RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ Dr. YAHIA FARES MÉDÉA

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DU GÉNIE DE LA MATIÈRE

Mémoire de Projet de Fin d'Etude

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique

Option : Conception Mécanique

Thème

Calcul de la volute pour la pompe centrifuge 40NVA150 de Poval (Berrouaghia)

Préparé par : FODILI Khalid

Dirigé par : Dr. BENCHICOU Mohamed (MCB à l'UYF Médéa)

Codirigé par : Mr. BENCHOUCHA Kheir-eddine (Ingénieur D'état, Bureau de Méthodes, POVAL Berrouaghia)

Promotion (2011-2012)

Dédicaces

Je dédie ce travail

A Mon défunt Père que le destin ne lui a pas permis
de vivre cet instant tant souhaité et qui
n'a pas pu voir ce que je suis devenue. *ELLAH YARHMOU* .

A ma très chère mère. *ELLAH YACHFIHA* . pour
toute l'affection, tendresse et l'attention qu'ils
M'ont témoignés et les sacrifices qu'ils ont bien
Voulu me consentir pour la réussite dans mes études.

A mes très chers frères et très cheres sœurs

A toute la famille FODILI

A tous mes amis

A tous mes amis de la promotion de Génie Mécanique

Fodili khalid

Remerciements

Je remercie en premier lieu « Dieu » pour m'avoir donné la chance et la force à arriver à ce niveau d'études.

Je tiens à remercier mes très chers parents qui m'ont toujours encouragé et appuyé dans mes projets.

Je remercie aussi ma famille et tous mes frères et toutes mes sœurs ainsi que tous mes amis sans les nommer, pour leurs constants encouragements tout au long de mon projet.

Je tiens à remercier particulièrement mon directeur de mémoire Dr. BENCHICOU Mohamed et mon Co-encadreur Mr. BENCHOUCHA Kh. Pour tout l'aide qu'ils n'ont cessé de me le donné.

Je tiens aussi à remercier Dr. ALLICHE MOUNIR pour la proposition et tout l'aide qu'il m'a donné.

Que Mr. GUELLOUMA M. trouve ici mes profonds remerciements pour m'avoir donné l'occasion de travailler sur un thème pratique de leur entreprise POVAL de Berrouaghia et pour tout l'aide qu'il m'a donné.

Je saisis cette occasion pour remercier les enseignants de la faculté des sciences et de technologie de l'Université de MEDEA.

Je remercie tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à accomplir ce travail dans des meilleures conditions.

Je remercie les membres de jury pour avoir accepté de participer au jury de soutenance de mon travail.

Résumé :

Ce travail traite un problème de conception d'un élément très important dans machine qui est au cœur d'une installation pour le traitement, l'extraction et le transfert d'eau à partir de différents points de cette installation industrielle ; qui est la pompe. En effet, il est important de trouver un moyen de réduire la conception de la pompe tout en gardant son bon fonctionnement dans le système de pompage. On s'intéresse dans ce travail au calcul de dimensionnement de la forme en spirale centrifuge d'une pompe de l'Entreprise Poval de Berrouaghia "40NVA 150-5". Le calcul de dimensionnement et de simulation CFD est réalisé à l'aide du logiciel CFturbo5.0. Quant à la forme de la spirale, on a utilisé le logiciel de conception 3D SolidWorks.

Summary:

This work discusses a design problem of a very important element in machine that is at the heart of a facility for the processing, extraction and transfer of water from different points of the installation industrial pump is. Indeed, it is important to find a way to reduce the pump design while keeping its functionality in the pumping system. We are interested in this work to calculate sizing of the spiral shape of a centrifugal pump Enterprise Poval Berrouaghia "40NVA150-5". The sizing calculation and CFD simulation is performed using the software CFturbo5.0. As to the form of the spiral was used SolidWorks 3D design software.

ملخص

يناقش هذا العمل مشكلة تصميم عنصر هام جدا في جهاز يعتبر قلب منشاة لمعالجة واستخراج ونقل المياه من نقاط مختلفة و هو مضخة المنشات الصناعية. ففي الواقع من المهم أن نجد طريقة للحد من تصميم مضخة مع الحفاظ على وضيفتها في نظام الضخ. ونحن مهتمون في هذا العمل بحساب التحجيم من الشكل الحلزوني لمشروع مضخة طرد مركزي Poval de berrouaghia "40 NVA-150-5" حيث يتم تنفيذ العملية الحسابية التحجيم و المحاكاة بواسطة البرنامج Cfturbo CFD . اما بالنسبة لتصميم شكل دوامة الشكل الحلزوني البرمجيات فاننا استخدمنا البرنامج سوليدووركس SolidWorks .

Sommaire

Introduction générale…….. **1**

Chapitre I

I-Définition…… **3**

II-Fonctions et domaines d'utilisation des turbomachines……. **3**

II-1- Récupération de l'énergie d'un fluide (*turbines*)……. **3**

II-2- Compression de gaz (*compresseurs*)……..... **3**

II-3- Transport de fluide……. **3**

II-4- Ventilation……... **4**

II-5- Production d'énergie mécanique à partir d'une source de chaleur…….……. **4**

II-6-Propulsion par réaction…….…… **4**

III-Notion d'étage – Échanges d'énergies…….…… **5**

III-1 -Géométries des turbomachines…….…… **5**

III-2- Notion d'étage - échanges d'énergie……... **6**

III-3-.Le rotor ……... ***6***

1-Rôle ……... **6**

2-Énergie de pression……..... **6**

3-Énergie cinétique……. **6**

4-Énergie calorifique …….. 7

III-4-Le stator ……...…… ***7***

1-Rôle……...…….. **7**

2-Redresseur de compresseur axial…… **7**

3-Distributeur de turbine axiale……...…….. **7**

4-Diffuseur de compresseur centrifuge……...…… **7**

Chapitre II

I – Introduction……..…… **11**

II - Classification des pompes ……...…….. **11**

II.1.Pompes volumétriques……...…. 11

II.2.pompe non volumétriques ou turbopompes……...……. 12

II.2.1-Définition d'une turbopompe ……..... .12

II.2.2- Classification des turbopompes…….……... 12

II-2-3 Définition d'une pompe centrifuge……. 13

II-2-4 Principe de fonctionnement……... 14

II-2-5 Classification des pompes centrifuges……...……. 15

1-Les pompes centrifuges avec volute…….. 18

2-Les pompes centrifuges avec diviseur ……..……. 18

3- Les pompes à auto-amorçage…….…... 18

II-2-6- Avantages de la pompe centrifuge……..... 19

II-2-7 inconvénients de la pompe centrifuge……..... 20

II-2-8- Conditions d'installation et d'entretien…….……..... 20

II-2-9- Théorie des pompes. ……...…..... 20

1-Relations de BERNOULLI…… 20

2-Théorème D'EULER……. 21

3- Action d'un fluide sur un coude de conduite……... 22

II-2-10-Caractéristique dans un système de pompage……..... 23

1-Hauteur d'aspiration, de refoulement et d'élévation……... 23

1-1-Hauteur géodésique d'aspiration d'un système de pompage……...… 23

1-2-Hauteur d'aspiration d'une pompe…….…... 23

1-3-Hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe…….…..… 24

1-4- Charge nette à l'aspiration…….…..… 24

1-5- Hauteur de refoulement géodésique d'un système de pompage……..…… 24

1-6-Hauteur de refoulement d'une pompe……...…. 24

1-7-Hauteur de refoulement manométrique d'une pompe……..... 24

1-8-Hauteur géodésique d'élévation d'un système de pompage……..…... 25

1-9-Hauteur d'élévation manométrique d'une pompe……..….. 25

1-10-auteur d'élévation effective d'une pompe……..…… 25

2-Débits……...….. 25

2-1- Débit théorique…….……. 25

2-2 -Débit normal…….……. 25
2-3- Débit réel…….…… 26
2-4 -Débit optimal…….……. 26
2-5 -Débit interne…….…….. 26
3- Puissances…….…… 26
3-1- Puissance absorbée……..… 26
3-2- Puissance effective……..……. 26
4-Rendements……..…….. 27
4-1- Rendement hydraulique……...…. 27
4-2- Rendement volumétrique……..…… 27
4-3 -Rendement interne……..……. 27
4-4- Rendement mécanique……..…… 27
4-5- Rendement global……...… 27
5- Pertes énergétiques dans une turbopompe……...…….. 28
5-1- influence de la vitesse de rotation sur le rendement d'une pompe…… 28
5-2- Les pertes hydrauliques et le rendement hydraulique d'une pompe……..… 29
5-3--Pertes volumétriques……...…… 29
5-4- Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue……...… 30
5-5-Pertes mécaniques…… 31
6-Choix d'une Pompe……... 31
6-1-Point de fonctionnement……. 32
6-2-N.P.S.H……..... 33

CHAPETRE III

I-Introduction……... 34
II-Calcul de la volute suivant le principe de la conservation du moment Cinétique…….……. 35
III-Calcul de la volute fondé sur la supposition d'une vitesse d'écoulement constante…….. 38
IV-largeur de la volute à l'entrée……...…… 39
V-interstice entre la roue et la languette de volute ……..…… 40
VI-anneau-diffuseur à ailettes fixes ……..…… 40
VII-influence de la volute spirale sur la caractéristique de la pompe ...…….. 41

VIII-diffuseur ……..… **42**

Chapitre IV

IV-1-présentation d'un logiciale CFturbo…….……... **43**

1-turbines-etapes principales de la conception……. **43**

1-1-dimencions principales……. **43**

1-2-contour méridien…….. **43**

1-3- angles des aubes…….. **43**

1-4-lignes moyennes…… **43**

1-5-profils des aubes, bords d'attaque…….. **44**

1-6-vues 3D……. **44**

1-7-exportation des données……... **44**

1-8-estimation des lignes caractéristiques……. **44**

2-Volutes – étaples de conception major……... **45**

2-1-entrée de la volute……. **45**

2-2- radial conception diffuseur……. **45**

2-3- volute formes de section…….. **45**

2-4- tuyau diffuseur de modélisation……. **45**

2-5- forme de volute et le design avant-bec……... **45**

2-6-vue3D……. **45**

2-7-exportation des données……... **46**

IV-2-Résultats de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique d'une volute d'une pompe centrifuge ……... **46**

IV.2.I-données……..……..... **46**

IV.2.II-Calculs……..……...…… 46

IV.2.III-Etude de calcul de la roue et volute par cfturbo ……... 48

1-calcul et tracé de la roue par cfturbo …… 48

2- calcul et tracé de la volute par cfturbo…… 57

3-Conception de la volute par solidworks ……..... 60

Conclusion générale…….. 78

Liste de tableau

Tableau 01 : calcul des dimensions d’entrée et de la sortie de la volute

Pompe normalisée PN 80-315 et Pompe 40 NVA…….47

Tableau 02 : de calcule de rayon de pompe normalisée PN80-315……..47

Tableau 03 : de calcule de rayon de pompe 40 NVA150-5…….48

Liste des figures

Figure (I-01): PW4156 - Pratt & Whitney *(epower-propulsion.com)*…… *5*

Figure (I-02) : Courbes caractéristiques des compresseurs…… 9

Figure (I-03) : Courbes caractéristiques des turbines…….. 9

Figure (II.01) : type des pompes…… ……... 11

Figure (II.02) : pompe volumétrique……..…… 11

Figure (II.03) : type des pompes centrifuges…… …..…….. 13

Figure (II.04) : pompe centrifuge……...……. 14

Figure (II.05) : principe de fonctionnement……..……. 15

Figure (II.06) : pompe multicellulaire……. 16

Figure (II.07): pompe monocellulaire……. 16

Figure (II.08) : Pompe verticale……...……... 17

Figure (II.9) : Pompe horizontale……..……. 17

Figure (II.10) : Roue fermée ……..…… 17

Figure (II.11) : Roue ouverte……..…… 17

Figure (II.12) : type des pompes suivant les compositions……..….. 19

Figure (II.13) : Action d'un fluide sur un coude de conduite…… 22

Figure (II-14) Rendements totaux de turbopompe de débits divers en fonction de leurs vitesses spécifiques……..…….…… 28

Figure (II-15) courbe du coefficient de rendement volumétrique η_V en fonction de la vitesse spécifique η_S de la pompe……..……. 30

Figure (II-16) détermination le point de fonctionnement H=f(Q)……. 32

Figure (II-17) N.P.S.H de fonction débit de premier étage d'une pompe centrifuge**.** **33**

Figure (III-01) profils de volutes spirales…….……..……..... 34

Figure (III-02) volute spirale double…….……. 35

Figure (III-03) schéma d'une pompe section A volute spirale…… 36

figure (III-04) volute spirale de transversale quelconque …….. 36

Figure (III-05) courbes des relations : $k_{csp} = f(n_s)$ et $^{(d_3 - d_2)}/_{d_2} = f(n_s)$ ……. 39

Figure (III-06) largeur de l'entrée d'une volute spirale……. 40

Figure (III-07) courbes des relations $H = f(Q), p = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$ de pompes

Centrifuges ayant la même roue, mies pourvues de différentes volutes…… 41
Figure (III-08) relation entre l'angle de divergence δ et la vitessev_{sp}dans une volute spirale……... 42
Figure (IV-1) calcule les parametre……..... 48
Figure (IV-2a) calcul main dimontion stupe valeurs…….. 49
Figure (IV-2b) calcul main dimontion dimonsions méridien……. 49
Figure (IV-3) traci la méridienne de contour……. 50
Figure (IV-4) trac la roue…… 50
Figure (IV-5) traci triangles de vitesse…… 51
Figure (IV-6) écoulement méridien……. 51
Figure (IV-7) lignes moyennes de lame…….. 52
Figure (IV-8) création de l'aube…….. 52
Figure (IV-9) pale principale…….. 53
Figure (IV-10) création de révolution avant…… 53
Figure (IV-11a) traci de pointe (l-s)…… 54
Figure (IV-11b) bords de fuite (l-s)…… 54
Figure (IV-11c) vue frontale(x-y)…….. 55
Figure (IV-12) création de révolution araire……... 55
Figure (IV-13) Traci extension…… 56
Figure (IV-14) Roue d'une pompe centrifuge concept par cfturbo……. 56
Figure (IV-15) traversé section design……... 57
Figure (IV-16) zones de développement en spirale……. 57
Figure (IV-17) diffuseur……. 58
Figure (IV-18) le seuil de l'eau……... 58
Figure (IV-19) volite d'une pompe centrifuge concept par cfturbo…… 59
Figure (IV-20) Asemblage par la roue et volute d'une pompe centrifuge concept par cfturbo …….. 59
Figure (IV-21) transfere dans Cfturbo vers solidworks…….. 60
Figure (IV-22) révolution de volute…… 60
Figure (IV-23) extruction la hou de refoulement…… 61
Figure (IV-24) revolution…… 61
Figure (IV-25a) lissage de refoulement……... 62
Figure (IV-25b) lissage apré de refoulement…….. 62

Figure (IV-26) enléve de mataire…… 63
Figure (IV-27) révolution de flasque arrière……... 63
Figure (IV-28) extréction de flasque araire……. 64
Figure (IV-29) répétition sercilaire……. 64
Figure (IV-30) enlévement et conge la matière de flasque araire……... 65
Figure (IV-31) extruction matière de flasque araire…… 65
Figure (IV-32) enlèvement de matière de flasque araire Figure …… 66
(IV-33) extrusion de la matèire l'avant de flasque…….. 66
Figure (IV-34) tracé truoe flasque d'araire…… 67
Figure (IV-35) tracé truoe de refoulement…….. 67
Figure (IV-36) ripitition circulaire truoe de refoulement…… 68
Figure (IV-37) enlèvement de matière flasque avant…….. 68
Figure (IV-38) enlèvement de matière et chanfrein avant flasque…….. 69
Figure (IV-39) enlèvement de matière de l'axe…….. 69
Figure (IV-40) extrusions truoe de vidange…… 70
Figure (IV-41) enlèvement de matière de l'axe…….. 70
Figure (IV-42a) extrusion truoe vidange……. 71
Figure (IV-42b) extrusion truoe aspiri…… 71
Figure (IV-43) extrusion de matèire……... 72
Figure (IV- 44a) perçage de troue de vidange……. 72
Figure (IV-44b) perçage de troue aspire …… 73
Figure (IV-45) perçage de troue araire…… 73
Figure (IV-46) ripitition et perçage de troue araire……. 74
Figure (IV- 47) perçage de troue avant……... 74
Figure (IV-48) ripitition et perçage de troue avant……. 75
Figure (IV-49) extrusions matière refoule……... 75
Figure (IV-50) perçage de troue refoule…….. 76
Figure (IV-51) enlèvement de matière de troue de refoule……. 76
figuure (IV-52) corps spiral 40 NVA……...…… 77

Liste des symboles

Q : Le débit $[{}^{m^3}/_{h}]$

HMT : hauteur manométrique total [m]

N : vitesse de rotation $[\frac{{}^{tr}/_{min}*\sqrt{{}^{m^3}/_{s}}}{{}^{m^3}/_{4}}]$

K : coefficient

V_{sp} : vitesse d'écoulement $[{}^{m}/_{s}]$

S_{sp}: Section d'écoulement [mm]

θ : Angle de centre [degré]

A_{sp} : Section spiral $[cm^2]$

V_u : vitesse absolu $[{}^{m}/_{s}]$

H_{th} : Hauteur théorique [m]

$b_2; b_3$: Largeur de la volute [mm]

w : vitesse angulaire $[{}^{m}/_{s}]$

D_i : Diamètre intérieur de la roue de la pompe [mm]

D_2 : Diamètre extérieur de la roue de la pompe [mm]

ρ : La densité des liquide $[{}^{kg}/_{m^3}]$

g : L'accélération de pesanteur $[{}^{m}/_{s^2}]$

n_{sp} : vitesse spécifique $[\frac{{}^{tr}/_{min}*\sqrt{{}^{m^3}/_{s}}}{m^{\frac{3}{4}}}]$

a : Distance [mm]

δ : Angle de divergence du diffuseur [degré]

ε : Angle d'écartement des parois latérales [degré]

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. 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 des volutes 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 concevoir et développer un logiciel de calcul et de conception de la volute centrifuge à travers sa coopération avec l'université de MEDEA et en particulier les laboratoires de recherches LMP2M et LBMPT.

En effet, 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 volute est réalisée à partir d'une méthode de calcul à simple courbure. En effet, on a utilisé le logiciel CFTURBO 5 pour le calcul et le dimensionnement d'une volute centrifuge selon la méthode simple courbure proposée par TRROSKOLANSKI [1]. Une comparaison avec les résultats fournis par le bureau des méthodes de POVAL de la (40-NVA-150-5) équipant une pompe centrifuge 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 le chapitre introductif et la conclusion générale, de cinq chapitres principaux

Créé avec nitroPDF professional
télécharger la version d'essai gratuite sur nitropdf.com/professional

- Le premier chapitre contient des généralités sur les turbomachines.
- Le deuxième chapitre traite des généralités sur les pompes et particulièrement les pompes centrifuges, leur principe de fonctionnement et la théorie des pompes centrifuges.
- Le troisième chapitre est consacré au développement d'une « méthodologie » de dimensionnement évolutive et cohérente qui combine les différentes procédures de dimensionnement et d'analyse existantes pour le traçage des volutes avec aube à simple courbure d'une pompe centrifuge.
- Le quatrième chapitre donne les résultats de calcul des volutes des pompes centrifuges à simple courbure à l'aide du logiciel CFTURBO 5.0. Une étude de conception par SOLIDWORKS est ensuite réalisée.

Créé avec nitroPDF professional
télécharger la version d'essai gratuite sur nitropdf.com/professional

I-Définition [1]

Une turbomachine est une machine tournante qui réalise un transfert d'énergie entre son arbre propre et un fluide en mouvement.

Ce transfert peut s'effectuer dans les deux sens :

• une récupération de l'énergie du fluide sur l'arbre de la machine

(Fonction réalisée par les machines de type turbine)

• une augmentation de l'énergie du fluide par fourniture d'énergie mécanique sur l'arbre de la machine (fonction réalisée par les machines de type : compresseurs, Ventilateur, pompe …)

II-Fonctions et domaines d'utilisation des turbomachines

II-1- Récupération de l'énergie d'un fluide (*turbines*)

- liquide : récupération d'énergie potentielle hydraulique (barrages,…)
- gaz : turbines de dentiste, turbocompresseurs, turbopompes, …

Turbines associées à d'autres éléments (compresseurs, chambres de combustion,…) pour la production d'énergie mécanique, ou pour la propulsion en aéronautique.

