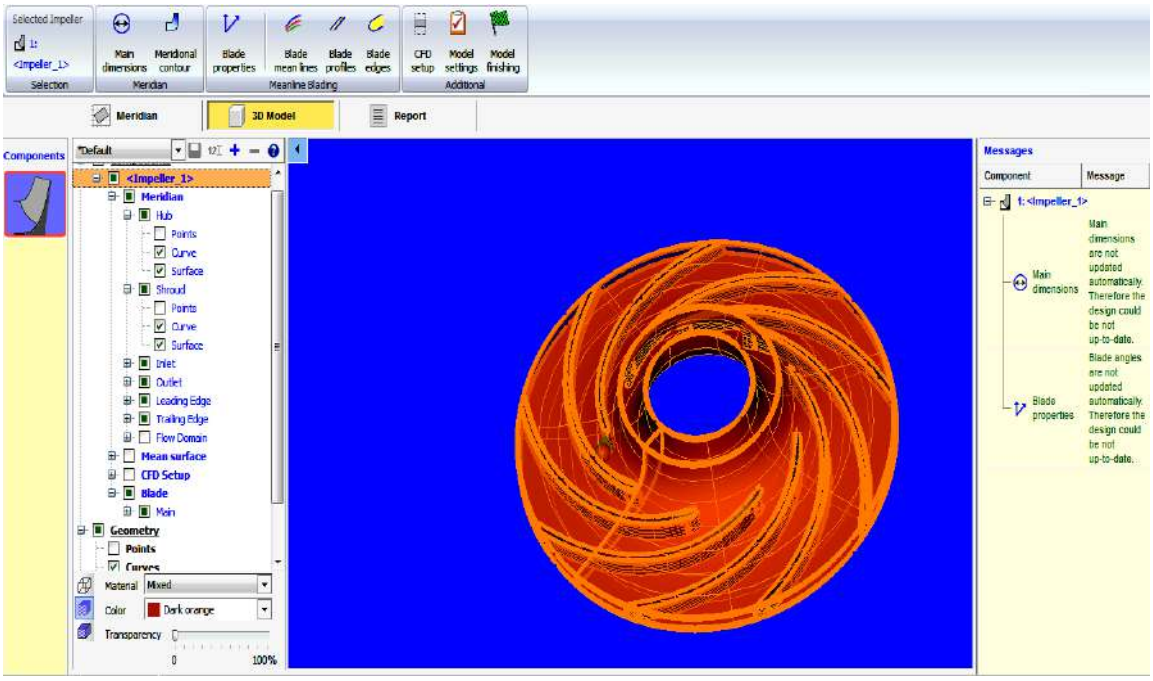


Figure (IV-21) model 3D

nous cliquons **performance prodiction**  dans la barre **project**

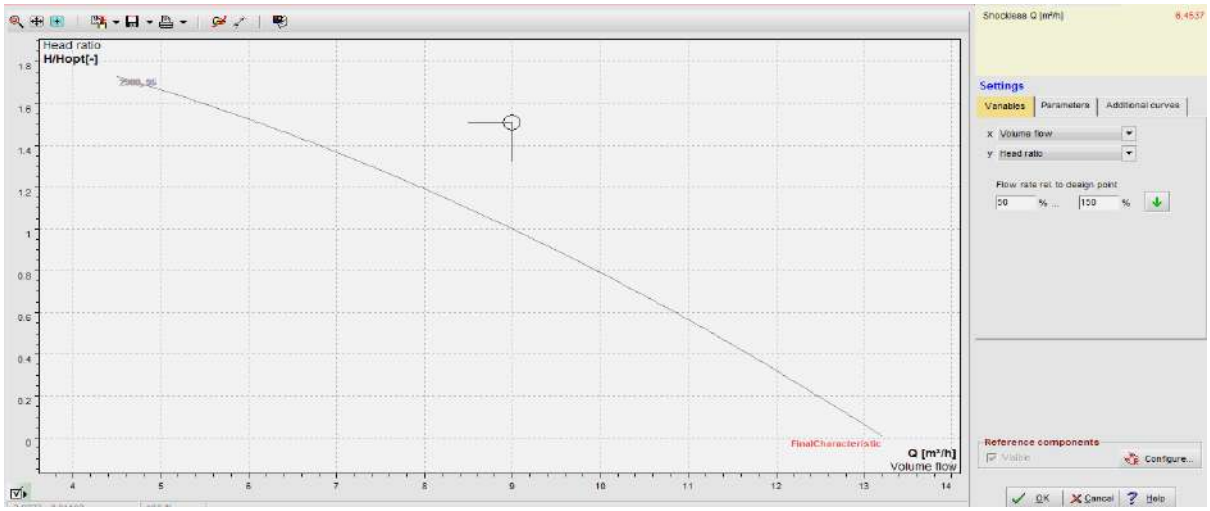


Figure (IV-22) caractéristique de la pomme H=f(Q)

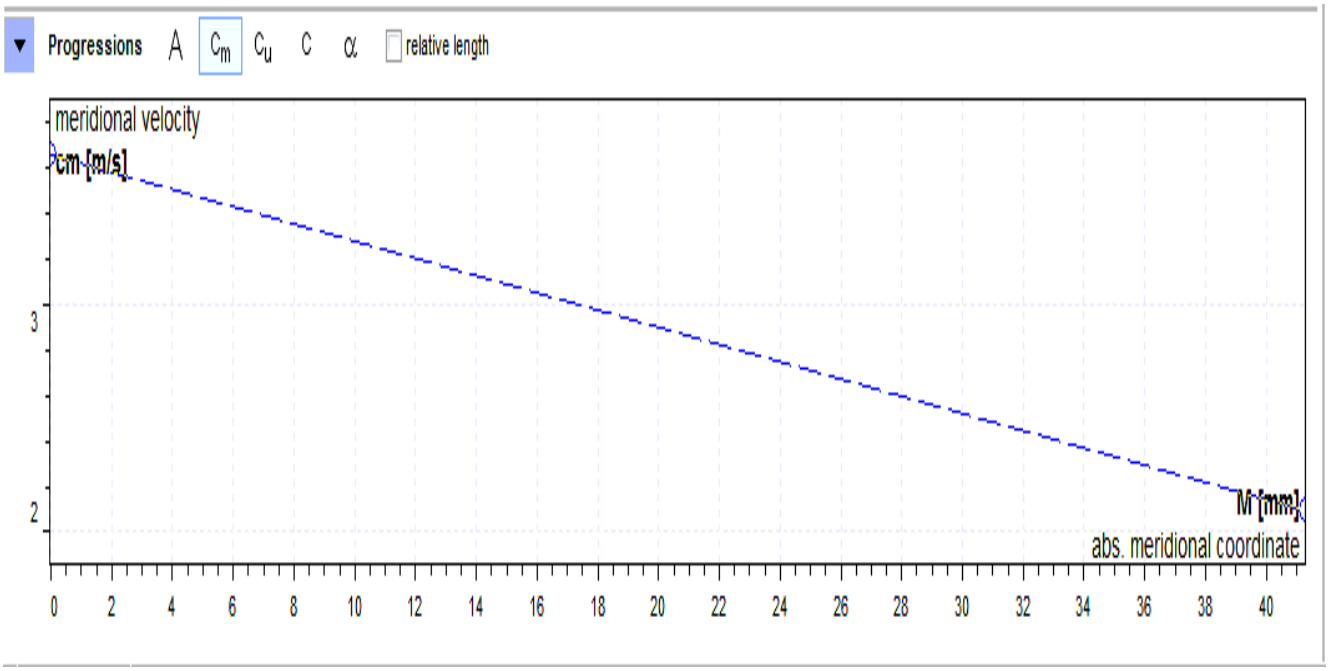


Figure (IV-22) Evaluation de la cm en fonction M

Conclusion :

Logiciel CF turbo permet une génération très rapide de nouvelles géométries de haute qualité. Cela peut considérablement augmenter la performance des activités de développement de produits en offrant une excellente possibilité d'intégrer les modèles dans un processus de conception et d'optimisation piloté par CAE.

V .1 Présentation de SolidWorks [13]

V.1.1- Historique

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été racheté le 24 juin 1997 par la Société Dassault Systèmes.

V.1.2- Fonctionnement :

Solid Works est un modeleur 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

V.1.3- 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

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

V.1.4 Différentes fonction du logiciel :

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

- Congés et chanfreins,
- Nervure,
- Dépouille,
- Coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante),
- trous normalisés (perçages, mortaises...),
- Plis de tôle

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 possibles.