II-2- Compression de gaz (*compresseurs*)

Fonction qui se présente dans des domaines très diversifiés : industrie chimique (pression de réaction), industrie pétrolière (extraction du pétrole), ou simplement création d'air comprimé.

Compresseurs associés à d'autres éléments (turbines, chambres de combustion,…) pour la production d'énergie mécanique, ou pour la propulsion en aéronautique.

II-3- Transport de fluide

- Élévation : fournir une énergie pour vaincre le champ gravitationnel (pompes)
- Transport horizontal : apport périodique d'énergie au fluide pour vaincre les pertes de charges (boosters)

II-4- **Ventilation**

II-5- **Production d'énergie mécanique à partir d'une source de chaleur**

- Production réalisée par des turbines à gaz ou des turbines à vapeur. Ces machines associent, dans un cycle thermodynamique, des turbines, compresseurs, sources de chaleur, refroidisseurs,…. Elles ont une Puissance variant de quelques kW à plusieurs dizaines de MW. Production d'énergie électrique (aérospatiale, avions, chars, réseau nationale,…)
- Production d'énergie mécanique : entraînement d'hélice de bateau, d'avion (turbopropulseur), de rotor d'hélicoptère …
- Turbines à vapeur essentiellement destinées à la production de forte puissance d'énergie électrique dans les centrales thermiques.

II-6-**Propulsion par réaction**

Ces machines associent dans un cycle thermodynamique, des turbines, compresseurs, chambres de Combustions, tuyères…

- Turboréacteurs
- Turbofans (multiflux)

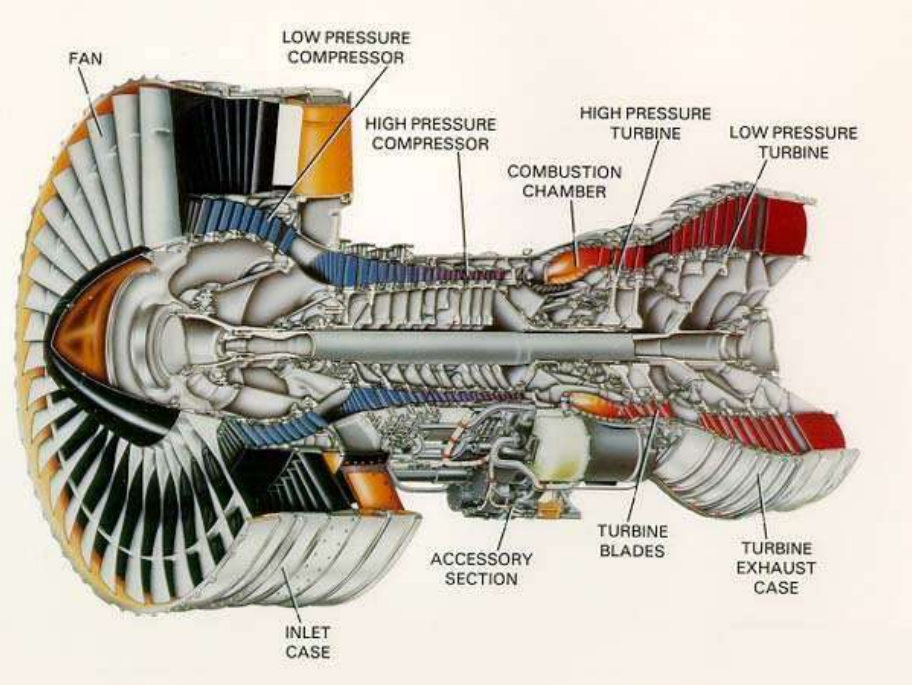


Figure (1.1)- PW4156 - Pratt & Whitney *(epower-propulsion.com)*

III-Notion d'étage – Échanges d'énergies [1]

III-1 -Géométries des turbomachines

Les géométries sont très diverses (de l'éolienne à la Pelton). Mais une majorité des turbomachines peut être répertoriée en trois catégories :

•Les machines axiales :

Le fluide entre et sort avec une vitesse débitante approximativement axiale. Machines caractérisées par des débits importants, mais des taux de Pression limités (de l'ordre de **1,4** pour un compresseur transsonique et de **2** pour un compresseur supersonique).

•Les machines centrifuges :

Le fluide sort approximativement dans un plan radial, l'entrée pouvant ne pas être radiale. Machines caractérisées par des débits limités et des taux de pression important (pouvant atteindre **10** grâce au travail de la force de Coriolis et à l'augmentation de la pression statique liée à l'action de la force centrifuge.

•Les machines mixtes

III-2- Notion d'étage - échanges d'énergie [1]

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelée rotor (ou rouet) et d'une partie fixe appelée stator (ou selon le cas : redresseur, distributeur, diffuseur,…)

III-3- *Le rotor :*

1-Rôle : assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement.

- L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages

.-Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc Travail => échange d'énergie

2-Énergie de pression :

Une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

- **Cas compresseur** : augmentation de la pression pour compenser les pertes de charge du circuit.

- **Cas turbine** : une partie de l'énergie récupérée l'est toujours sous forme de pression.

3-Énergie cinétique :

Une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la giration de l'écoulement au passage de la roue mobile.

4-Énergie calorifique :

Il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue.

- Cependant le fluide peut recevoir de la chaleur naissant de la dégradation d'une partie de L'énergie cinétique <= travail des forces de frottement liées à la nature visqueuse du fluide.

Phénomène de dissipation principalement localisé près des parois = transformation de la forme d'énergie et non transfert de l'énergie (« pertes » => rendement).

- Faible surface des parois en rapport avec les grands débits rendent les échanges de chaleur avec l'extérieur négligeable => parois considérées comme adiabatiques

III-4- ***Le stator***

1-Rôle : modifier la forme d'énergie (énergie cinétique en pression, ou inversement).

- Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflection de l'écoulement.

- Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force. Donc pas de travail => pas d'échange d'énergie

2-Redresseur du compresseur axial :

-Situé en aval de la roue mobile

-Rôle : - redresser l'écoulement vers la direction axial, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique.

- « Orienter » le fluide dans une direction compatible avec le prochain étage.

3-Distributeur de turbine axiale :

- Situé en amont de la roue mobile

- Rôle : provoquer une giration de l'écoulement, transformant ainsi une partie de l'énergie de pression statique disponible sous forme d'énergie cinétique. Cette énergie est ensuite récupérée au niveau de la roue mobile.

4-Diffuseur de compresseur centrifuge :

-Récupération de pression statique avec l'augmentation de la section de passage (rayon).

IV- Courbes caractéristiques

• Compresseurs et turbines sont en général calculés pour un point de fonctionnement (débit massique **m** et taux de pression) où le rendement est maximal : c'est le point de fonctionnement nominal.

• Il est cependant intéressant de connaître le comportement de la machine à d'autres débits, d'où la notion de plage de fonctionnement. C'est la fourchette de débit où la machine conserve un taux de pression acceptable avec un rendement acceptable. Ce fonctionnement hors adaptation est illustré sur les courbes caractéristiques.

• Actuellement, les recherches sont largement orientées sur l'extension des plages de fonctionnement :

Interaction rotor/stator – rôle des effets potentiel dans l'amorce du décollement tournant

Traitement du carter pour profiter de son interaction avec les écoulements de jeux.

But : repousser la zone de pompage.

Soient :

Débit : $\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}}$

Taux de pression : $\pi = \frac{P_{t2}}{P_{t1}}$

Rendement isentropique : $\eta_{is} = \frac{\pi^{\frac{y-1}{y}} - 1}{\frac{T_{t2}}{T_{t1}} - 1}$

Vitesse de rotation : $\frac{n}{\sqrt{T_{t1}}}$

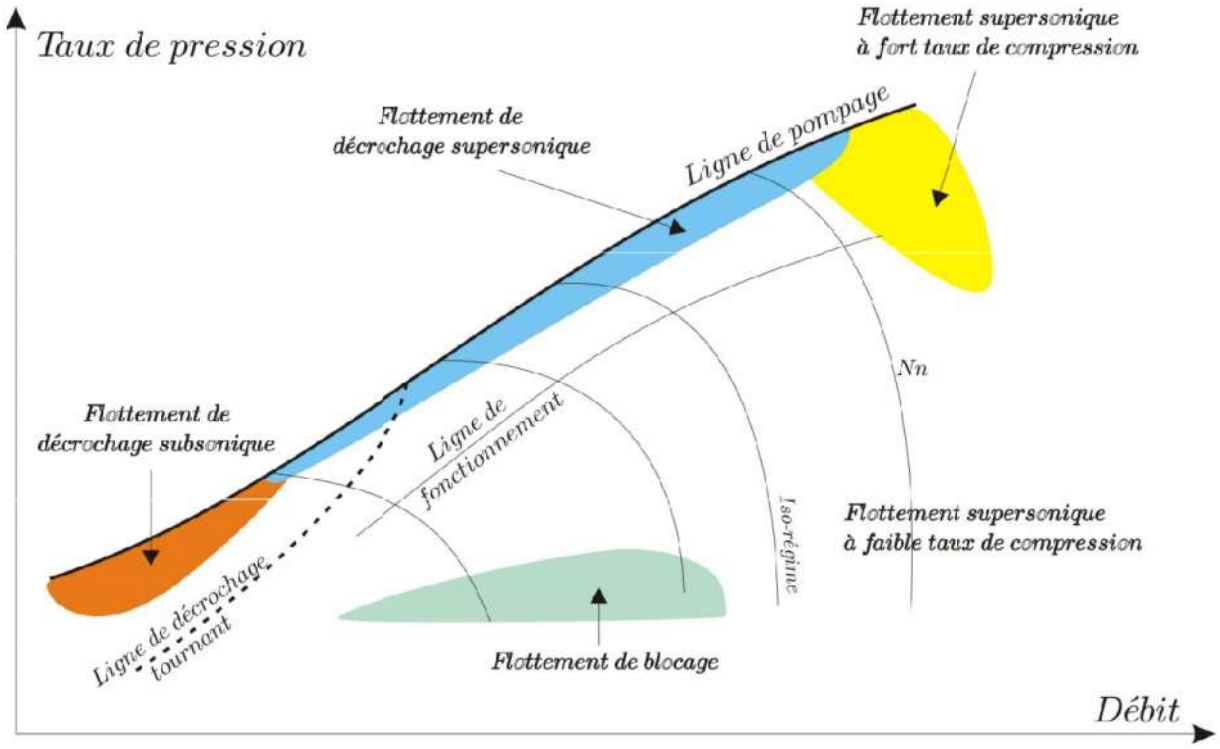


Figure (I-02) Courbes caractéristiques des compresseurs

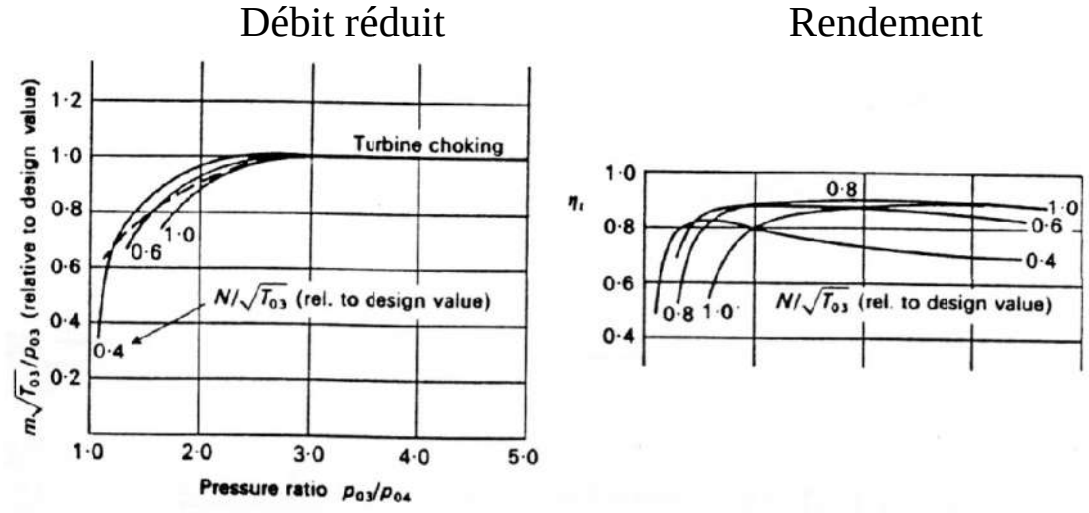


Figure (I-03) Courbes caractéristiques des turbines

• Asymptote commune, indépendante de la vitesse de rotation => blocage sonique dans distributeur (partie fixe)

- Plage de rendement très étalées => caractère accéléré de l'écoulement au passage des aubes

(Contrairement aux compresseurs où l'écoulement décélère)

I - Introduction

Les pompes sont des organes mécaniques d'utilisation très courante. Elles assurent des fonctions très diverses et sont les auxiliaires indispensables d'un grand nombre d'installation industrielles ou domestiques.

Les pompes sont destinées pour véhiculer les fluides divers à des températures Diverses ce qui entraîne des conceptions spéciales. On rencontre deux catégoriquesPrincipales :

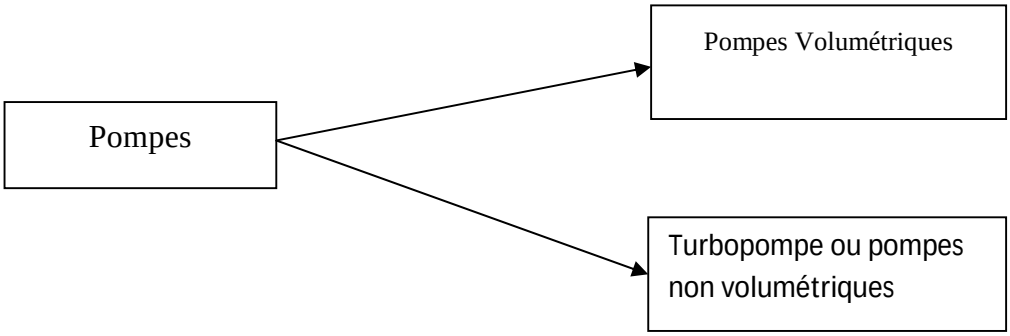


Figure (II.01) : type des pompes

II - Classification des pompes : [2] [3]

II.1.Pompes volumétriques :

On appelle pompe volumétrique toute machine assurant l'augmentation de l'énergie du liquide dont le principe est basé sur la variation du volume d'un espace relié alternativement à la conduite d'aspiration et celle de refoulement. La partie hydraulique de la pompe est unengrenage, un piston ou une palette.

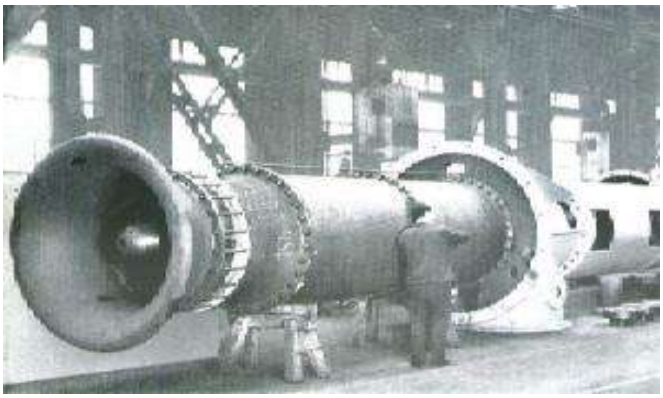


Figure (II.02) : pompe volumétrique

Les pompes volumétriques sont caractérisées par les indices suivants :

- il y a des chambres (enceintes) qui se communiquent alternativement à la conduite d'entrée ou à celle de sortie du liquide.
  - Le liquide remplit chaque chambre ou en est repoussée.
- La partie mobile de la machine est un piston ou palette ou un engrenage qui pousse le liquide pompé.
- Les forces statiques d'interaction agissent entre la partie mobile de la machine et du liquide.

II.2.Pompes non volumétriques ou turbopompes :

II.2.1-Définition d'une turbopompe :

On appelle turbopompe toute machine dans laquelle une (ou plusieurs) roue tournant autour d'un axe, échange de l'énergie avec un fluide s'appuyant sur la loi de la centrifugation

II.2.2- Classification des turbopompes :

Selon la classification générale, les turbopompes représentent le deuxième groupe des pompes. On a vu que les pompes à piston sont utilisées pour de grandes pressions de refoulement, les quelles sont limitées par la résistance des matériaux des organes principaux.

En général, les turbopompes ont la pression de refoulement inférieure à celle des pompes à piston. Mais les constructions modernes des turbopompes sont conçues pour une hauteur manométrique qui dépasse 3000 m.

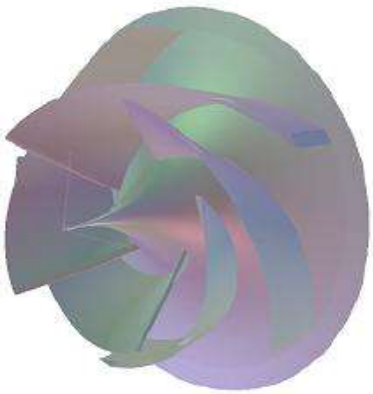
On classe les pompes en trois types essentiels suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue :

- Pompe radiale.
- Pompes axial.
- Pompe semi axial.

Pour le premier type, la direction de l'écoulement du liquide est radiale, c.à.d. perpendiculaire à l'axe de rotation.

Pour le deuxième type le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation.

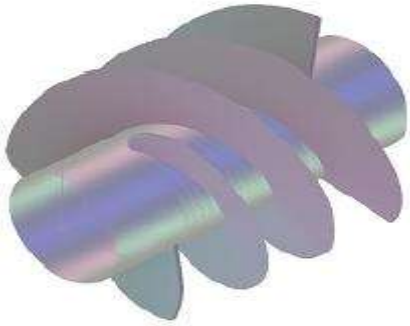
Le principe de fonctionnement du troisième type de la pompe ressemble à celui des pompes centrifuges multicellulaires, dont l'angle à la sortie de la roue est égal à 90°.



Semi axial



Radiale



Axial

Figure (II.03) : type des pompes centrifuges

II-2-3 Définition d'une pompe centrifuge : [4,5]

La pompe centrifuge est une machine élévatoire qui, suivant le principale physique de l'action et la réaction, adapte son débit en fonction de l'énergie totale qui lui est demandée. Les points de fonctionnement (couple, hauteur manométrique, débit) est donc fonction des caractéristiques hydrauliques du réseau qu'elle alimente.

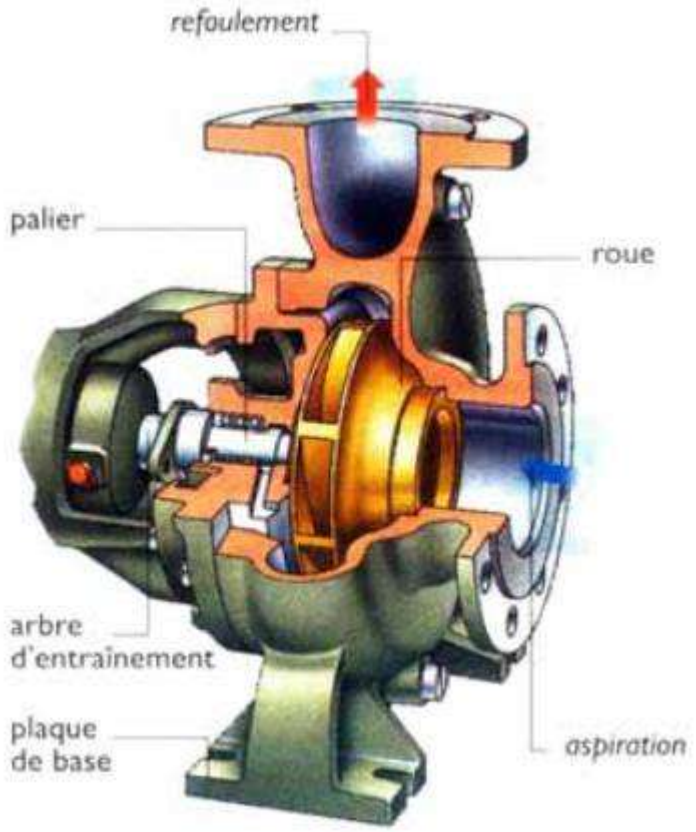


Figure (II.04) : pompe centrifuge

II-2-4 Principe de fonctionnement : [2,4]

Une pompe centrifuge est constituée des éléments principaux suivants : (figure 05)

-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.