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.

V.1.4.1- Les Assemblages :

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble de contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, coaxial ite...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.)

L'intérêt de cet outil, c'est qu'il rend possible la création d'une pièce dans l'assemblage. Il propose la même méthode au concepteur que celle qu'il appliquait sur la table à dessin : tout concevoir en même temps. En effet, à part sur les petits ensembles simples (ou déjà définis), il n'est pas raisonnable de concevoir chaque pièce dons son coin pour corriger ensuite, lors de l'assemblage, les problèmes d'interférence ou de coïncidence. La conception intégrée lie automatiquement les géométries des pièces entre elles. Ainsi, une modification sur une pièce est automatiquement répercutée sur les autres. Alors l'édition de pièce est la conséquence de l'édition de l'ensemble.

V.1.4.2- Les mises 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.

V.1.4.3-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.

V.1.4.4- 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 cotes. 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 !).

V.1.4.5-Fond de plan

Solide Works 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).

V.1.4.6-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.

V.1.4.7-Les extensions des fichiers :

La simple ouverture d'un fichier dans une version ultérieure le rend inutilisable pour toute version antérieure.

Vu leur très faible interopérabilité et le fait que leur contenu soit sauvé sans que l'on utilise la commande de sauvegarde, ces fichiers Solide Works ne doivent pas être considérés comme des sauvegardes à long terme d'un contenu, mais comme une simple extension de la mémoire physique ayant la propriété de rémanence.

Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre :

.sldprt, pour les fichiers pièce

.sldasm, pour les fichiers assemblage

.slddrw, pour les fichiers plan

.slddrt, pour les fichiers de fond de plan

Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long ter

V .2 Conception de la Roue APN14A par solidWorks :

1- Model finis par CF turbo :

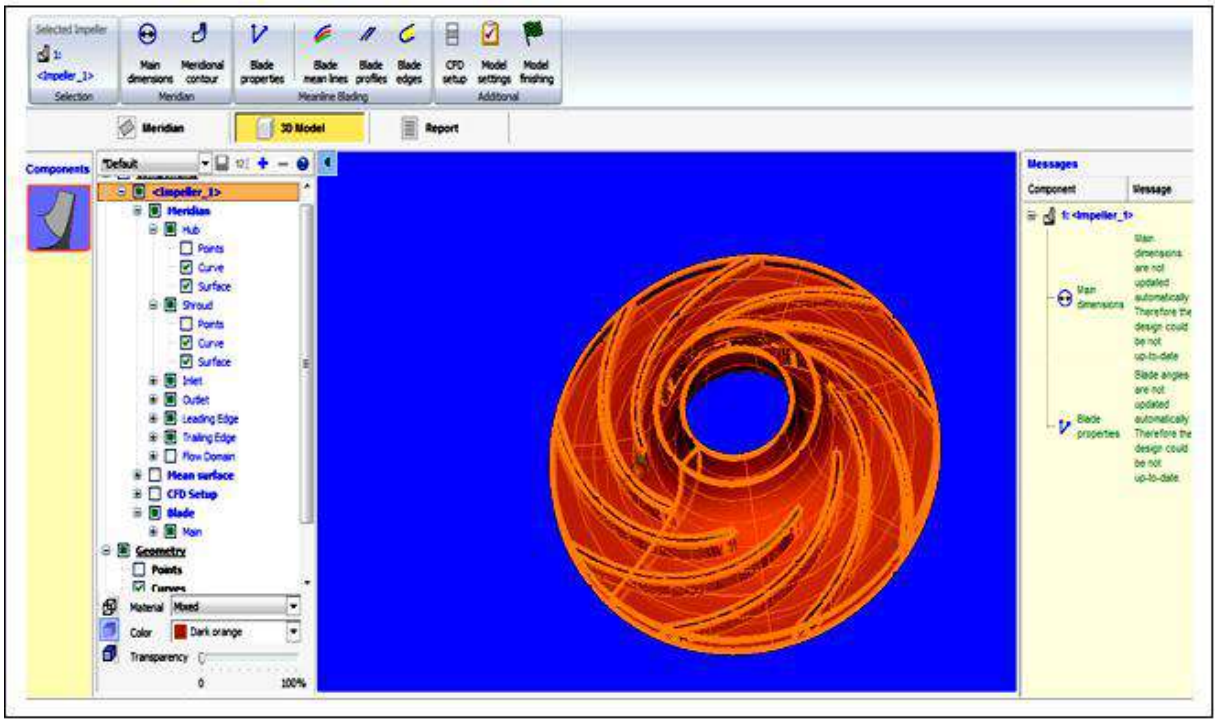


Figure (V-01) Roue d'une pompe centrifuge conçue par CF-turbo

1- On crée **file** et cliquer 

et choisir élément 

pour transférer du Logiciel Cf. turbo vers solide Works.

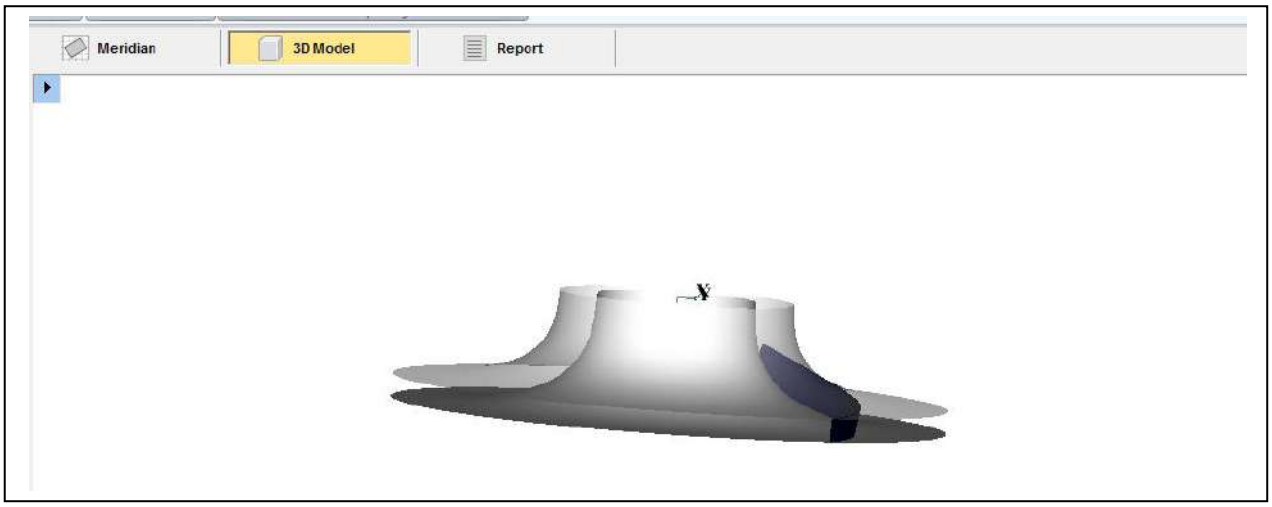


Figure (V-02) transfère de Cf. turbo vers SolidWorks

3- En cliquant sur Surface décalée dans la barre d'outils surfaces

On clique sur **ok**

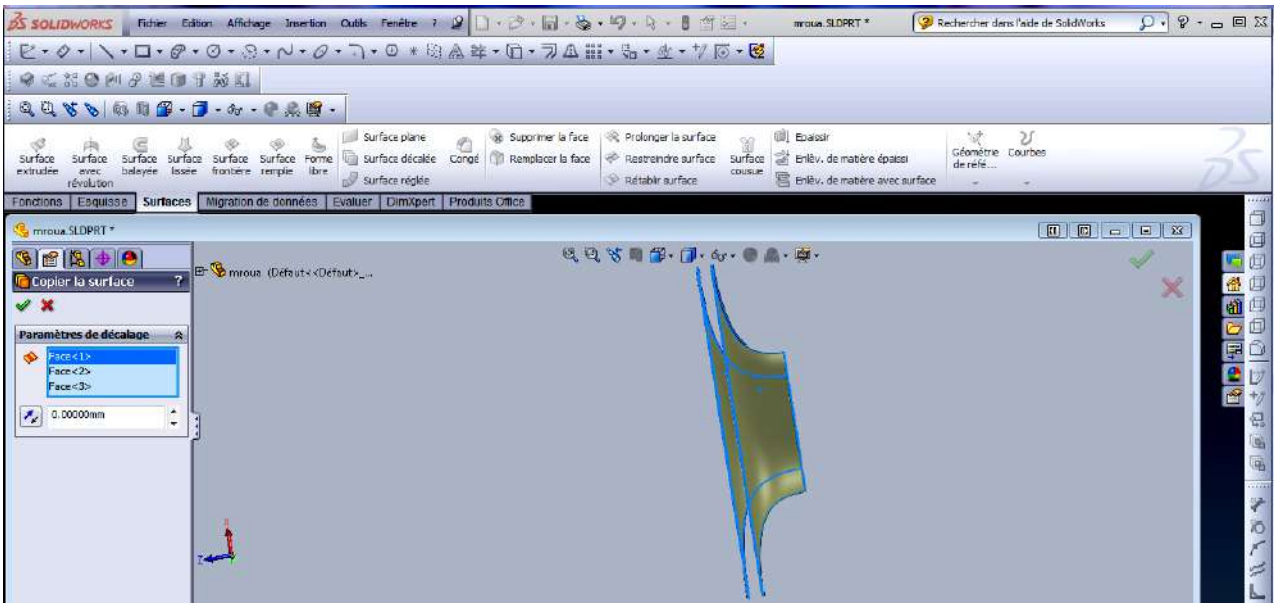


Figure. (V-03) : création une surfaces décalée (1)

4- En cliquant sur Surface décalée dans la barre d'outils surface,

- sons paramètres de décalage sélectionnez **les faces**

et entrée la valeur une Distance de décalage.

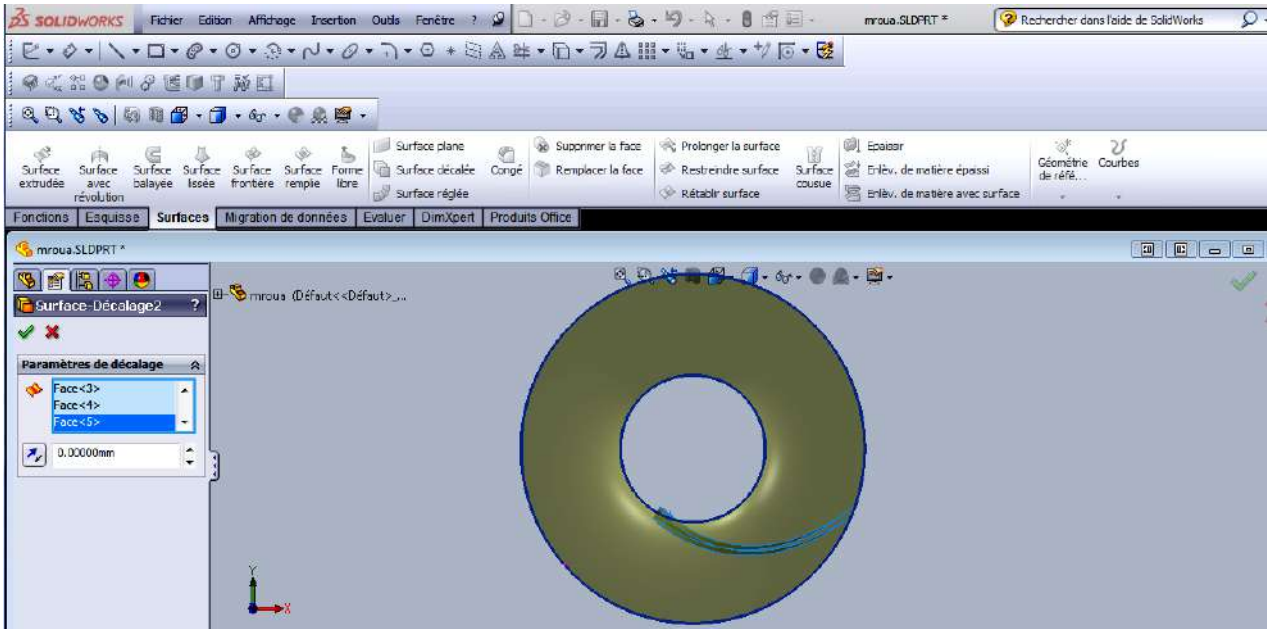


Fig (V-04) : création une surfaces décalée (2)

5- En cliquant sur Prolonger la surface dans la barre d'outils surface En clique sur ok.

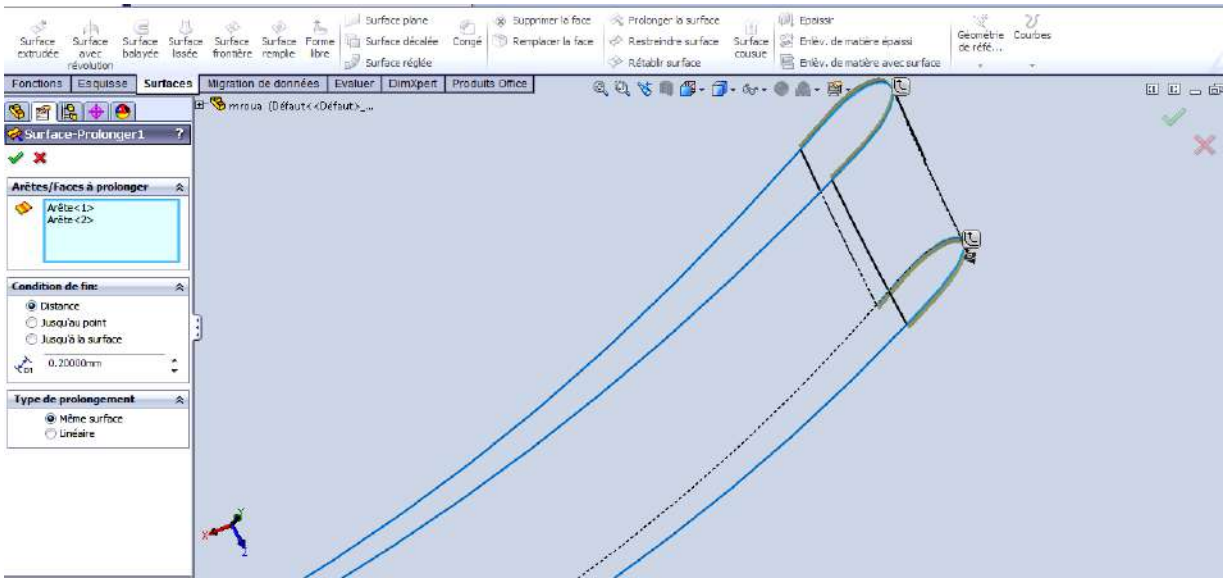


Figure (V-05) : création une surfaces prolonger (1)

6- En cliquant sur Prolonger la surface dans la barre d'outils surface

- Arêtes/Faces à prolonger sélections les arêtes

et Condition de fin: nous choisissons une **distance**, en cliquez sur ok

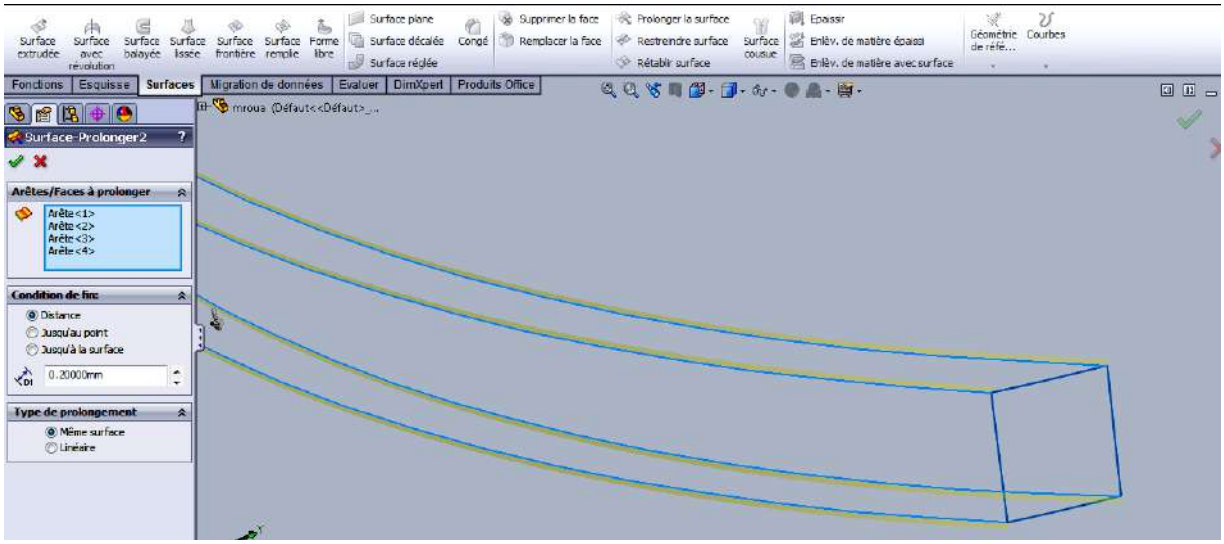


Figure (V-06) : création une surface prolonger (2)