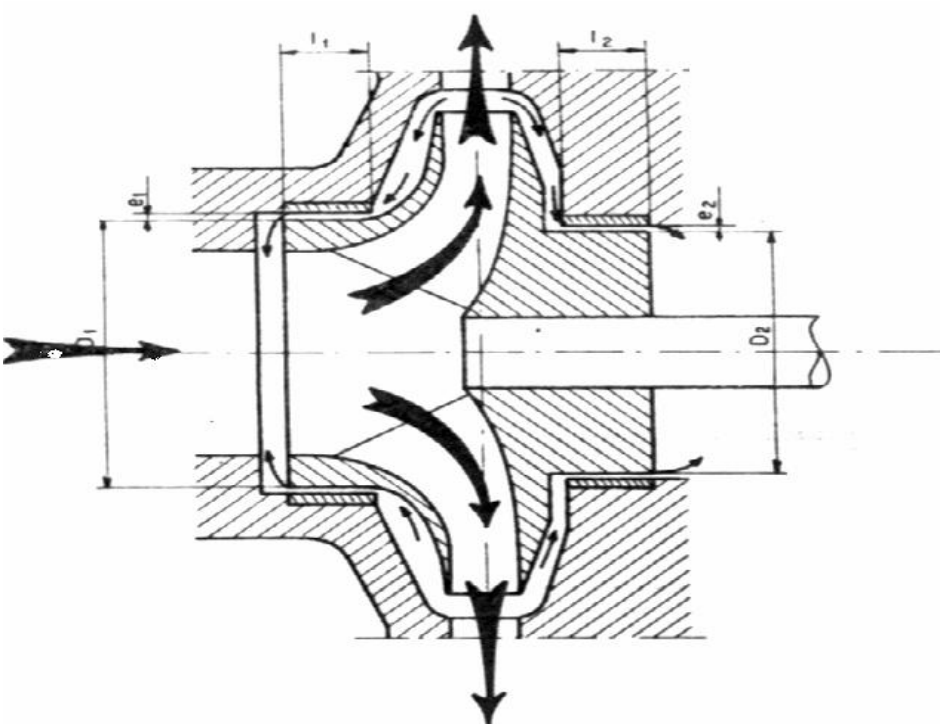


Figure (II.05) : principe de fonctionnement

II-2-5 Classification des pompes centrifuges :

On peut classe les pompes centrifuges selon les critères suivant :

- **Le nombre d'étage :** un seul étage (Monocellulaire) ou plusieurs étages (Multicellulaire)

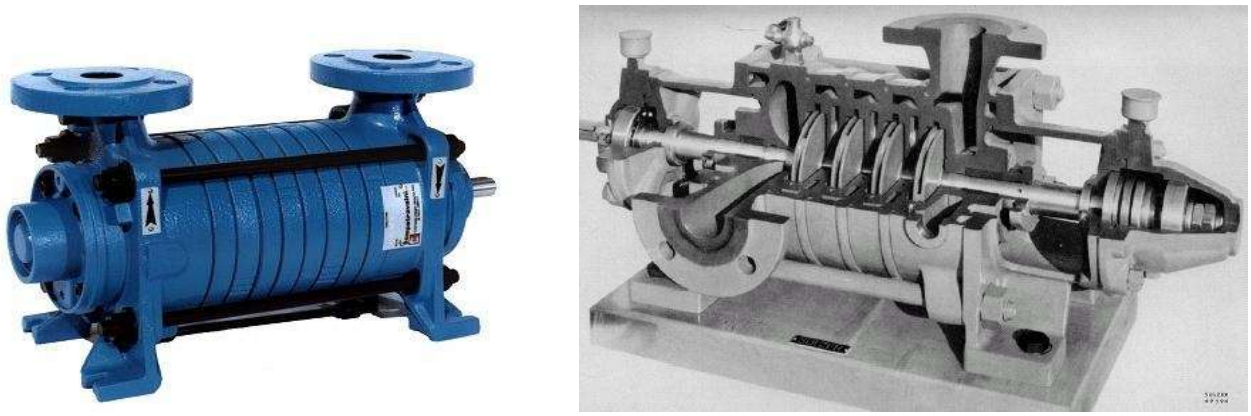


Figure (II.06) : pompe multicellulaire



Figure (II.07): pompe monocellulaire

➢**Disposition de l'axe :** verticale ou horizontale



Figure (II.08) : Pompe verticale



Figure (II.09) : Pompe horizontale

- **Type de la roue :** fermée, ouverte, semi-ouverte.

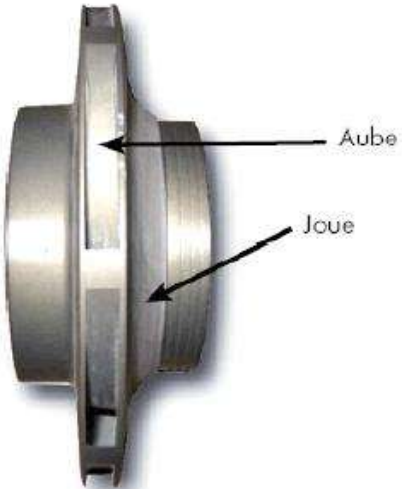


Figure (II.10) : Roue fermée



Figure (II.11) : Roue ouverte

- **Importance de la pression engendrée :** basse pression, moyenne et haute pression.
- **Forme de la roue :** simple aspiration ou à double aspiration
- **Moyen d'entraînement :** entraînement par courroie ou directe (accouplement)

- **Force motrice utilisée :** soit par turbine (turbopompe) ou soit à moteur électrique, soit à moteur à combustion interne (motopompe).

- **La destination :**

  - Pompe à eau.
  - Pompe à acide.
  - Pompe à liquide chargé.

- **Suivant les compositions des pompes :**

1. Les pompes centrifuges avec volute :

Le schéma A représente le type de pompe le plus courant ; la pompe centrifuge à volute, généralement connue sous le nom simple de "pompe centrifuge". Elle comporte un carter en volute, communiquant avec un canal extérieur en forme de coquille d'escargot à section transversale graduellement variable. L'écoulement de l'eau à la sortie du rotor se transforme en écoulement tangentiel dans ce canal où il sera ralenti progressivement. Ainsi l'eau sort tangentiellement et passe dans la conduite de refoulement à vitesse réduite et à forte pression.

2 .Les pompes centrifuges avec diviseur :

Le schéma B représente un autre type, à savoir la pompe dite "centrifuge à turbine" ou "turbo pompe". Elle comporte un diffuseur à aubes dont la section augmente progressivement afin de ralentir la vitesse de l'eau tout en augmentant sa pression. Pour la turbine représentée sur la figure, les filets liquides sont déviés à la sortie des aubes pour suivre une trajectoire moins tangentielle et plus radiale afin à faciliter son passage dans le canal entourant le diffuseur, à section constante avant de sortir à la partie supérieure.

3. Les pompes à auto-amorçage :

Le schéma C représente le troisième type le moins connu des pompes centrifuges, appelée généralement "pompe à auto-amorçage", parfois aussi "pompe à chambre latérale", ou bien "turbo pompe". Dans ce type de pompes, le rotor est muni d'un grand nombre d'ailettes radiales et il tourne à l'intérieur d'une couronne de section rectangulaire. Les ailettes accélèrent les filets liquides en créant deux puissants vortex qui réagissent avec le rotor à la périphérie de la

pompe sur près de trois quarts de tour.

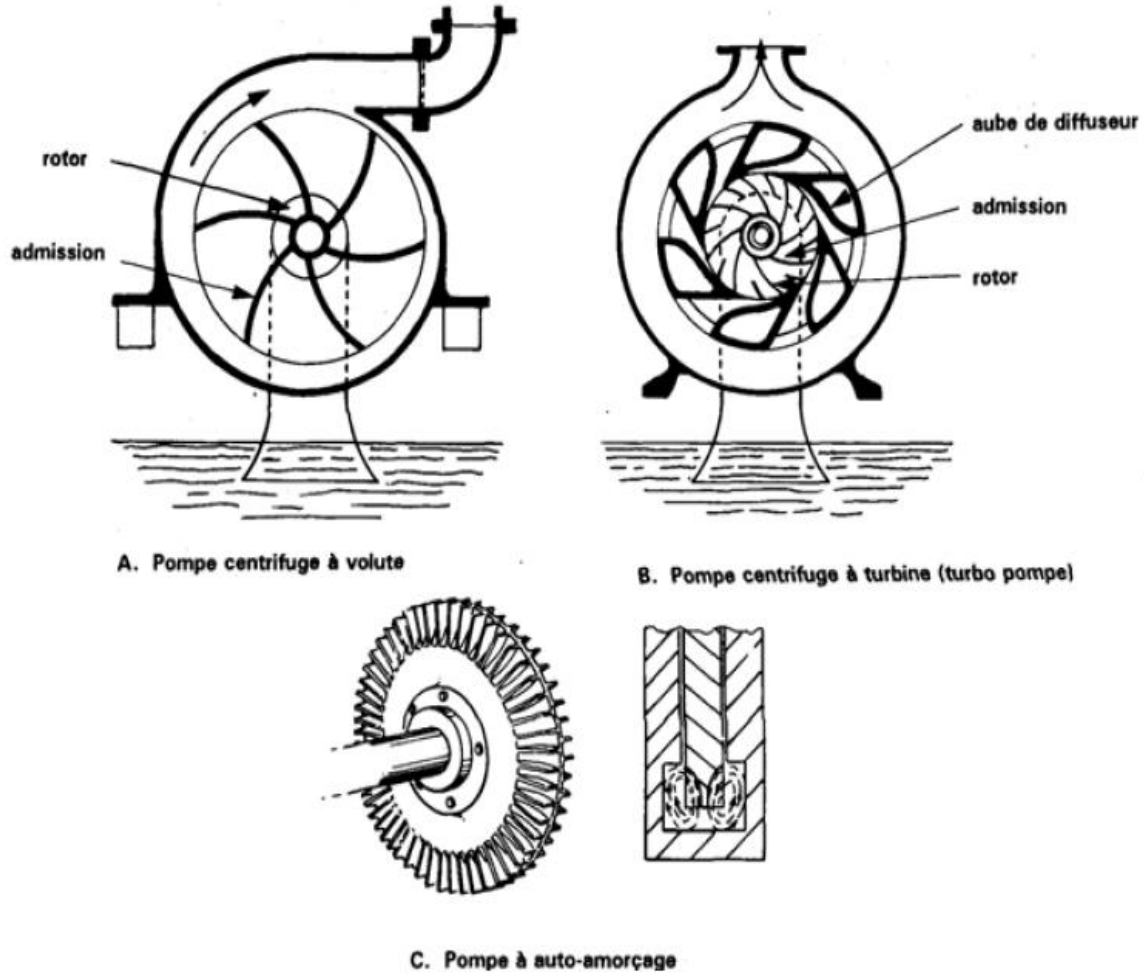


Figure (II.12) : type des pompes suivant les compositions

II-2-6- Avantages de la pompe centrifuge : [2, 4,5]

- 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

II-2-7 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

II-2-8- 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 ou 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.

II-2-9-théorie des pompes : [6]

Avent d'entamer un calcul de la roue centrifuge, on présente un bref synthé Théorique qui servira de base pour ce calcul dans les chapitres qui suivent.

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 irrotationnel :

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{V^2}{2g} = Cte \qquad \textbf{(II-1)}$$

En écrivant le théorème de Bernoulli sous la forme suivante

$$\frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz = Cte \qquad \textbf{(II-2)}$$

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 :

$$\frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz = E \qquad \textbf{(II-3)}$$

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

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + gz_2 + E \qquad \textbf{(II-4)}$$

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

2- Théorème D'EULER:

Un autre théorème articulément pour les appliques est connu sous le nom de théorème d'Euler. Il résulte de écriture de l'équation fondamentale de la mécanique applique appliquée a un volume de contrôle fixe dans le champ de l'écoulement (approche eulérienne) .Ce théorème nous dit que l'égal à la résultante des forces extérieures appliquées au fluide inclus dans le domaine limité par cette surface.

Conservation de la quantité de mouvement [7]

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

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**.

3- Action d'un fluide sur un coude de conduite :

Soit un coude de conduite horizontale compris entre deux sections S_1 et S_2 identiques ; Nous appliquons à cet élément le théorème d'**Euler**.

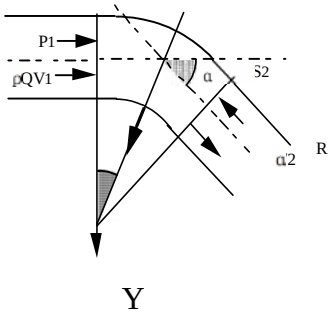


Figure (II.13) Action d'un fluide sur un coude de conduite

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 S_1

0 : flux à travers S_1

$-P_2 S_2 \sin \alpha$: pression sur S_2,

$+PQV_2 \sin \alpha$: quantité de mouvement à travers

$R \cos \frac{\alpha}{2}$: Action des parois sur le fluide.

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

$$VR \cos \frac{\alpha}{2} - P_2 S_2 \sin \alpha = \rho Q V_2 \sin \alpha \ , R \cos \frac{\alpha}{2} = (\rho Q V_2 + P_2 S_2) \sin \alpha$$

$$\boldsymbol{R = 2(\rho QV + PS) \sin \frac{\alpha}{2}} \qquad \textbf{(II-7)}$$

.

La poussée exercée par le fluide sur le coude est $-\vec{R}$.

II-2-10- Caractéristique dans un système de pompage: [8]

1- Hauteur d'aspiration, de refoulement et d'élévation:

1-1- Hauteur géodésique d'aspiration d'un système de pompage

Désignons par z_I le niveau du plan libre du liquide en aval, et par z_S 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 :

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

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

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

La pompe travail en charge lorsque son axe se trouve en-dessous du plan libre du liquideen aval. La condition $P_s > P_v$ **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.

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 :

$$H_S = \frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_I}{\gamma} - H_{SZ} - \frac{V_S^2 - V_I^2}{2g} - \Delta h_s \qquad \textbf{(II-10)}$$

Ou Δh_s désigne la hauteur des pertes énergétique dans la crépine, le tuyau et le clapet d'aspiration

Quand le réservoir d'aval est ouvert $P_{I=P_b}$ nous avant :

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

1-3- Hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe :

La hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe

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

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 $p_I > p_b$) ou d'un Vacuomètre (quand$p_I < p_b$) . Le mesurage de la hauteur manométrique d'aspiration se fait lors

Des essais des pompes à eau.

1-4- Charge nette à l'aspiration

La charge nette à l'aspiration (Δh_{cav}) d'une pompe est la différence entre la hauteur DePression p_s/γ du liquide aspirée et la hauteur de pression de saturation du même Liquide à Température donnée. Augmentée de la hauteur de vitesseV_S dans la section de la tubulure d'aspiration, en condition normales(Q_n, n_n) de travail de la pompe.

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

1-5- Hauteur de refoulement géodésique d'un système de pompage :

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

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

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.

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

1-7- Hauteur de refoulement manométrique d'une pompe:

La hauteur de refoulement manométriqueH_{tm} est l'excès de la hauteur de refoulement

Par rapport à la hauteur de la pression atmosphérique :

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

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.

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

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

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.

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

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

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

Cette équation est le plus souvent présentée sous la forme numérique

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

Ou les pressions P_s et P_t sont exprimées en kgf/cm², et γ en kgf/m^3.

2- Débits :

2-1- Débit théorique:

Le débit théorique Q_{th} est celui qu'assurerait une pompe parfaitement étanche intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique.

2-2 -Débit normal:

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

2-3- Débit réel:

Le débit réel Q_r 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.

2-4 -Débit optimal:

Le débit optimal Q_{opt} d'une pompe est celui qu'elle atteint lorsque son rendement total parvient au maximum μ_{max}

2-5 -Débit interne:

Le débit interne Q_i 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.

3- Puissances:

3-1- Puissance absorbée:

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

$$p = p_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_s}{\eta} \quad [kgf\ m\ /s] \qquad (II\text{-}21)$$

Ou

$$p = p_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_s}{102\eta} \quad [KW] \qquad (II\text{-}21a)$$

3-2- Puissance effective:

La puissance effective p_e d'une pompe de débit effective Q_r et de hauteur

d'élévation effective H_e s'exprime par la formule générale :

$$p_e = \gamma Q_e H_e \qquad \textbf{(II-22)}$$

Ou encore :

$$p_e = \frac{\gamma Q_e H_e}{102} \qquad \textbf{(II-22a)}$$

4- Rendements:[9-10]

4-1- Rendement hydraulique

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

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_{th}} \qquad \textbf{(II-23)}$$

4-2- Rendement volumétrique :

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

$$\eta_V = \frac{Q_r}{Q_i} \qquad \textbf{(II-24)}$$

4-3 -Rendement interne:

Le rendement interne est définit par le produit :

$$\eta_i = \eta_V \eta_h \qquad \textbf{(II - 25)}$$

4-4- Rendement mécanique:

Le rendement mécanique d'une pompe est le rapport de la puissance absorbée par la roue

$P_i = P_{ar} - P_m$ à la puissance sur l'arbre

$$\eta_m = \frac{P_I}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} - P_m}{P_{ar}} \qquad \textbf{(II-26)}$$

Où P_m est la puissance perdue par pertes mécaniques.

4-5- Rendement global:

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

$$\eta = \frac{P_e}{P_{ar}} \qquad \textbf{(II-27)}$$

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

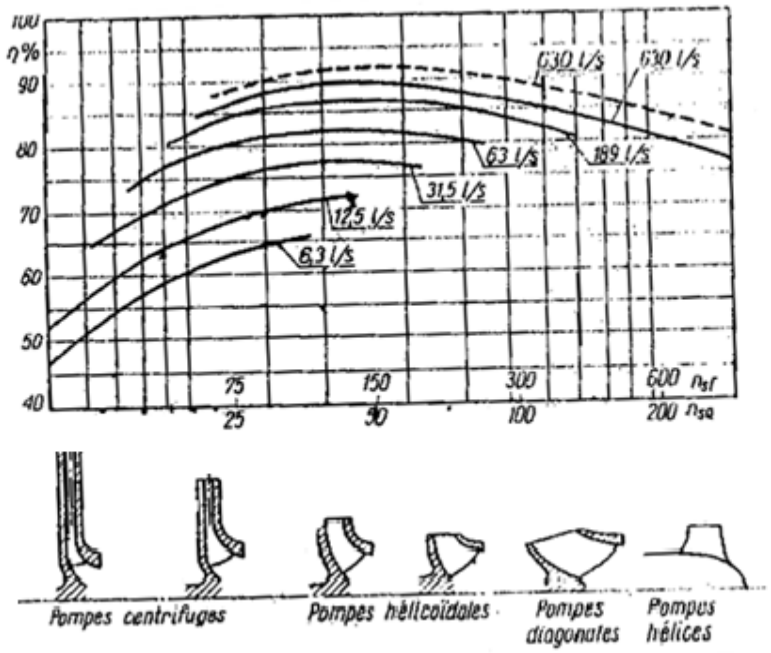


Figure (II-14) Rendements totaux de turbopompe de débits divers en fonction de leurs vitesses spécifiques

Le rendement en mesurant le débit réel Q_r la hauteur d'élévation effective H_e et la puissance absorbée P_{ar}

5- Pertes énergétiques dans une turbopompe: [11-10-9]

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 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 et

Proportionnelle à la différence $W_1^2 - W_2^2$

4) les pertes dues au frottement des disques tournant proportionnels à $u_2^3 d_2^2 \approx n^3 d_2^5$

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

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_h 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

$$\eta_h = \mathbf{I} - \frac{0{,}42}{(\mathbf{lgd_{1red}} - 0.175)^2} \qquad \textbf{(II-28)}$$

Où d_{1red} est exprimé en mm.

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

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

Où **Q** est le débit de la pompe en m^3/s, et ***n*** la vitesse de rotation en $\widehat{mm}^{-1}$.