7- En cliquant sur Prolonger la surface dans la barre d'outils surface, En clique sur ok

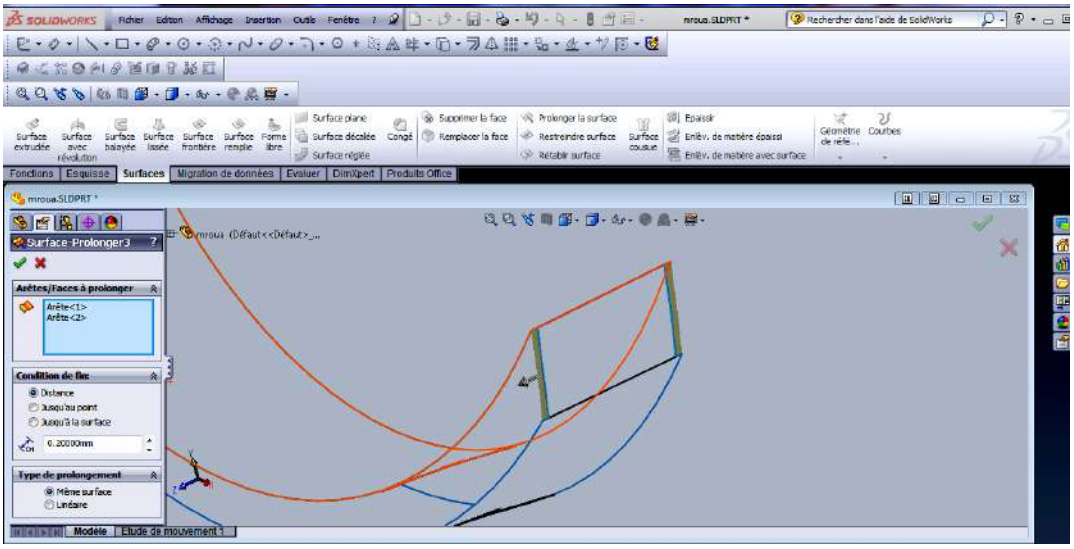


Figure (V-07) : création une surface prolonger (3)

8- En cliquant sur Restreindre surface dans la barre d'outils surface,

Nous choisissons **Mutuel** pour type d'ajustement

- sélectionnée les surfaces (surface emporté 6, surface prolonge)
- sélectionnée **enlever les sélections**, En cliquant OK .

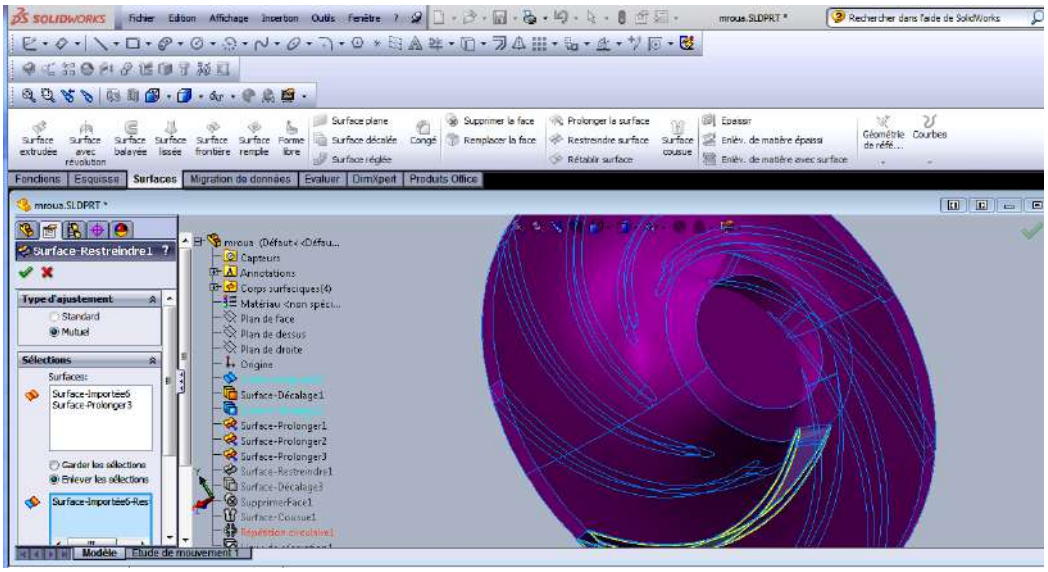


Figure (V-08) : Restreindre surface

9- En cliquant sur Surface décalée dans la barre d'outils surfaces, En cliquant Ok

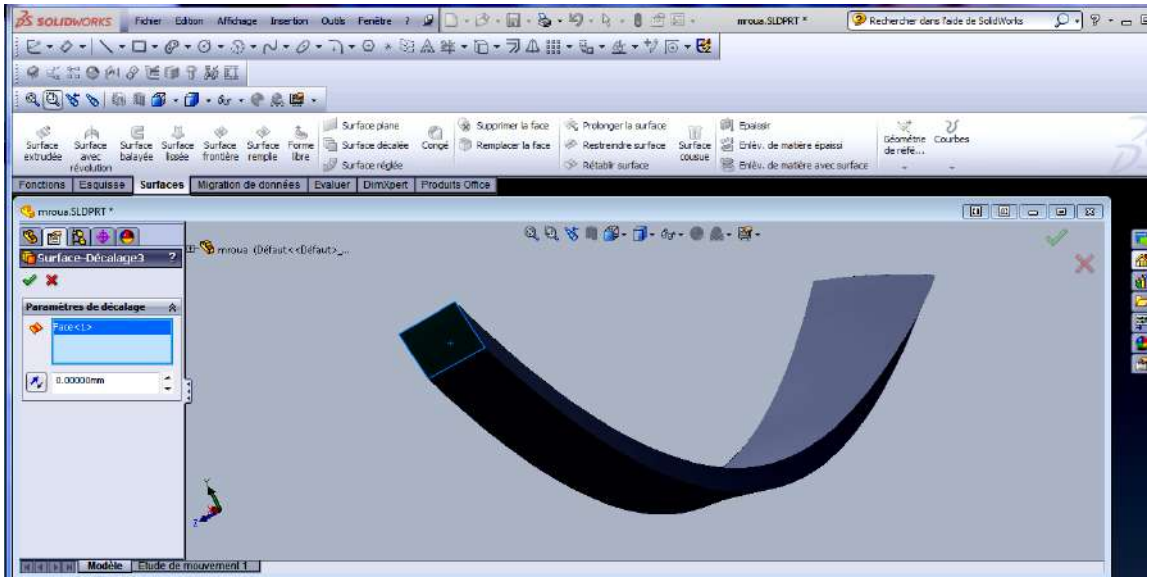


Figure (V-09) : création une surfaces décalée (3)

10- En cliquant sur Supprimer la face dans la barre l' outille surface

- sélectionnée (Face 1)
- après on choisi **supprimer** dans le menu Options .

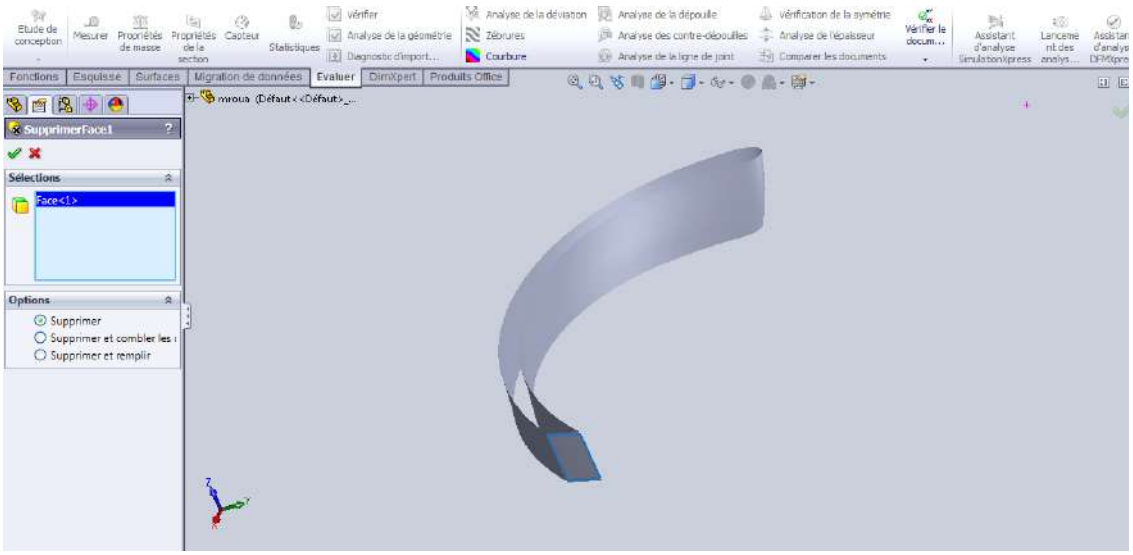


Figure. (V-10) Supprimer Face

11-En cliquant sur 

dans la barre l' outille surface

- Sélectionné les deux Surfaces assuré que (**essayer de former un volume**) est activé
- cliquez sur OK

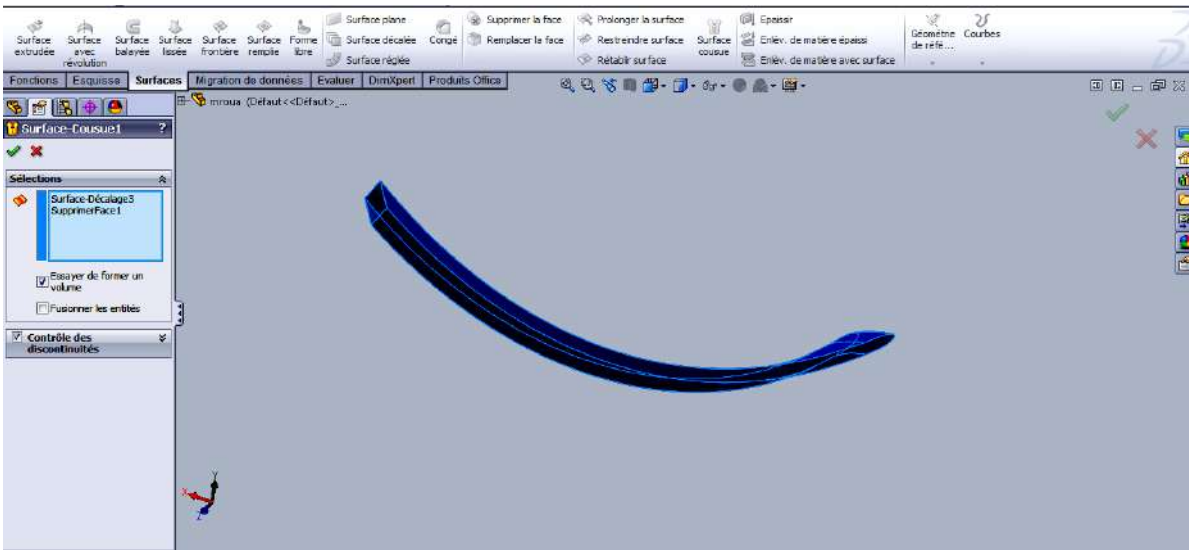
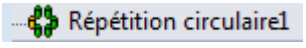


Figure (V-11) : surface cousue

12-cliquez sur 

et sélectionnée le corps de l'aube et la ligne de constriction au milieu de la roue .sous **paramètres de répétions :** l'angle 360° et nombre des aubes 9 puis Cliquez Ok.

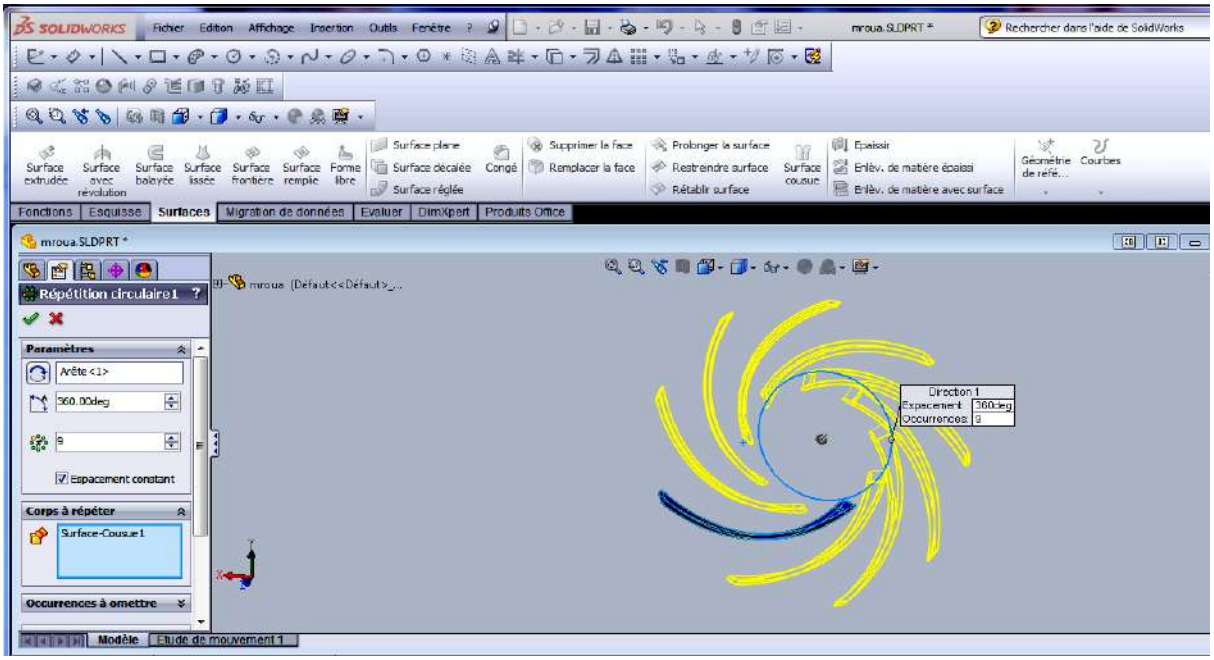
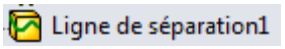


Figure (V-12) : création le nombre d'aubes par répétitions.

13-En clique 

dans la barre l'outille Fonction, on choisi 

- sélectionné le **plan de droit**
- est après sélectionné les faces 1 et 2 pour créer les lignes de séparation de type d'intersection.