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 η_s faible et

Moyenne, en fonction de η_s est représenté par le diagramme de la figure suivant :

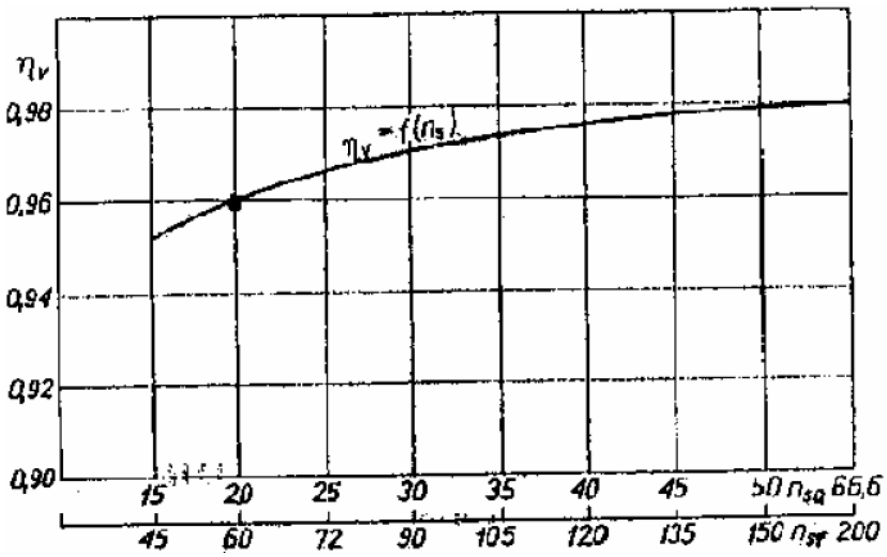


Figure (II-15) courbe du coefficient de rendement volumétrique η_V en fonction de la vitesse spécifique η_S de la pompe

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 $\rho^3 d_2^5$ augmentent considérablement quand on accroit les dimensions de la roue et donc quand en diminue la vitesse spécifique n_s

5-5 -Pertes mécaniques :[10]

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.

6- Choix d'une Pompe : [12]

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 N_S très petit.

6-1-Point de fonctionnement :

On connaît d'une part, les caractéristiques exactes de l'installation, c'est à dire la hauteur géométrique totale de refoulement **H_g** et les pertes de charge **Ja** et **Jr** dans

l'aspiration et le refoulement. La charge totale **Ht** nécessaire pour transiter un débit Q est :

$$\mathbf{Ht = H_g + Ja + Jr} \qquad \textbf{(II.30)}$$

D'autre part, on connaît la caractéristique Q-H de la pompe choisie. Le point de fonctionnement se trouve alors à l'intersection I de la caractéristique du réseau et de la caractéristique de la pompe.

Dans le cas où la pompe a une caractéristique présentant un maximum, le point de fonctionnement doit se situer dans la partie descendante de la courbe et loin du maximum.

En effet, dans la partie ascendante le point de fonctionnement correspondrait à un équilibre instable.

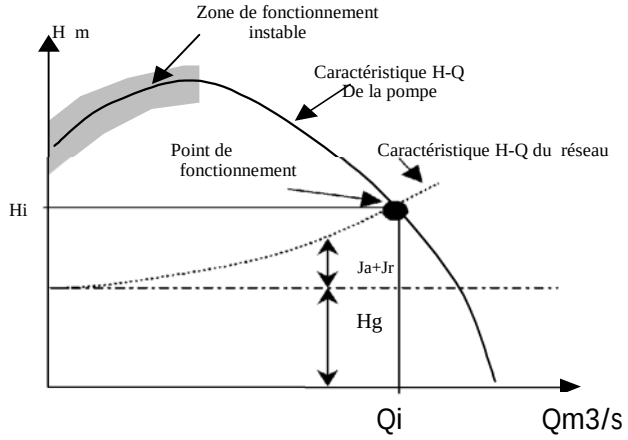


Figure (II-16) détermination le point de fonctionnement H=f(Q)

Par ailleurs, chaque fois qu'il sera utile, on doit vérifier que la pompe, quelles que soient les conditions de marche, ne risque pas un problème de **cavitation**. Pour cela, il suffit de tracer la caractéristique de la conduite d'aspiration sur la courbe de NPSH en portant les valeurs de :

10-(Ha + Ja). [5]

H_a : la hauteur géométrique d'aspiration

6-2-N.P.S.H: [12]

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 $\mathbf{H_c}$la hauteur géométrique de charge

$$\mathbf{10 - (Ha + Ja) \geq N.P.S.H.} \qquad \mathbf{(II.31)}$$

$$\mathbf{10 - (-Hc + Jà) \geq N.P.S.H.} \qquad \mathbf{(II.32)}$$

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

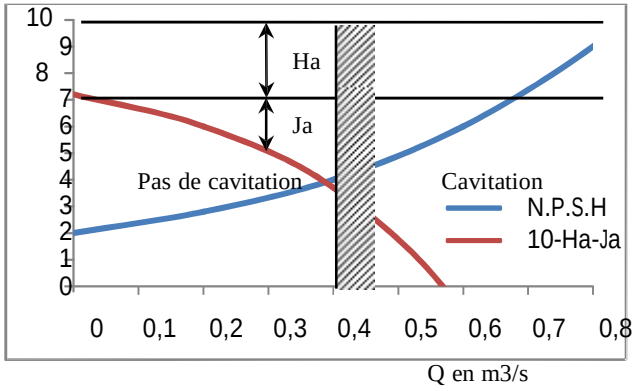


Figure (II-17) N.P.S.H de fonction débit de premier étage d'une pompe centrifuge

I-Introduction

La volute spirale sert à capter l'eau sortant de la roue et à partiellement Transformer son énergie cinétique en énergie de pression.

Une volute spirale correctement tracée, aux parois lisses, associée à un Diffuseur conique, est un excellent de sortie du liquide de la roue Les pompes à volute spirale assurent des rendements presque aussi élevés Que les turbopompes à directrice à ailettes comme représente le figure 1.

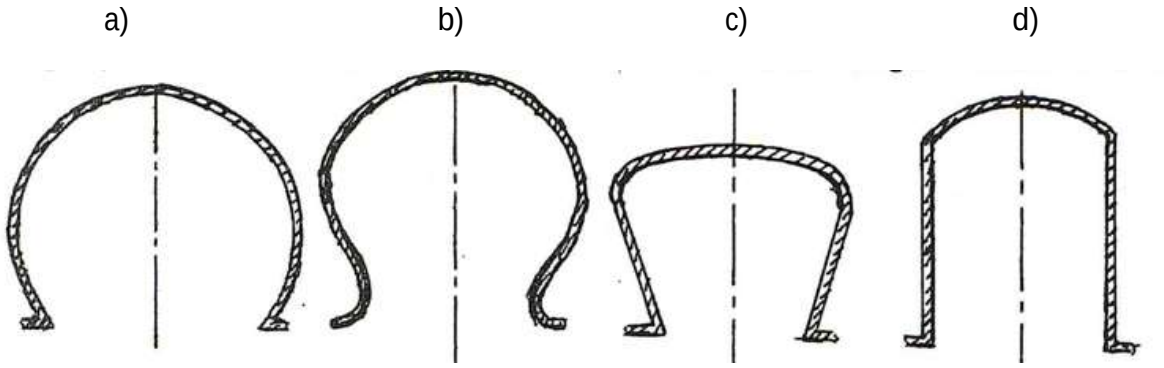


Figure (III-01) profils de volutes spirales [13]

La figure1 représente les sections des spirales les plus fréquemment

Rencontrées dans la pratique. Pour les pompes à un étage, on a recours aux Sections circulaires a) et b).ainsi qu'en trapèze c) .la section d) trouve application Dans les pompes à plusieurs étages, vu l'économie de place dans le sens axial.

Dans les pompes à faibles vitesses spécifiques (n_{sf} = 42 − 48) et débit, On recourt souvent à une directrice à ailettes qui réduit la vitesse d'écoulement ; L'augmentation de la section de la spirale diminue les pertes hydrauliques.

Les directrices à ailettes trouvent également application dans les pompes Centrifuges à un étage et vitesse spécifique plus élevée, pour des hauteurs D'élévation dépassant 80 m.

Dans des cas particuliers, pour des hauteurs d'élévation supérieures à 100 m, On emploie des turbopompes à volute double (fig.2) afin d'équilibrer les poussées Radiales

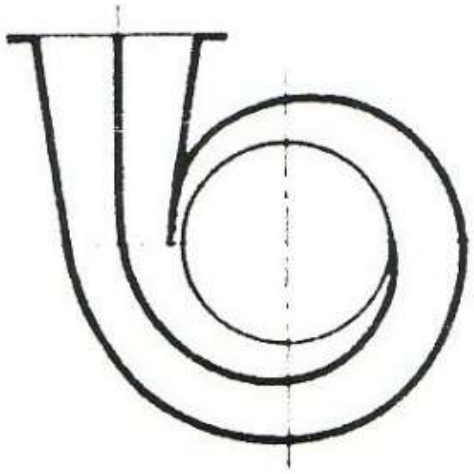


Figure (III-02) volute spirale double

II-Calcul de la volute suivant le principe de la conservation du moment cinétique [13]

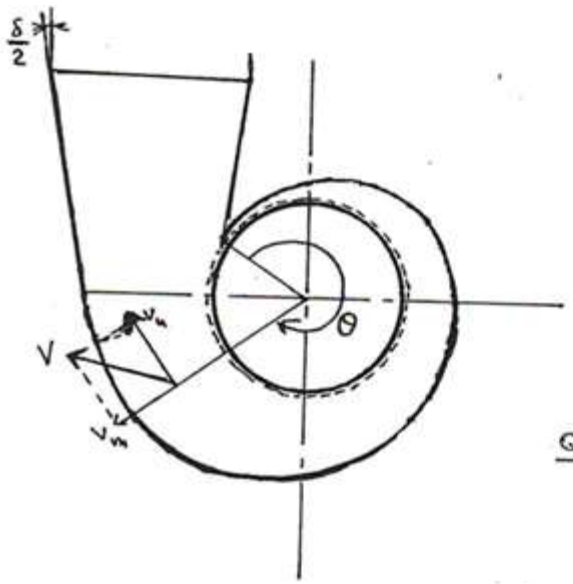
Cette méthode de calcul est fondée sur la supposition que l'écoulement dans la volute Spirale est conforme au principe de la conservation du moment

Cinétique, ce que l'on peut exprimer par la condition d'invariabilité du moment des Vitesses de la veine médiane

$$r V_u = const \qquad \text{(III- 1)}$$

Cela signifie que la vitesse v_u diminue en fonction de l'accroissement de la distance Entre le point considéré et l'axe de l'arbre

La vitesse moyenne d'écoulement dans la volute spirale diminue avec l'accroissement De l'angle ou centré θ



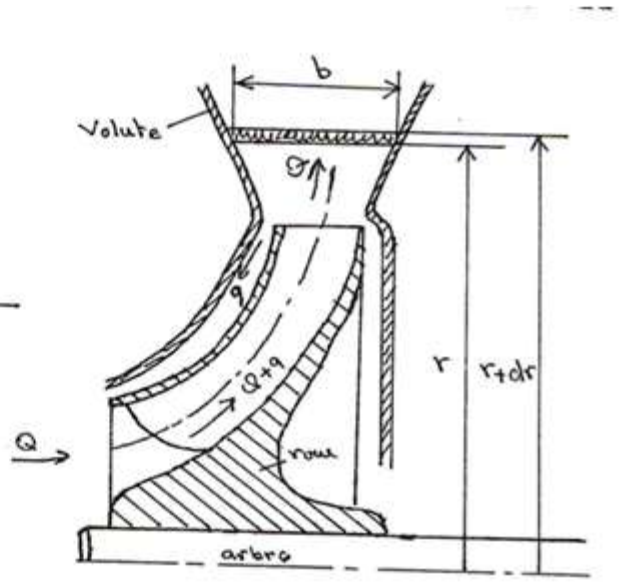


Figure (III-03) schéma d'une pompe section A volute spirale

figure (III-04) volute spirale de transversale quelconque

Dans le cas d'une pompe sans directrice à ailettes à l'entrée, en a rV_u

Et si l'angleα_0 = 90°, il résulte de l'équation fondamentale

$$\boldsymbol{H_{th}} = \frac{\boldsymbol{rV_u}}{\boldsymbol{g}} \qquad \text{(III-1-a)}$$

Que

$$\boldsymbol{rV_u} = \boldsymbol{r_2V_{2u}} = \frac{\boldsymbol{gH_{TH}}}{\boldsymbol{W}} \qquad \text{(III-2)}$$

Ou la vitesse angulaire $\boldsymbol{w} = \frac{\boldsymbol{\pi n}}{\boldsymbol{30}}$ (III-2-a)

La largeur de la volute b_3 étant constante, la trajectoire de chaque particule

Liquide est une spirale logarithmique à angle d'inclinaison α_3 .

Considérons la section d'une volute spirale de contour transversal quelconque

Le volume du liquide qui s'écoule dans une unité de tempe par l'aire

Élémentaire $dA = bdr$ de la section méridienne de la volute sera

$$dQ = dAv_u = \frac{gH_{th}b}{wr}dr \quad \text{(III-3)}$$

Dans la même unité de tempe, le volume du liquide qui s'écoule par la section

Limitée par le rayon intérieur r_i et extérieur r_e

$$Q = \frac{gH_{th}}{w}\int_{r_i}^{r_e}\frac{b}{r}dr \quad \text{(III-4)}$$

Soit la $\frac{\theta}{360}$ partie du débit total Q

$$Q_\theta = \frac{\theta}{360}Q \quad \text{(III-5)}$$

En égalant ces deux formules, on obtient

$$\theta = \frac{360gH_{th}}{wQ}\int_{r_i}^{r_e}\frac{b}{r}dr \quad \text{(III-6)}$$

$avec\ r_i = (1.03 \div 1.05)r_e$

Dans le cas d'une largeur b constante, on aura :

$$Q = \frac{360gbH_{th}}{wQ}\ln(r_e/r_i) \quad \text{(III-7)}$$

Dans le cas d'une bâche a section circulaire :

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \quad \text{(III-8)}$$

Avec $r_i = a - \rho$ et $r_e = R = a + \rho$ (III-8-a)

Au a est la distance du contre de la section jusqu'à l'axe du rotor :

$$\theta = \frac{360gH_{th}}{wQ}\int_{a-\rho}^{a+\rho}\frac{2\sqrt{\rho^2-(r-a)^2}}{r}dr \quad \text{(III-9)}$$

En résolvant cette dernière relation par rapport à ρ, on obtient :

$$\rho = \frac{\theta}{360} + \sqrt{\frac{2}{k}\frac{\theta}{360}}r_i \quad \text{(III-10)}$$

Avec $$k = \frac{2\pi gH_{th}}{wQ} \quad \text{(III-10-a)}$$

III-Calcul de la volute fondée sur la supposition d'une vitesse d'écoulement constante

La réparation réelle des vitesses dans la volute n'étant pas conforme à la réparation

Déterminée suivant le principe de conservation du moment cinétique, et l'influenceDes pertes dues au frottement étant difficile à prendre en considération, on a étéConduit à calculer les sections d'une volute spirale en supposant la vitesse D'écoulements constants dans toutes les sections

Les sections augmentent donc proportionnellement à l'angle ou centre θ. Le rendement des pompes dont la volute spirale a été calculée en supposant constanteLa vitesse moyenne d'écoulement, diffère peu du rendement des pompes dont la volute A été calculée suivant le principe de conservation du moment cinétique, mais le calcul Des dimensions de la volute est, dans le premier cas, bien plus simple.

L'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante peut être appliquée au

Calcul de volutes spirales de section transversale quelconque.

La vitesse moyenne d'écoulement dans la volute est calculée au moyen de la formule

$$\boldsymbol{v_{sp} = k_{sp}\sqrt{2gh}} \qquad \text{(III-11)}$$

Ou le coefficient expérimental k_{sp} tient compte de la répartition non uniforme des vitesses

Et des pertes dues au frottement.

Ou $k_{sp} = f(n_s)$ (voir le tableau suivant)

N_s	18	35	55	70	90	110	130	150
K_{sp}	0.18	0.20	0.225	0.248	0.275	0.29	0.31	0.33

Après avoir trouvé la valeur de v_{sp}on calcule la section de la volute pour un angle ouCentre θ quelconque, au moyen de formule

$$S_{sp} = \frac{Q}{v_{sp}} \qquad \text{(III-12)}$$

IV-largeur de la volute à l'entrée [14]

La largeur de la volute à l'entrée b_3 doit être supérieure à la largeur de la roue à la Sortie b_3 fig.(6), la valeur du rapport entre les deux s'établissant

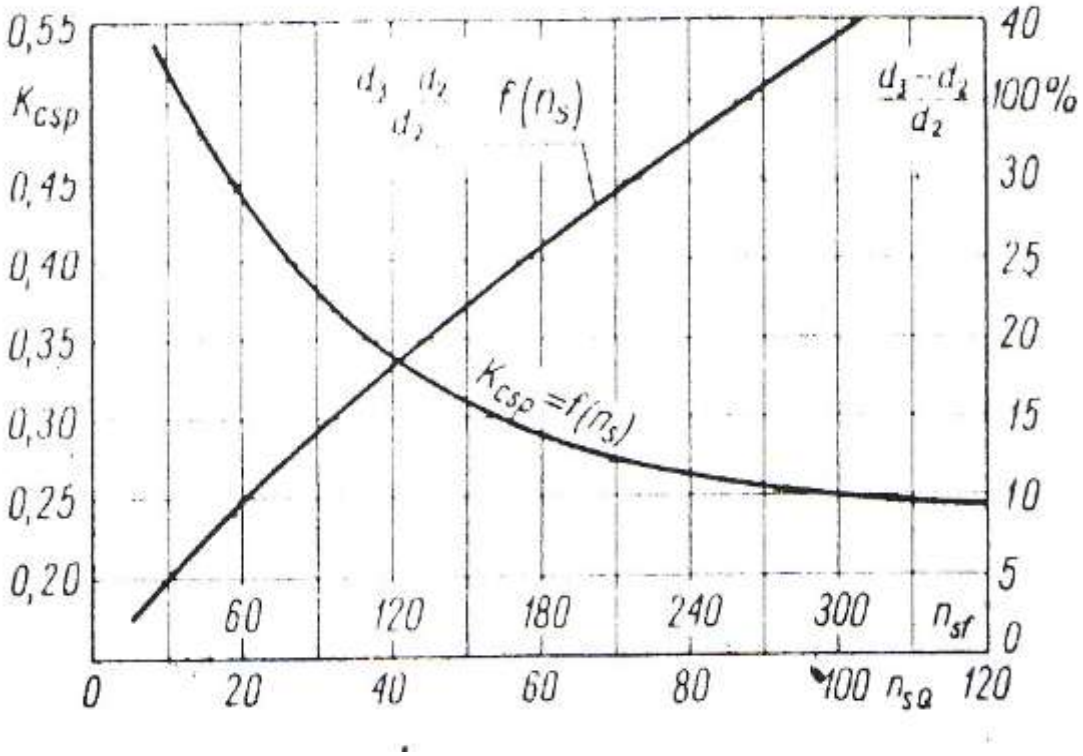


Figure (III-05) courbes des relations : $k_{csp} = f(n_s)$ et $^{(d_3 - d_2)}/_{d_2} = f(n_s)$

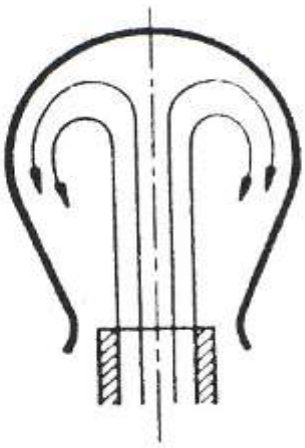


Figure (III-06) largeur de l'entrée d'une volute spirale

Dans les limites ${}^{b_3}/_{b_2} = 1{,}2 - 1{,}8$ les valeurs inférieures de ${}^{b_3}/_{b_2}$ se rapportent auxPompes à vitesse spécifique élevée.

V-interstice entre la roue et la languette de volute : [14]

Une distance minimale doit être maintenue entre la roue et la languette de volute.Cette distance est fonction du diamètre de la roue et de la vitesse spécifique de la Pompe ; elle doit augmenter avec l'accroissement de la valeur de n_s. Dans la pratique, on peut employer le rapport approximatif $r_3 - r_2 = {}^{r_2}/_{30}$.

VI-anneau-diffuseur à ailettes fixes :

Si l'on a une directrice à ailettes fixes située entre la roue et la volute spirale, le calcul Des sections de la volute sera fondée sur la composante périphérique de la vitesse deSertie du liquide de la directrice v_u.

Pour un angle au centre $\theta = 360°$, la section de la volute sera alors

$$A_{sp360°} = \frac{kQ}{v_u} \qquad \text{(III-13)}$$

Ou la valeur de k est comprise entre 1,5 et 1,8

Les sections s_{sp} pour les autres valeurs de l'angle θ seront calculées en admettant qu'elles

Varient proportionnellement à l'angle θ.

VII-influence de la volute spirale sur la caractéristique de la pompe :

La volute spirale est un des éléments dont la forme exerce une influence sur l'allure de La caractéristique de la pompe.

La figure(7) représente les caractéristiques de pompes centrifuges, dont la roue reste la Même, tandis que varie-la taille de la volute spirale.