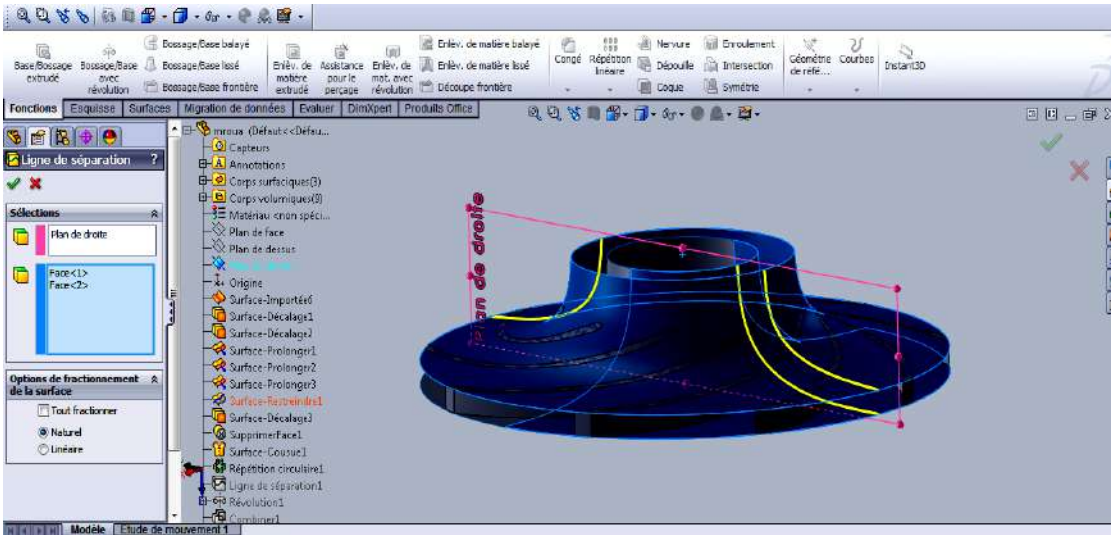


Figure (V-13) création les lignes de d'intersection

14- créer L'esquisse  sur les doux flasques .**OK**

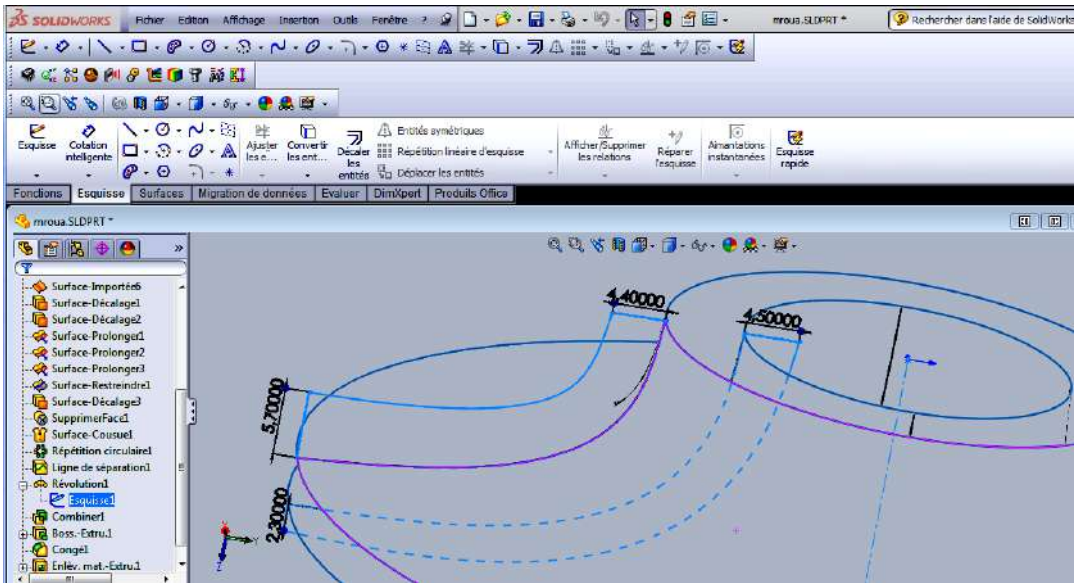


Figure (V-14) esquisse le profil de flasque avant et arrière par variation b et r

15- Créez la révolution sur la pièce et cliquer sur **bossage/base avec révolution** dans la barre d'outils fonctions. Sons paramètres de révolution : sélectionnez axe de révolution, une direction dons type de révolution, l'angle sur 360°, cliquez Ok.

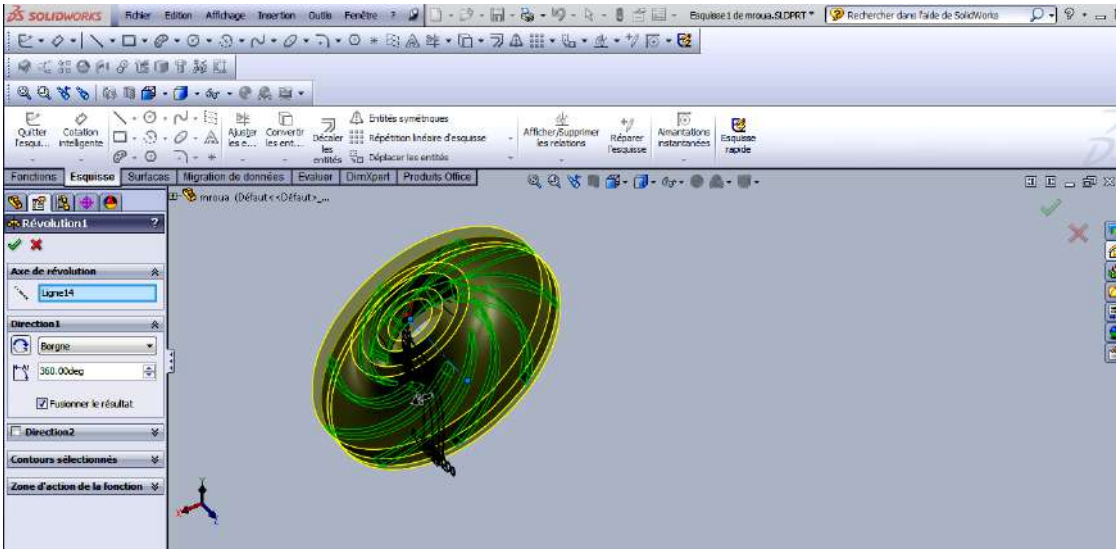


Figure (V-15) création de révolution

16- Cliquer sur **base/bossage extrusion** Boss.-Extru.1 dans la barre d'outils fonctions En clique sur **esquisse** Esquisse , En Cliquer **ok.**

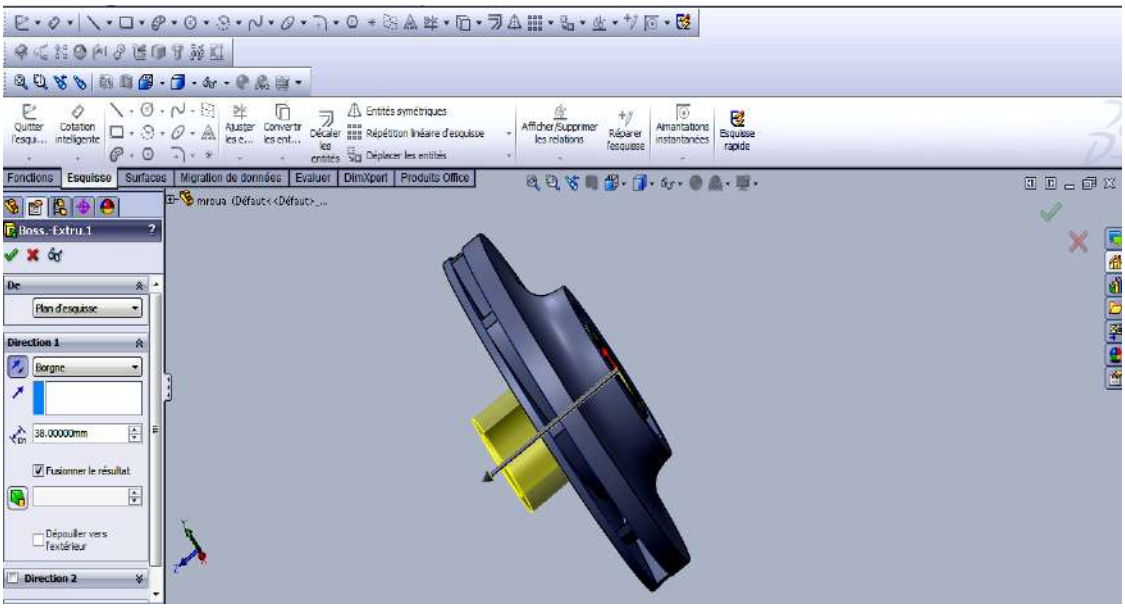


Figure (V-16) : extrusion de la matière d'inférieure de flasque

17-en cliquant 

dans la barre d'outils fonctions pour créer une rainure sur le diamètre de l'arbre.