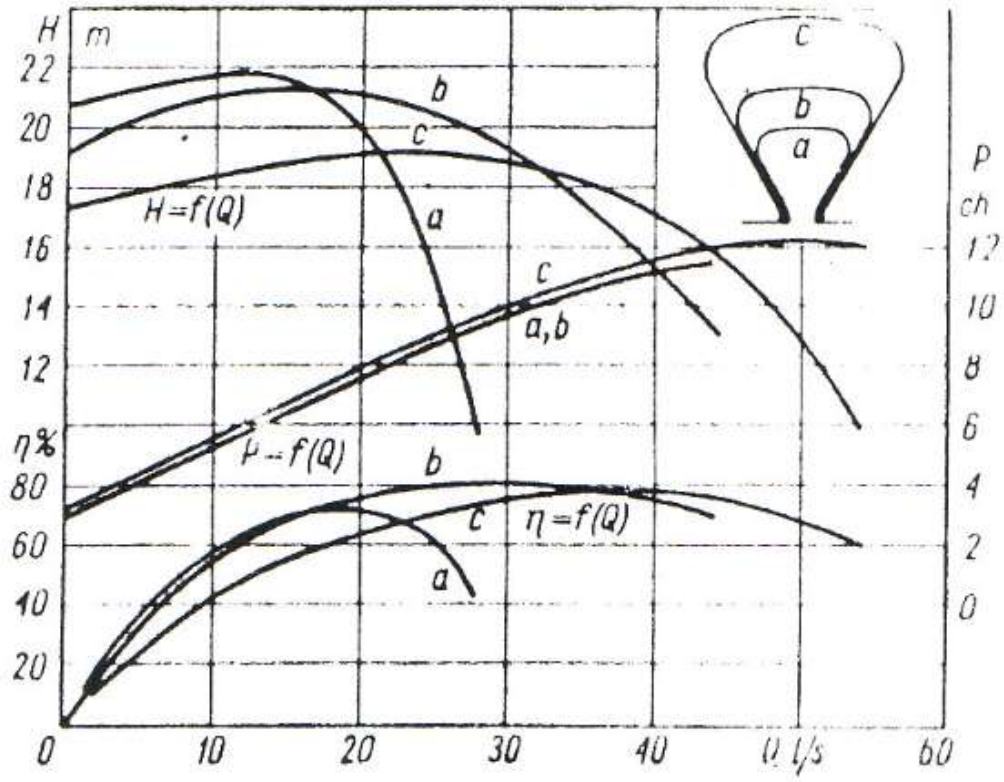


Figure (III-07) courbes des relations$\boldsymbol{H} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{Q}), \boldsymbol{p} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{Q})$etη = $\boldsymbol{f}(\boldsymbol{Q})$de pompes Centrifuges ayant la même roue, mies pourvues de différentes volutes

Les essais ont démontré que les volutes symétriques sont plus avantageuses que les Volutes asymétriques.

La comparaison entre les volutes simples et doubles a prouvé la légère supériorité des Spirales doubles, ou les poussées radiales sont partiellement équilibrées.

VIII-diffuseur :

La section terminale de la volute est généralement inférieure à la section de la tubulure De sortie. Le passage progressif de l'une à l'autre est assure par un diffuseur qui constitue Le prolongement de la volute spirale. C'est dans le diffuseur qu'intervient la Transformation finale de l'énergie cinétique du liquide en énergie de pression.

L'angle de divergence du diffuseur δ ne doit pas dépasser une certaine valeur qui est Fonction de la vitesse d'écoulement, ceci afin de prévenir le décollement des veines

Liquides des parois.

La figure(8) représente la relation entre l'angle de divergence δ et la vitesse d'écoulement

Du liquide dans la volute spirale v_{sp}.

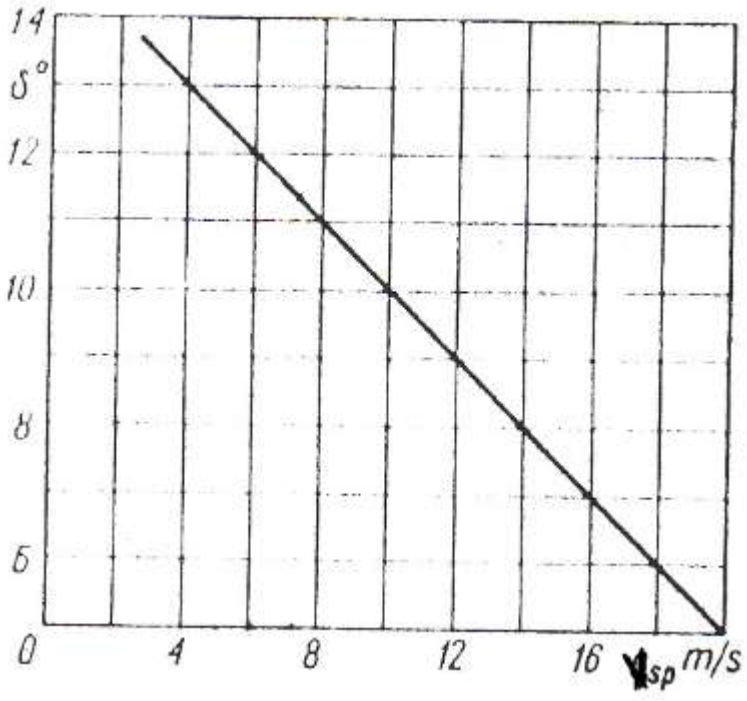


Figure (III-08) relation entre l'angle de divergence $\boldsymbol{\delta}$ et la vitesse$\boldsymbol{v_{sp}}$dans une volute spirale

IV-1-Présentation d'un logiciel CFturbo :

1- Etapes principales de la conception de la Roue (ou Turbine) [15]

1-1-dimencions principales

-Calcul desdimentions principales de la roue : diamètre du moyeu, dimètre 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 de lignes ou polylignes 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 paramitres géométriques importantes de la roue

1-3- angles des aubes

-sélection de la forme des aubes : 3D forme libre, 2D générale, 2D curculaire, 2D droite, aubes à surface réglée, aubes à élément radial

-Conciption d'aube sur 2à11 sections d'écoulement méridiennes

-calcul des angles d'aube optimaux tenant copte des contractions d'écoulement à l'itérieur du passage d'aubes

-affichage des triangles de vitesse et de tous les composants de vitesse sous forme detableaux, ainsi que des angles d'écoulement

1-4-lignes moyennes

-définition des lignes moyennes au moyen de courbes de bézie 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 ‘’régle 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 partialles

-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 rendment pour différentes veteeses

-estimation des lignes caractéristique

-possibilité déutiliser différents paramètres pour obtenir un diagramme des valeurs pertinentes

2- – Etapes de conception de la Volute [16]

2-1-Entrée de la volute

Roue définition par saisie manuelle ou importation d'un fichier CFturbo-roue -

- Adaptation du débit de conception si spécifié
- Définition de la largeur d'entrée et le diamètre d'entrée de la volute

2-2- Conception du diffuseur radial

- Importation et d'adapter les paramètres de la turbine
- Conception libre des largeurs et des relations de diamètre
- Conventionnel ou de brai de type non muni d'aubes de diffuseur
- En compressible ou compressible rationaliser
- Calcul de composantes de la vitesse

2-3- formes de section de volute

- Rectangulaire, trapézoïdale ou à l'arc
- Différentes géométries de forme libre
- Asymétrique ou symétrique

2-4- modélisation du tuyau diffuseur

- Direction tangentielle ou radiale
- Ronde ou rectangulaire section transversale fin
- Libre-forme de modélisation

-Longueur du diffuseur

2-5- forme de volute et le design avant-bec

- Définition de l'angle de départ et angle d'enroulement
- Design par Pfleiderer, Stépanoff ou des règles propres
- Couper l'eau de la modélisation

2-6- vue 3D

- Dynamic 3D-représentation (pivoter, déplacer, zoomer)

- Vue partielle
-Plan de coupe
-Vue de l'Assemblée

2-7- exportation des données

- Exportation de points, courbes et surfaces
- Formats neutres tels que IGES, STEP, DXF pris en charge
- Interfaces directes à grande CAD / CAE / CFD-systèmes
- Les formats d'exportation spéciales disponibles sur demande du client

IV-2-Résultats de calcul des dimensions pour le tracé hydraulique d'une volute d'une pompe centrifuge :

Les résultats de calcul des dimensions pour le trace hydraulique d'une volute d'une pompe centrifuge come l'exemple de pompe de Poval ; la 40 NVA 150-5.

I-données

Parameters hydrauliques :

(Q=17m^3/h , HMT=24.5m, n=2900tr/min)

Parameters de constructions :

(Dimensions principales selon norme ISO2858)

(DN ref=40mm, DN asp=50mm, hauteur d'axe=250mm)

II-Calcul

Suivant le principe de la vitesse moyenne d'écoulement constante section choisies en forme carrée.

Tableau 01 : calcul des dimensions d'entrée et de la sortie de la volute

Pompe normalisée PN 80-315 et Pompe 40 NVA

Nomenclature	Symbole	Pompe normalisée PN 80-315		Pompe 40 NVA	
		Calcul Excel	Calcul de cfturbo	Calcul Excel	Calcul de cfturbo
Vitesse spécifique faible	n_{sf}	981.24	845	1085.79	935
Diamètre d'entrée	D2	315	315	150	150
Diamètre de sortie	D4	325	327.5	156	155
Largeur d'entrée	B2	21	21	10	10
Largeur de sortie	B4	39	38.85	18.5	19
Vitesse d'écoulement	v_{sp}	23	23.0280658	8.33	8,33136459
Vitesse de relative	W	0.305	0.31	0.305	0.34
Volute section d'écoulement	A_{sp}	19.3236715	19.3001205	20.4081633	20.4048206
Hauteur théorique	H_{th}	0.05519139	0.06156218	0,01253516	0,01402283
Rayon	R2	174.98	175	8.488	8.5
Vitesse de méridienne	V_m	2.14	2.139	1.899	1.002
Vitesse constante	V_u	10.145	10.15	4.75	4.76

Tableau 02 : de calcul de rayon de pompe normalisée PN80-315

Angle au centreθ	°	0	30	65	110	155	200	245	290	335	360
0.01376θ	cm	0	0.411	.0891	1.507	2.124	2.74	3.357	3.973	4.59	4.932
R=0.01376 θ+16.28	cm	16.28	16.69	17.17	17.79	18.4	19.02	19.64	20.25	20.87	21.21
R	mm	162.8	166.9	171.7	177.9	184	190.2	196.4	202.5	208.7	212.1
R(arrondi)	mm	162.5	167	172	178	184	190	196	202	208	212

Tableau 03 : calcul de rayon de pompe 40 NVA 150-5

Angle au centre θ	°	0	30	65	110	155	200	245	290	335	360
0.0082θ	cm	0	0.246	0.533	0.902	1.271	1.64	2.009	2.378	2.747	2.952
0.0082 θ + 7.75	cm	7.75	7.996	8.283	8.652	9.021	9.39	9.759	10.128	10.497	10.702
R	mm	77.5	79.96	82.83	86.52	90.21	93.9	97.59	101.28	104.97	107.02
R(arrondi)	mm	77.5	80	83	86	90	94	97	101	105	107

III-Etude et calcul de la roue et volute par cfturbo

1-calcul et tracé de la roue par cfturbo

1-Cliquisle la fonetre de **global setupe** dans le bare project

Cliquis **ok**

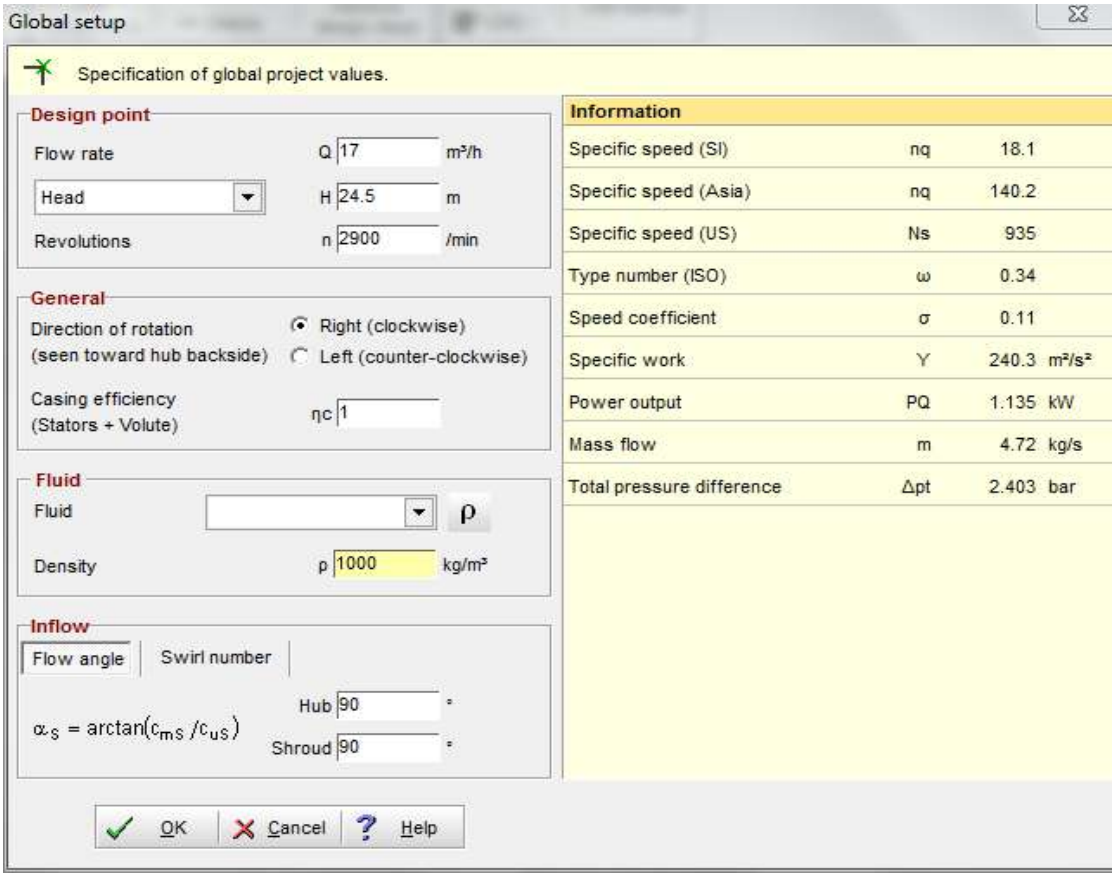


Figure (IV-1) calcul des paramètres

2. cliquis **main dimensions** dans la barre impeller

Cliquer **ok**

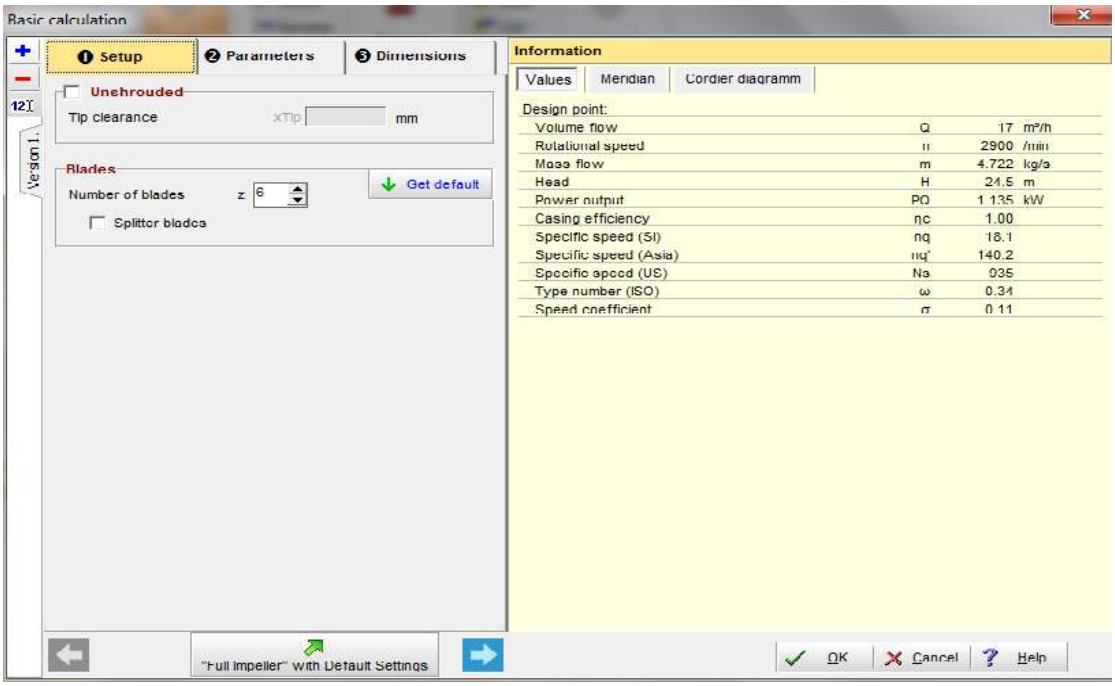


Figure (IV-2a) calcul main dimension « setup » valeurs

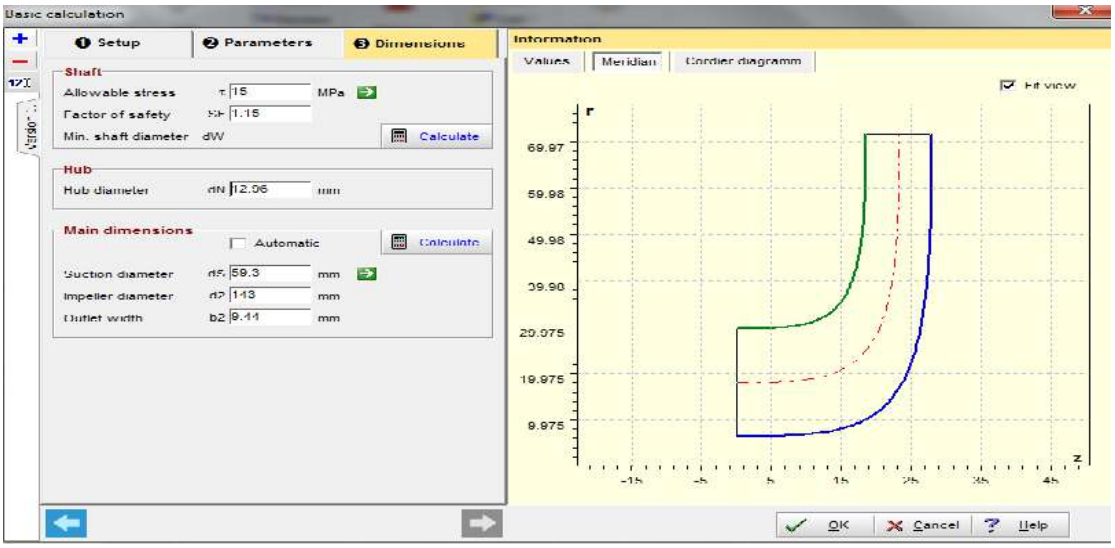


Figure (IV-2b) calcul des dimensions principales

3. Cliquis sur **meridoinal contour**  dans le barre impiller

Cliquer **ok**

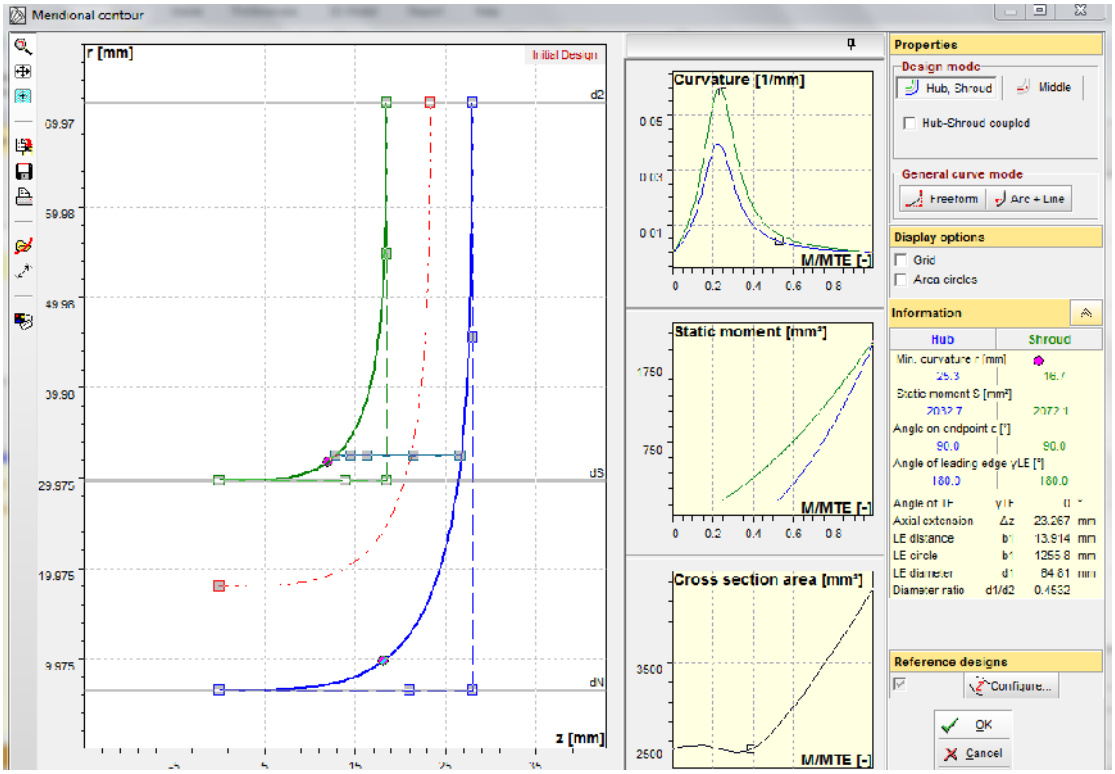


Figure (IV-3) tracé du contour de la méridienne

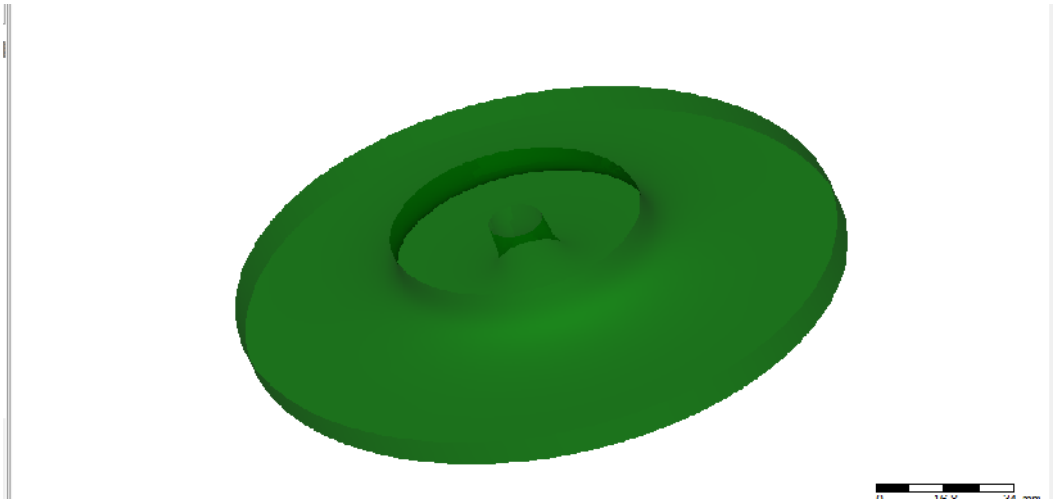


Figure (IV-4) tracé de la roue

4. En cliquer sur **blade properties**  dans la barre impiller blading

Cliquer **ok**

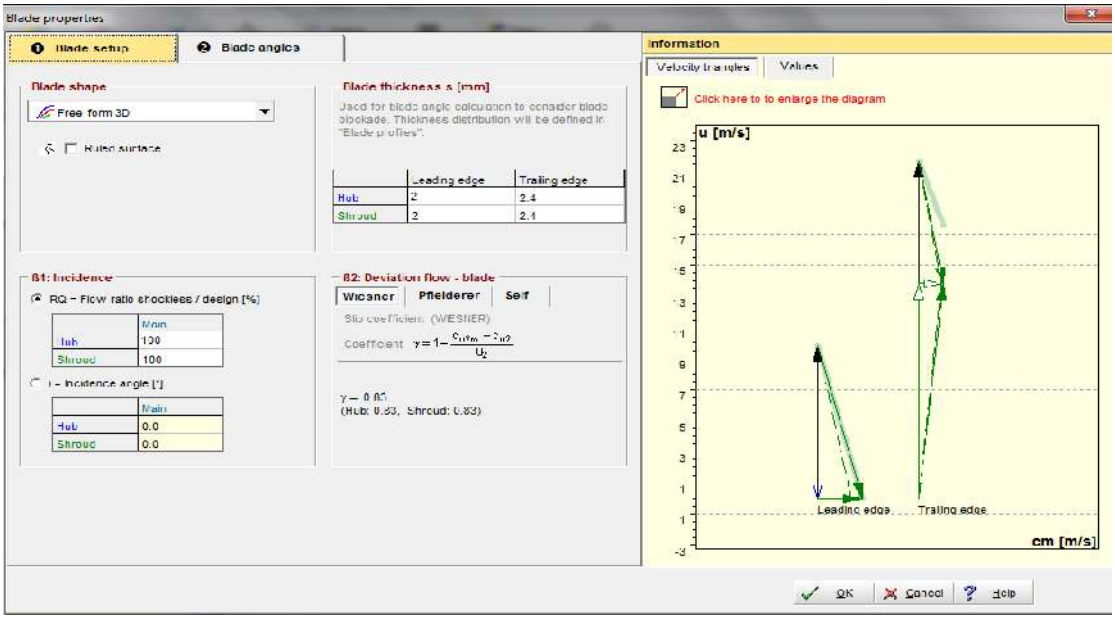


Figure (IV-5) tracé des triangles de vitesse

5. En cliquant sur **meridional flow**  dans la barre impiller blading

Cliquer sur **ok**

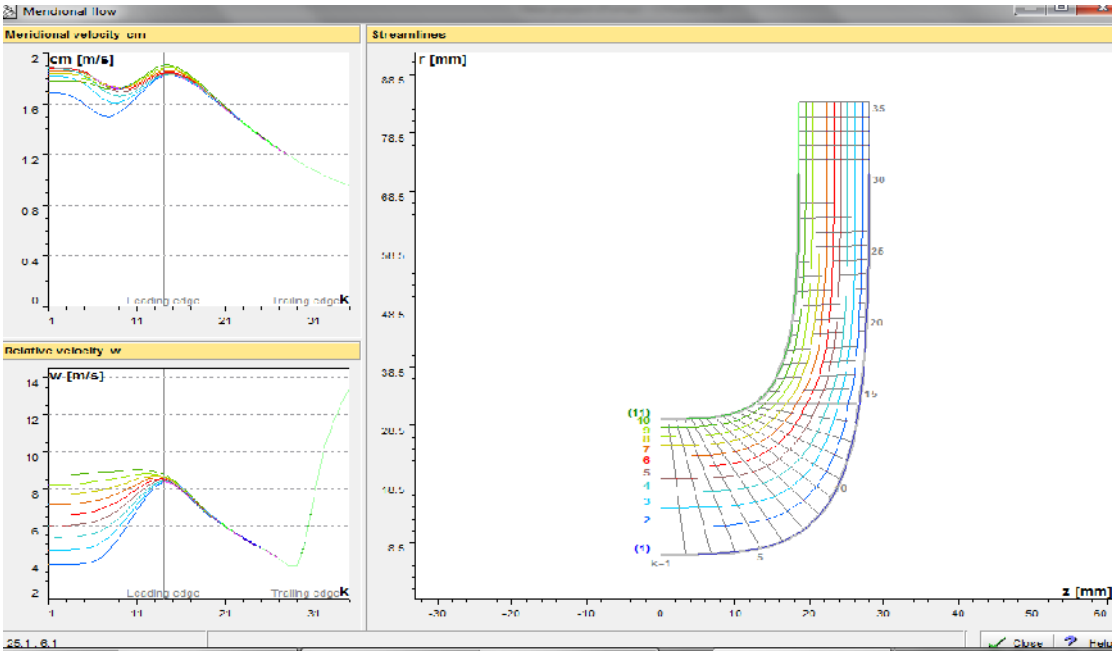


Figure (IV-6) écoulement méridien

6. En cliquis sur **blade mean lines**  dans la barre impiller blading

Cliquer **ok**

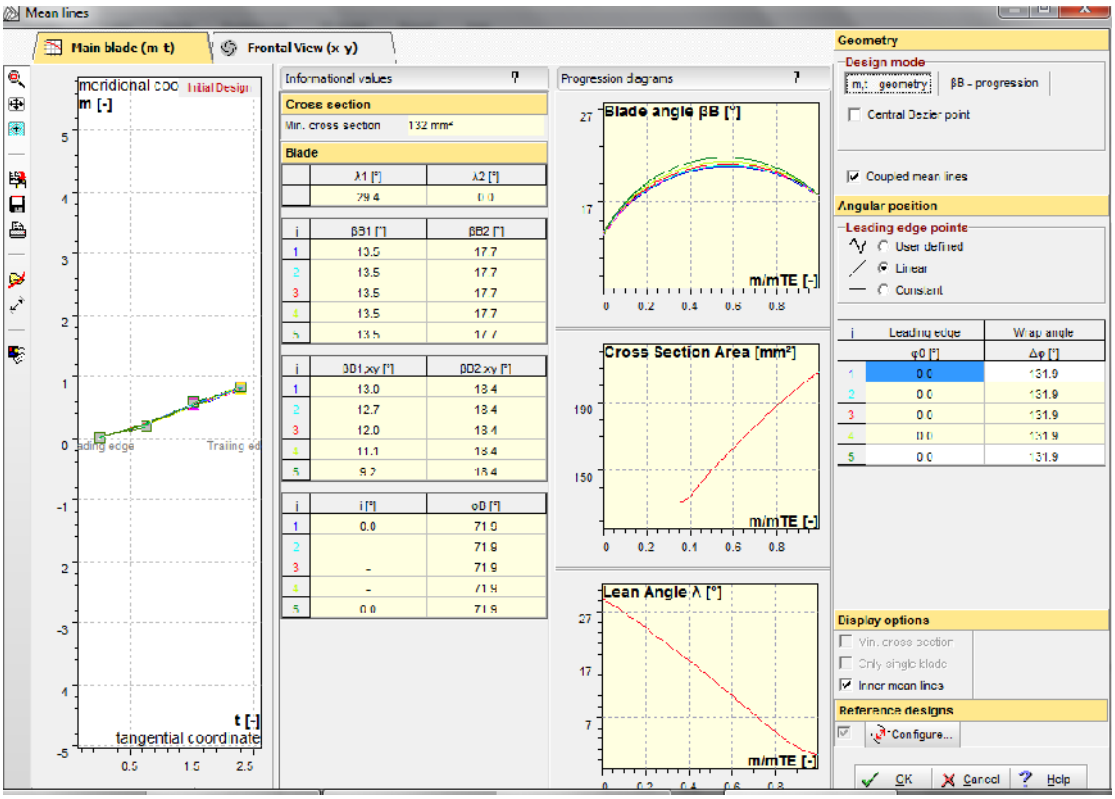


Figure (IV-7) lignes moyennes de lame

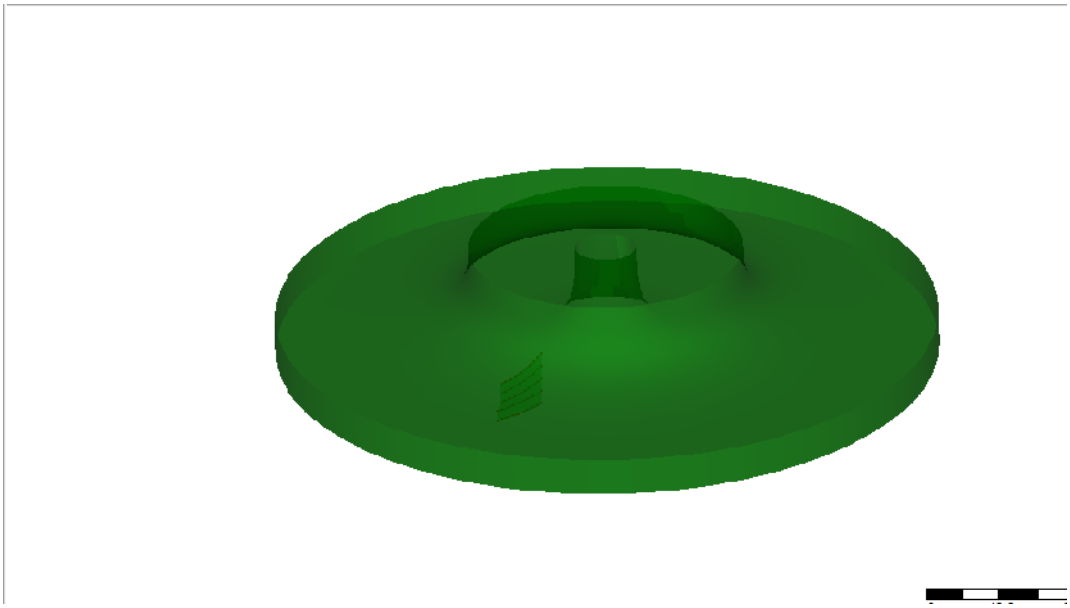


Figure (IV-8) création de l'aube

7. En cliquant **sur blade profiles**  dans la barre impiller blading

Cliquer sur **ok**

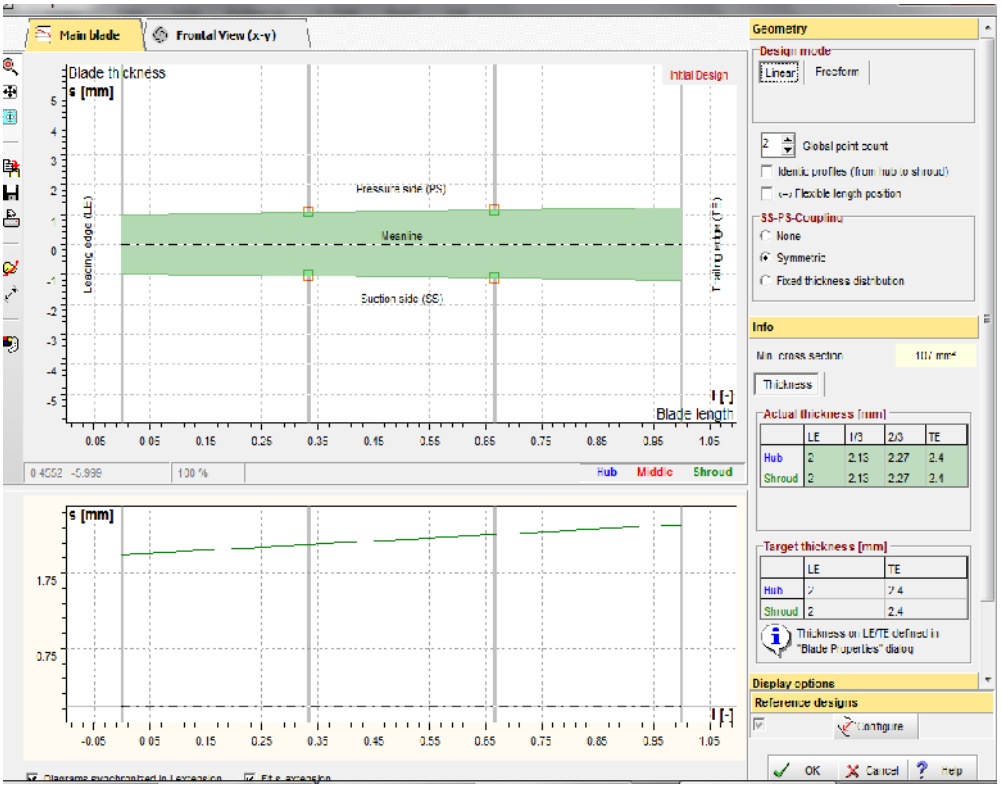


Figure (IV-9) pale principale

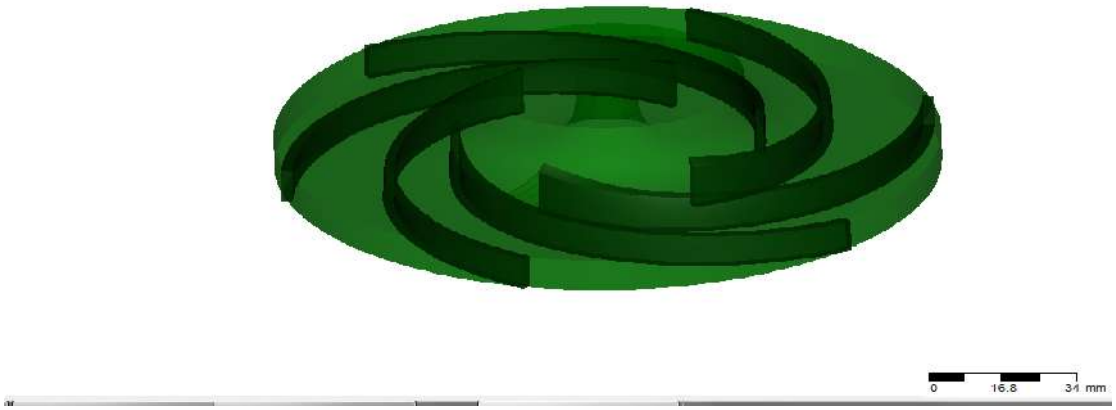


Figure (IV-10) création de révolution avant

8. Cliquer sur **blade edges** dans la barre impiller blading

Cliquer sur **ok**

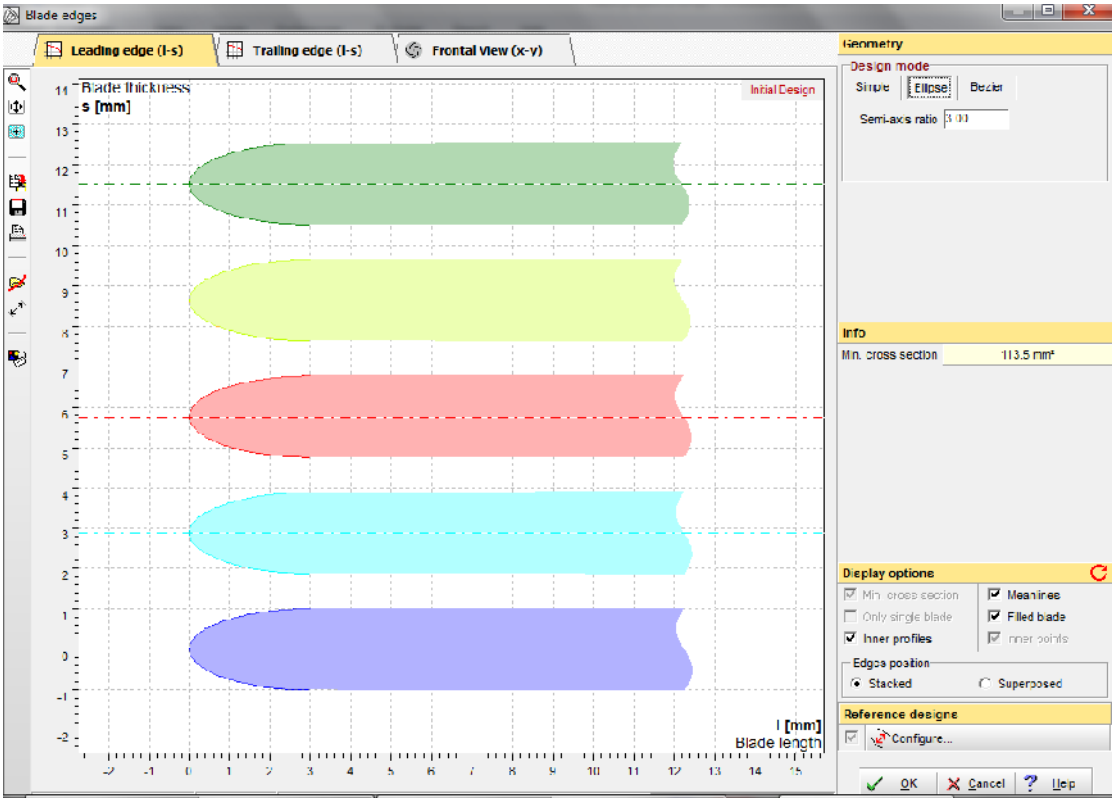


Figure (IV-11a) tracé de pointe (l-s)