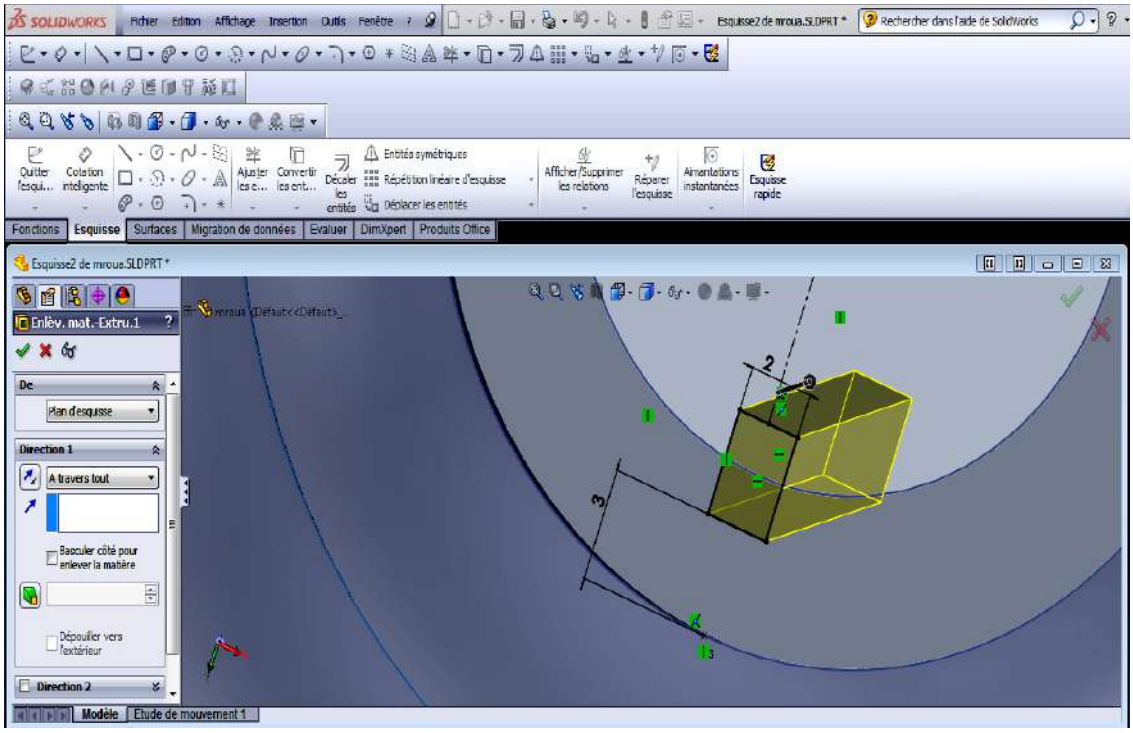


Figure (V-17) : création de rainure de clavète sur diamètre de l'arbre

18- pour la mise plan : cliquer sur crée une mise en plan  **,**on choisit la feuille **A2 , puis** éditer la pièce en 3vue (face ,vue en coupe droit et isométrique), coter les démentions géométriques de la pièce automatiquement et enfin remplir la cartouche .

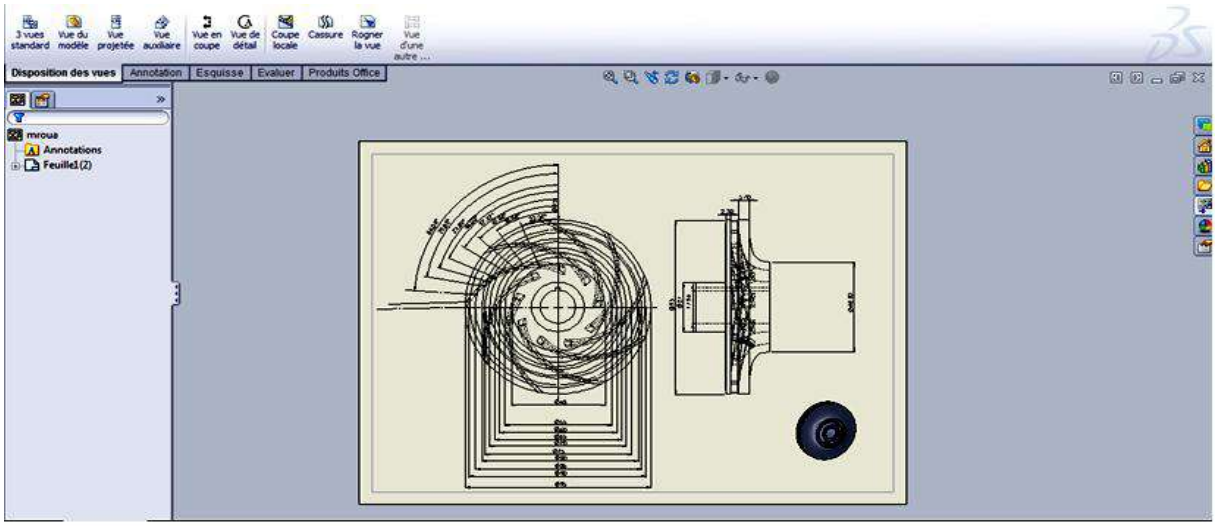


Fig (V-18) : création de misse plan

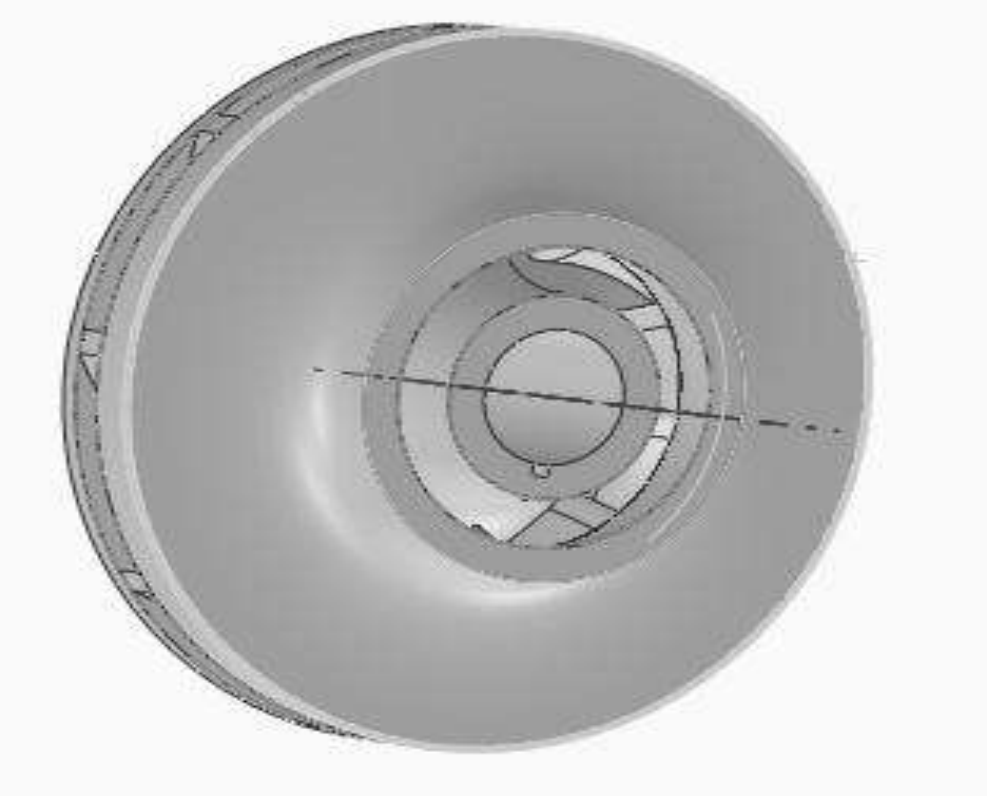


Fig (V-19) le Model final par SolidWorks

Références Bibliographie

[1] DUPONT .A, « **Hydraulique urbaine, Ouvrages de transport-Élévation et distribution des eaux** », tome II, Ed. Eyrolles , Paris ;1969

[2] : JEAN LAPRAY .F, « **Technique de l'ingénieur** », machine hydraulique et Thermique. Edition PYC. Franc ; 2002

[3] : documents fournis l'entreprise nationale POVAL de Berrouaghia

[4] BELHIS EL HANI ; BOUSSADA YOUSSAF ; « **Étude et diagnosti D'une motopompe centrifuge monocellulaire par l'analyse vibratoire en Fréquence**» ; PFE, Université de SKIKDA, 2005.

[5] : DJEBIEN DJEBBAR; CHIKH BASSA A.KARIM; HAYOUNE A.HAKIM;« **Etude hydraulique et tribologique d'une pompe centrifuge** » ; PFE, Université de SKIKDA 2004-2005

[6] DUPONT, A., « **Hydraulique urbaine** ». tome2: Ouvrages de transport -

Elévation et distribution des eaux 6° ed . Ed. Eyrolles . Paris 477p ; 1988

[7] : www.wikipidia.com Le 30/02/2017

[8] ALLICHE MOUNIR , «**Cours de turbomachines de 3eme année Universitaire**», 2008-2009 U. Médéa

[09] ADAMT- TROSKOLANSKI ; «**Les turbopompes théorie tracé et construction** » ; édition Eyrolles , Paris, 1976

|[10] AJ – STEPANOFF ; « **Pompe centrifuge et pompe hélices** », Edition Dunod, France; 1961

|[11] KSB AKTIENGESELLSCHAFT « **Détermination des pompes centrifuges** » ; 5^{e} édition novembres 2005 édition KSB ; Allemagne.