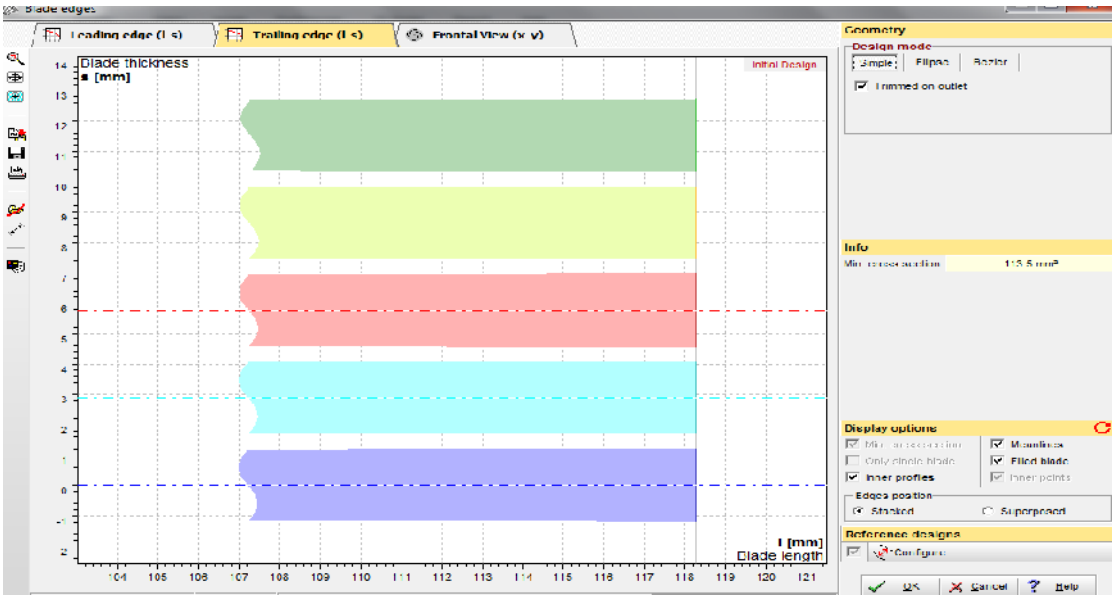


Figure (IV-11b) bords de fuite (l-s)

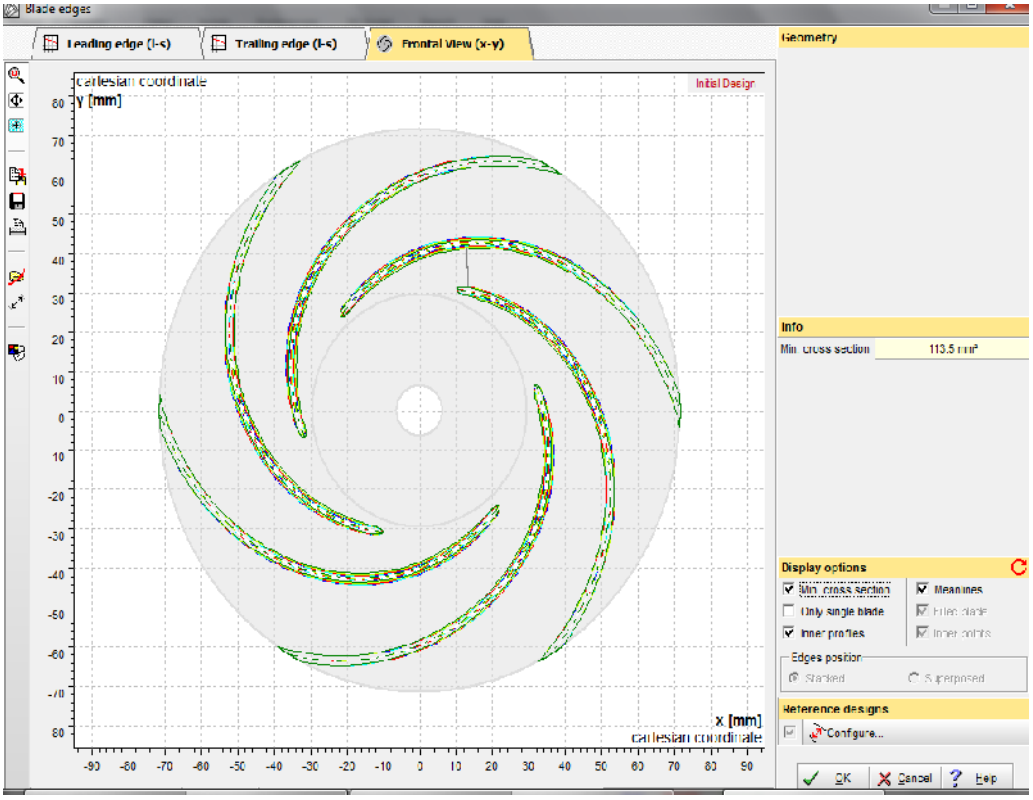


Figure (IV-11c) vue frontale(x-y)



Figure (IV-12) création de révolution araire

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

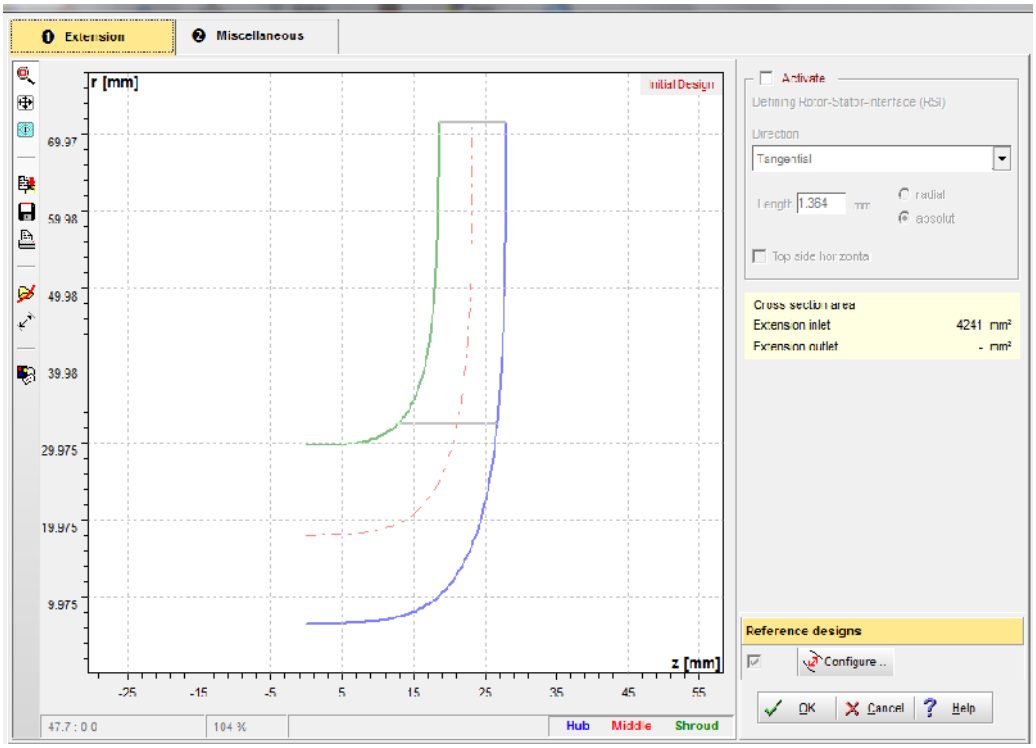


Figure (IV-13) Tracé extension



Figure (IV-14) Roue d'une pompe centrifuge concue par cfturbo

2- calcul et tracé de la volute par cfturbo

1. En cliquant sur **cross section design**  dans la barre volute design setup cliquer **ok**

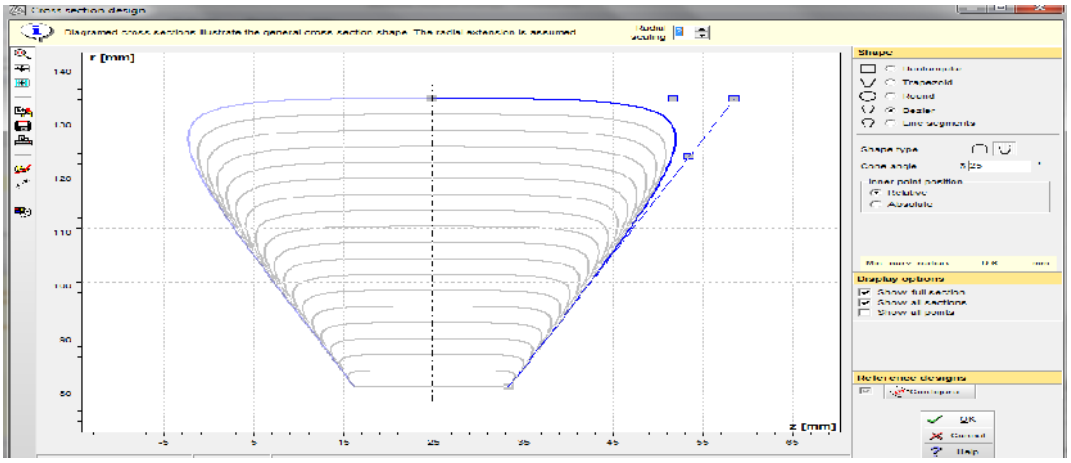


Figure (IV-15) traversé section design

2. En cliquant **surspiral areas**  dans la barre volute design setup valider **ok**

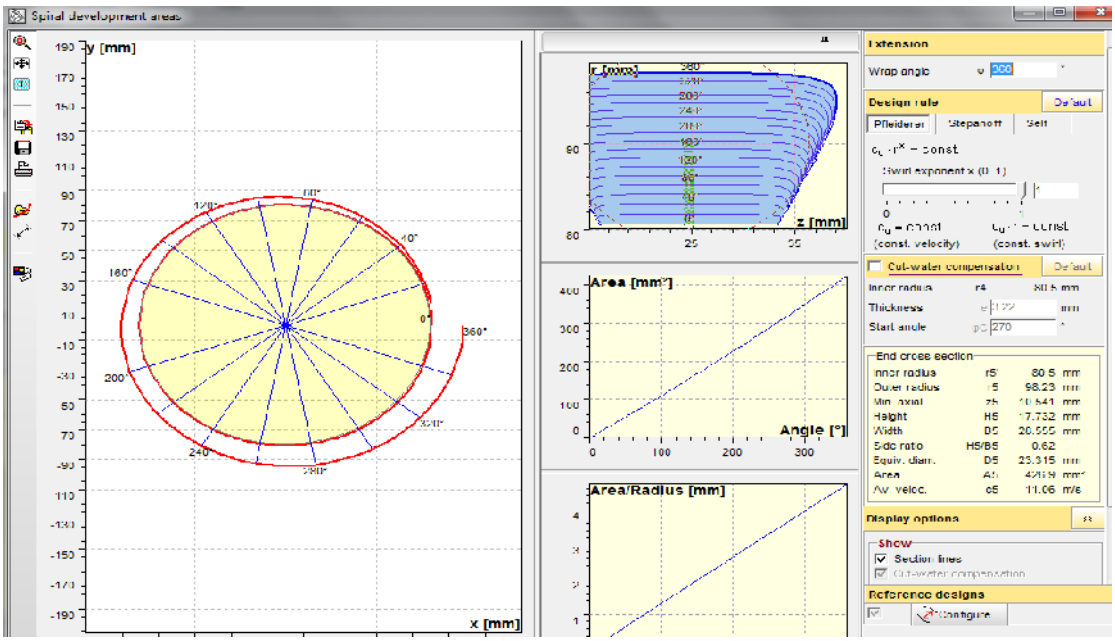


Figure (IV-16) zones de développement en spirale

3. En cliquant sur **diffuser** dans la barre volute design setup

valider **ok**

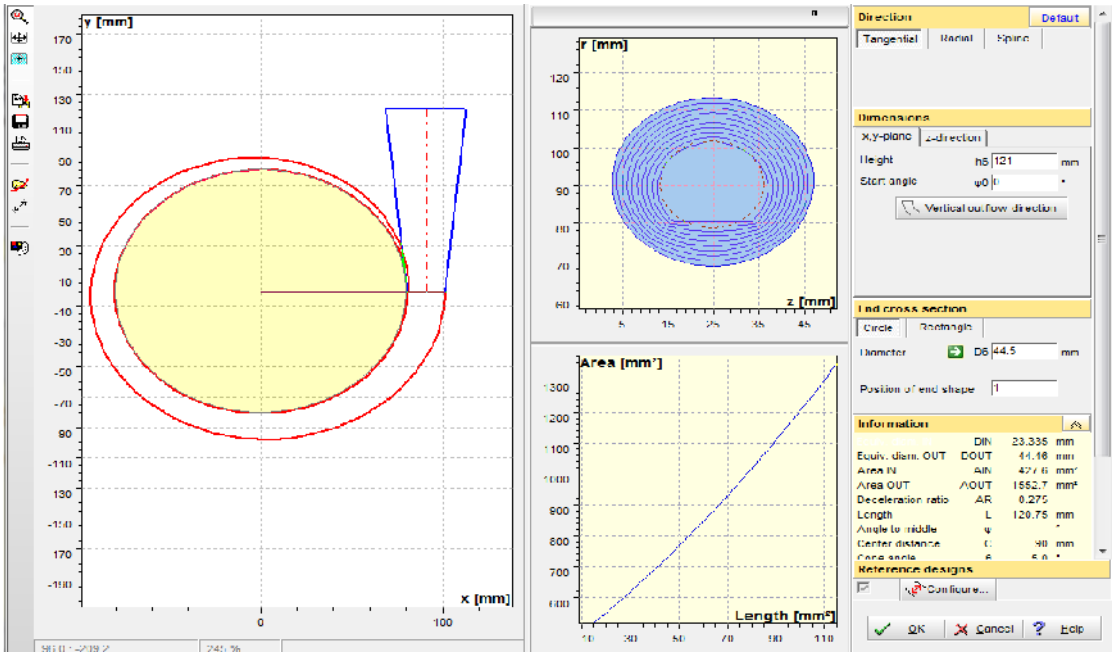


Figure (IV-17) diffuseur

4. En cliquant sur **cut-water** dans la barre volute design

valider **ok**

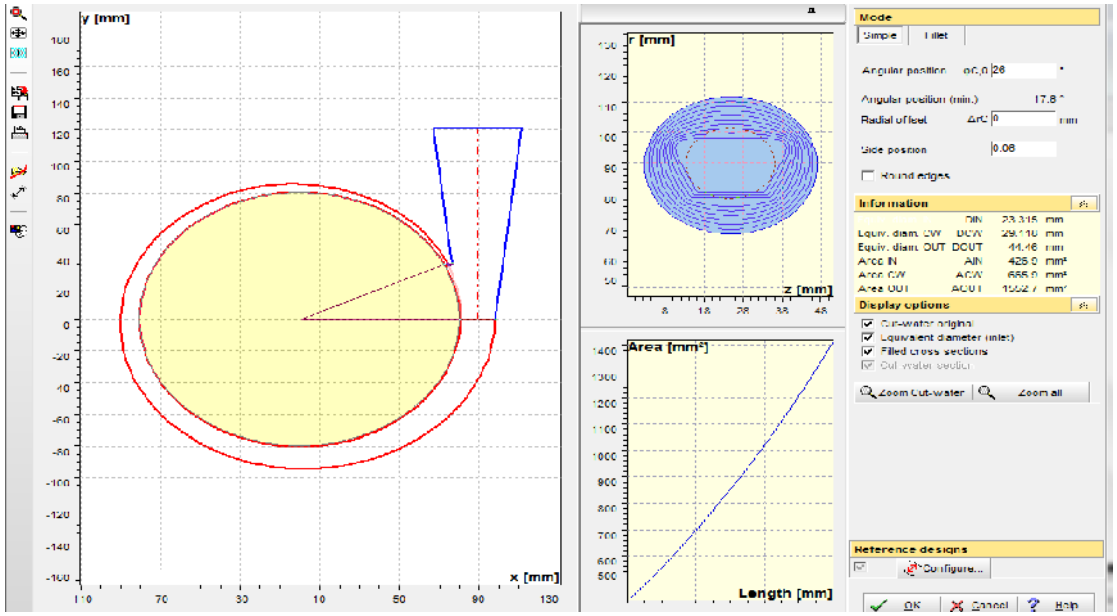


Figure (IV-18) le seuil de l'eau

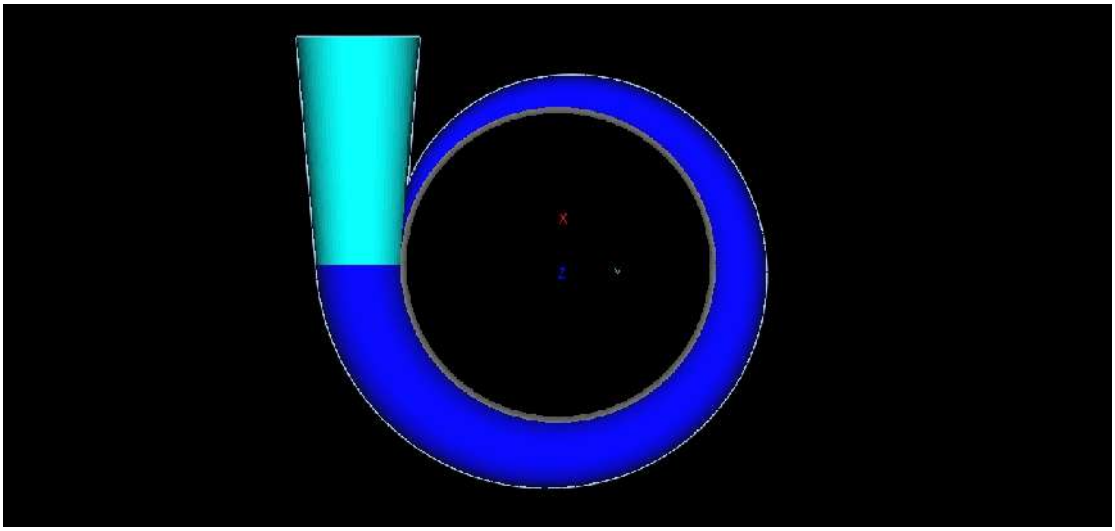


Figure (IV-19) volute d'une pompe centrifuge concue par cfturbo

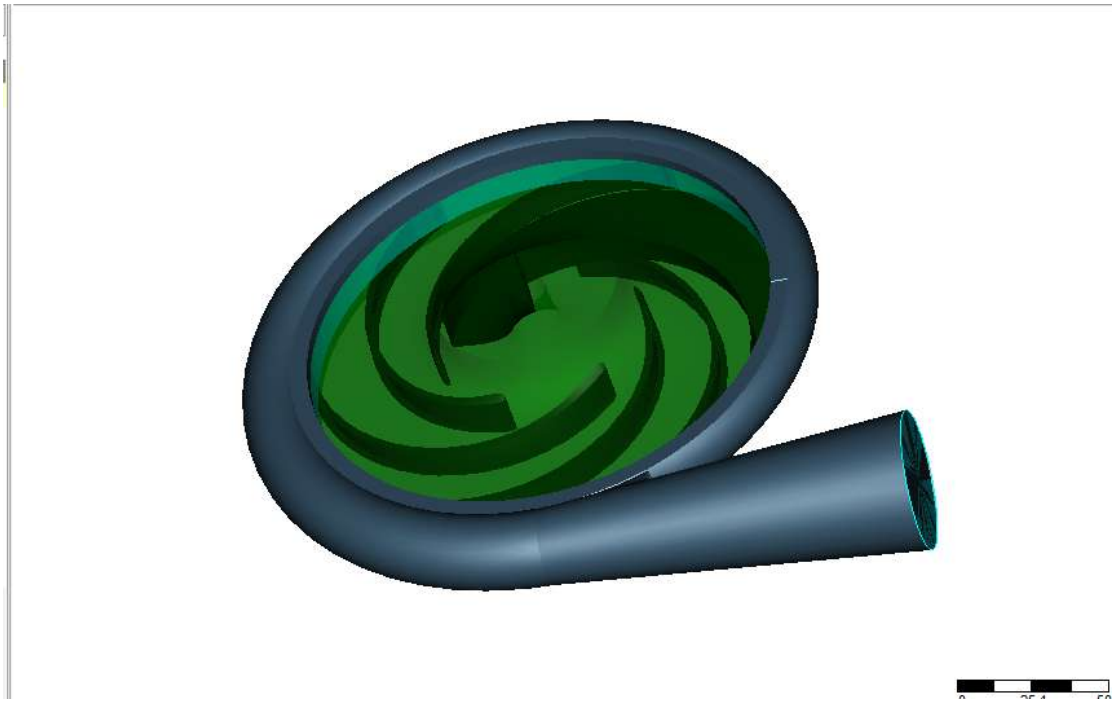


Figure (IV-20) Assemblage roue-volute d'une pompe centrifuge à l'aide de cfturbo

5-On crée **file** et cliquer **export** et choisir élement **solidworks** pour transférer du logiciel Cfturbo vers solidworks