[12**]** HELP du logiciel CF turbo – turbines –fr-03-2010

|[13**]-http://fr.wikipedia.org/wiki/solidworks le 01/03/2017**

Références Bibliographie

Conclusion générale

Le présent projet de fin d'études s'inscrit dans le cadre d'un stage pratique effectué au niveau de l'Entreprise POVAL, leader dans la fabrication des pompes ALGERIE.

C'est dans un objectif de développement qu'il nous a été proposé d'entamer le calcul et la conception de la série **APN14**. Le présent travail s'intéresse particulièrement à la roue **APN14 A**.

Pour ce faire, on a utilisé deux approches complémentaires :

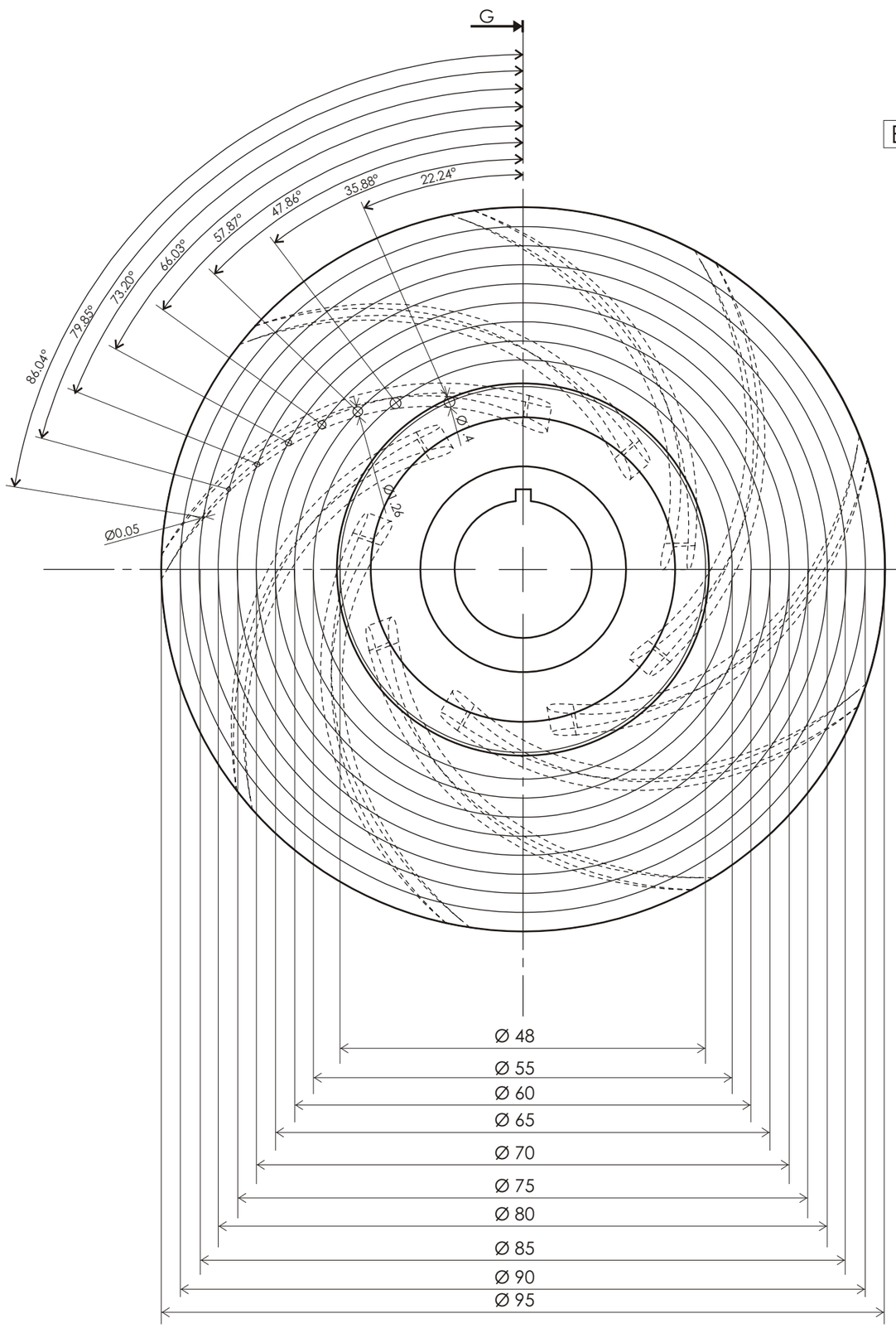
- Un calcul direct des caractéristiques de la roue considérée basés sur les concepts théoriques du théorème d'Euler,
- l'utilisation du logiciel CFTURBO pour le dimensionnement et l'optimisation dans la conception et l'analyse des performances de cette pompe centrifuge.

On note que la définition géométrique de la roue est réalisée à partir d'une méthode de calcul à simple courbure.

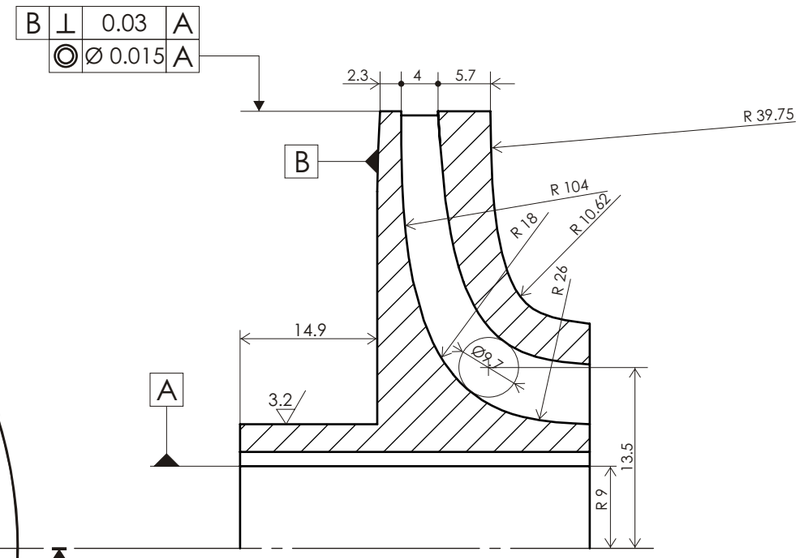
Par ailleurs, une comparaison entre les résultats obtenus montre une bonne concordance entre le calcul manuel et les résultats du calcul par CFTURBO.

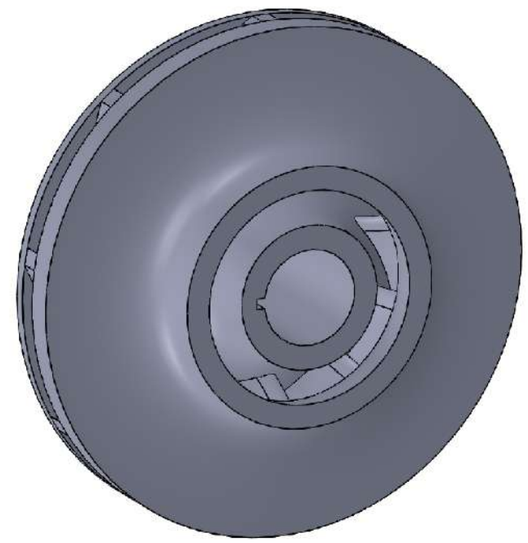
Enfin, on a pu établir les mises au plan de cette roue APN14A en utilisant le logiciel SolidWorks. Un dossier technique de la pompe en question peut être archivé au profit de l'Entreprise POVAL et concrétiser ainsi la coopération Université-Entreprise.

En perspectives, il est intéressant de généraliser cette démarche de calcul sur les roues B et C de cette série APN14.



Coupe Brisé
G-G





Université de Médéa	18/05/2017
Pompe Centrifuge	Noryle PPE
BEKHAITIA Yousef - DJELLAL Merouane	Ecl: 3:2 A3