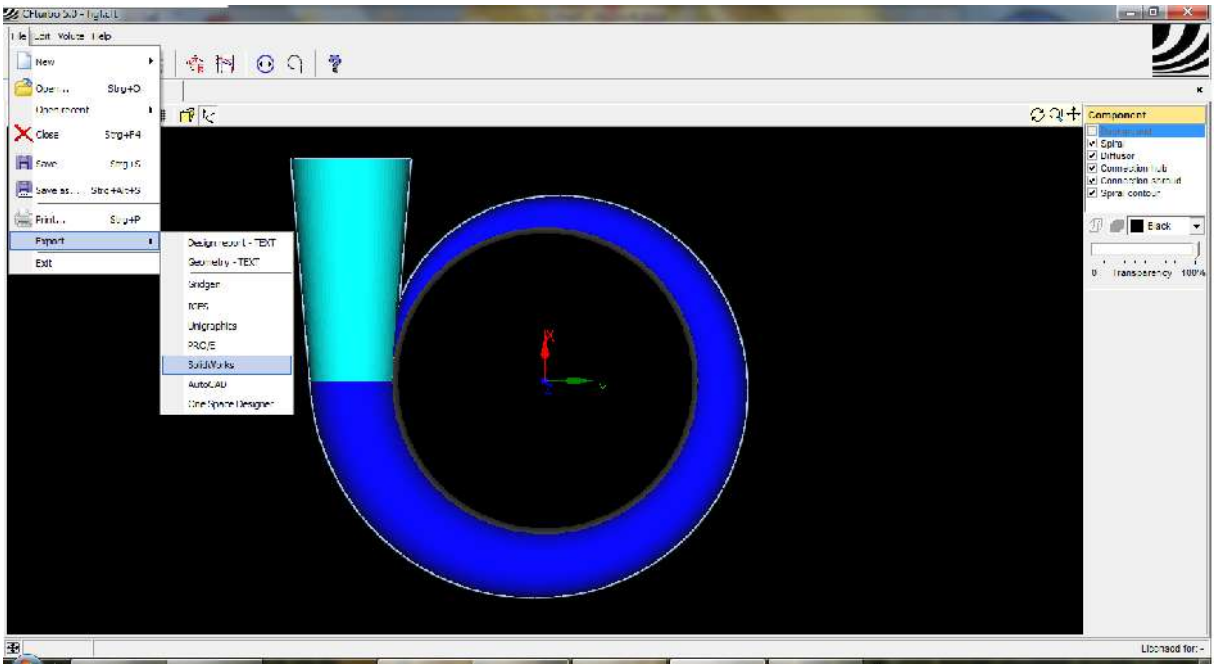


Figure (IV-21) transfere de Cfturbo vers solidworks

3-Conception de la volute par solidworks

1.En cliquant sur **bossage/base avec révolution** dans la barre d'outils fonction

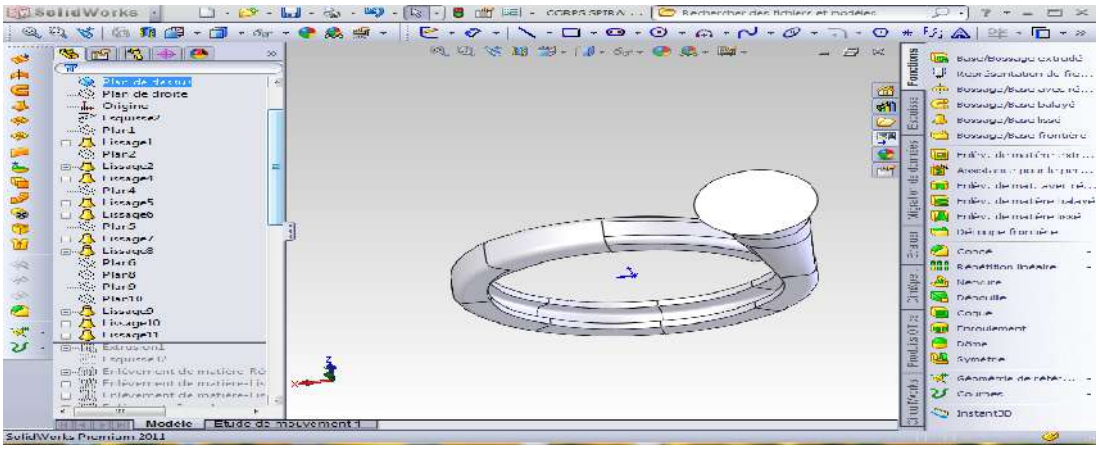


Figure (IV-22) révolution de volute

2. En cliquant sur **base/bossage extrudé**  dans la barre d'outils fonction et

En cliquant sur **esquisse** 

Puis on valide **ok**

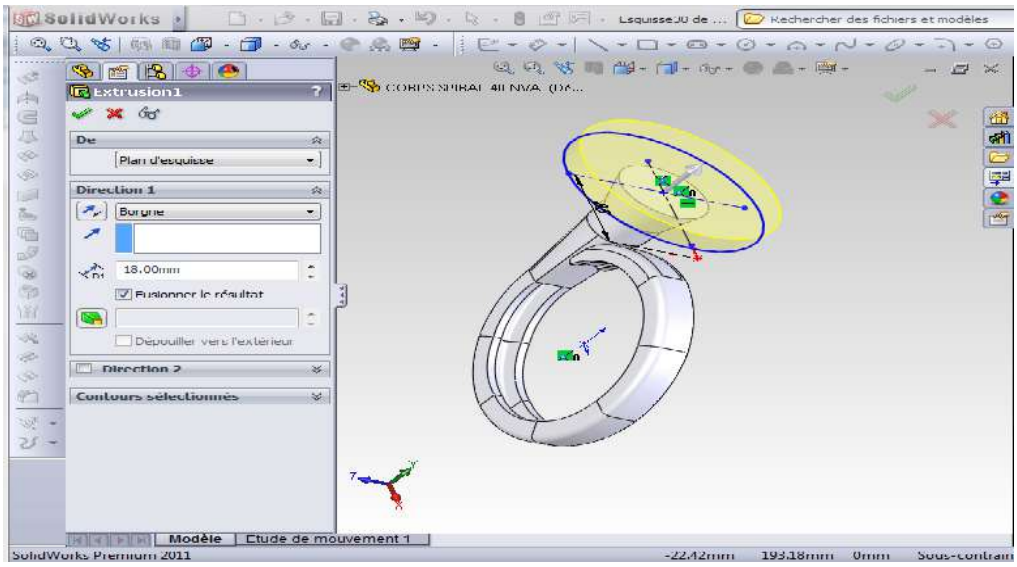


Figure (IV-23) extruction du bout de refoulement

3. En cliquant sur **enlévement de matière révolution**  **de la** barre d'outils fonction

On clique sur **ok**

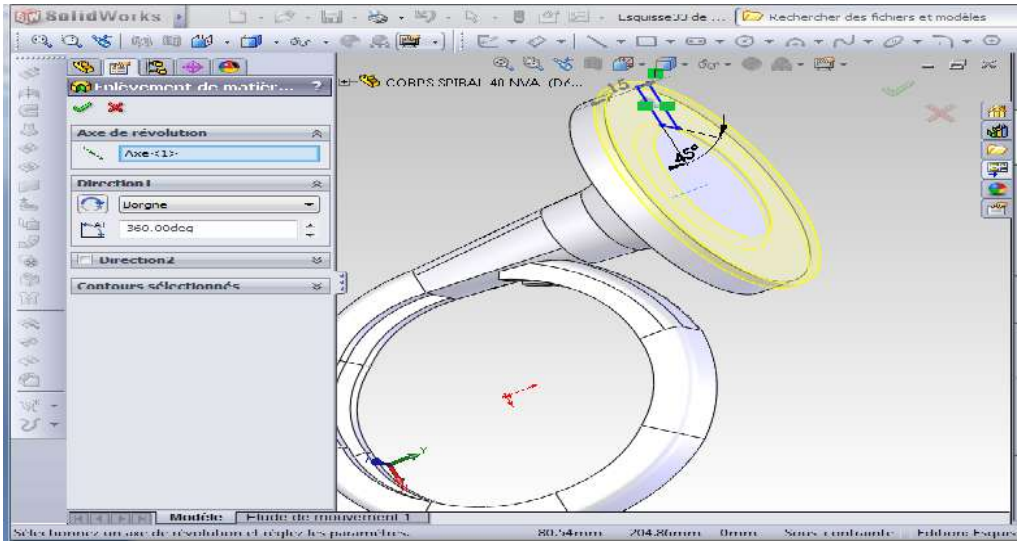


Figure (IV-24) revolution

4. En cliquant sur **enlèvement de matière -lissage**  de la barre d'outils fonction puis On clique sur **ok**

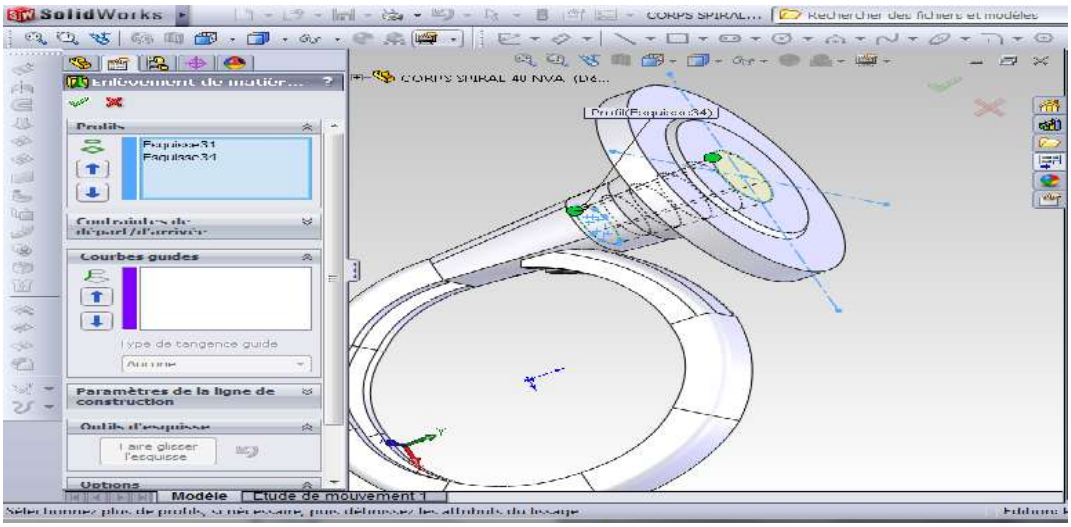


Figure (IV-25a) lissage de refoulement

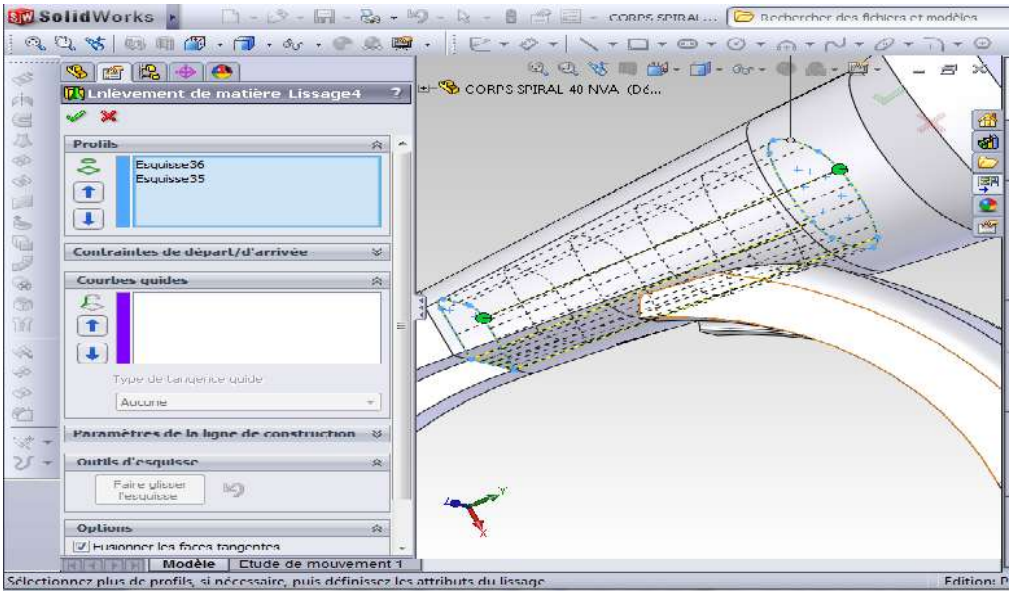


Figure (IV-25b) lissage prés du refoulement

5. En cliquant sur **enlèvement de matière extrudé**  de la barre d'outils fonction

Et en cliquant sur **ok, on obtient :**

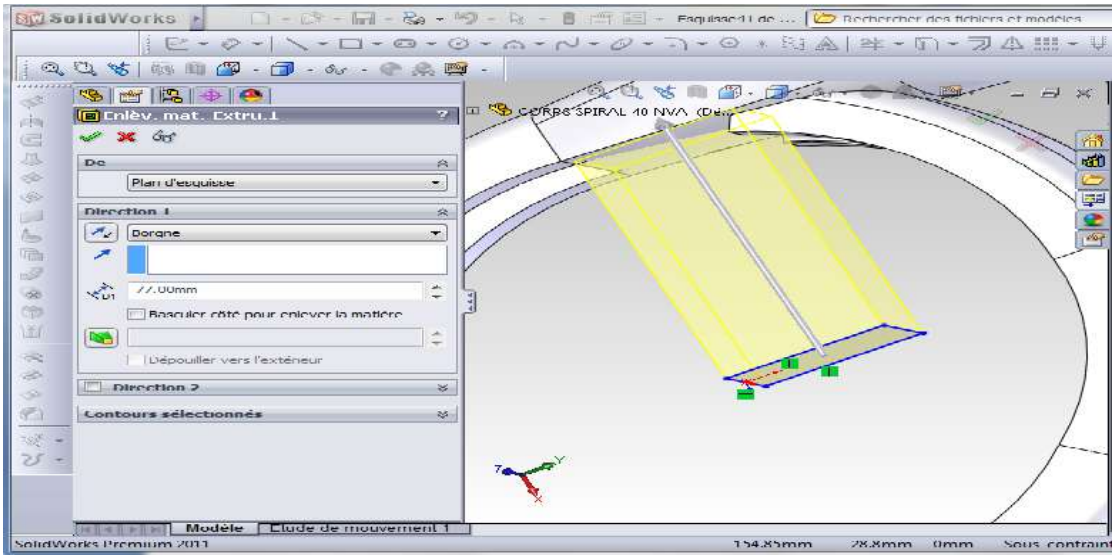


Figure (IV-26) enlèvement de mataire

6. Créez la révolution sur la pièce et cliquer sur **bossage/base avec révoulition**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **ok**

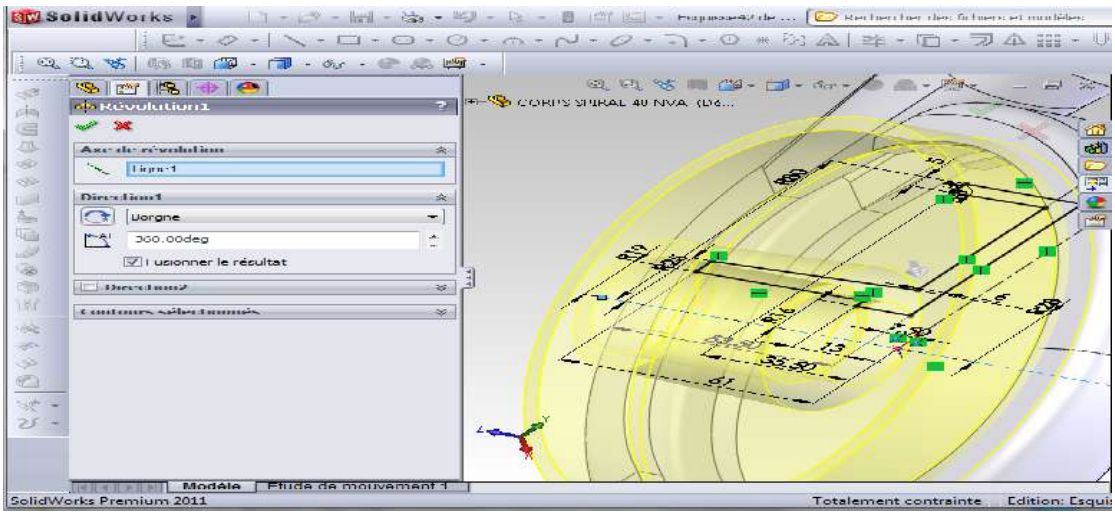


Figure (IV-27) révolution du flasque arrière

7. Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **ok**

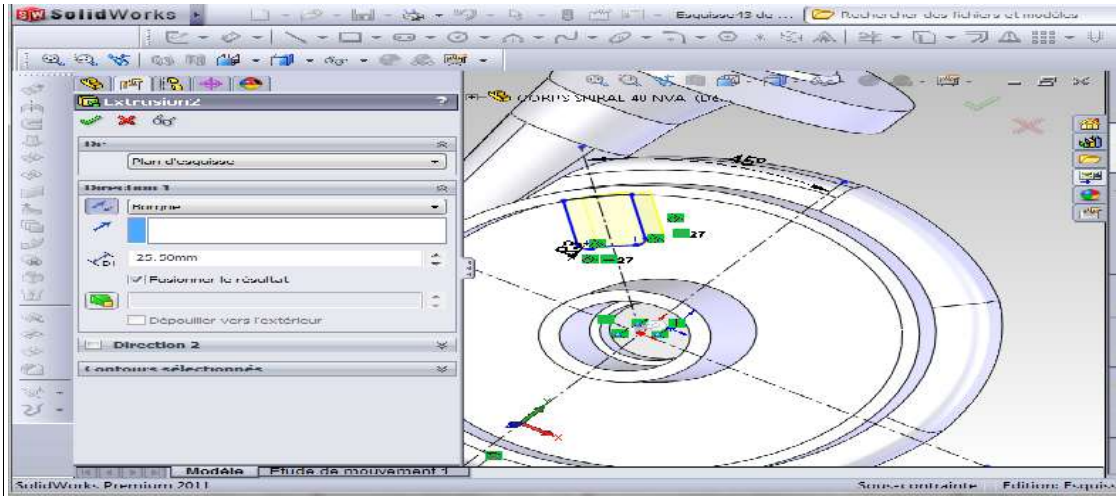


Figure (IV-28) extréction de flasque araire

8. Cliquer sur **répétition circulaire**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **ok**

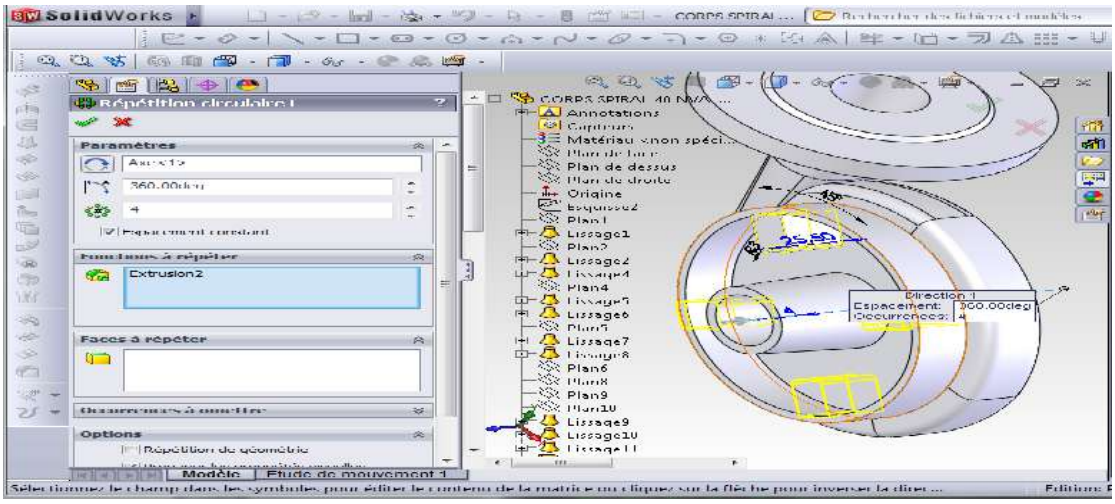


Figure (IV-29) répétition circulaire

9. En cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  de la barre d'outils fonction

Cliquer sur **conge**  de la barre d'outils fonction, Puis valider **ok**

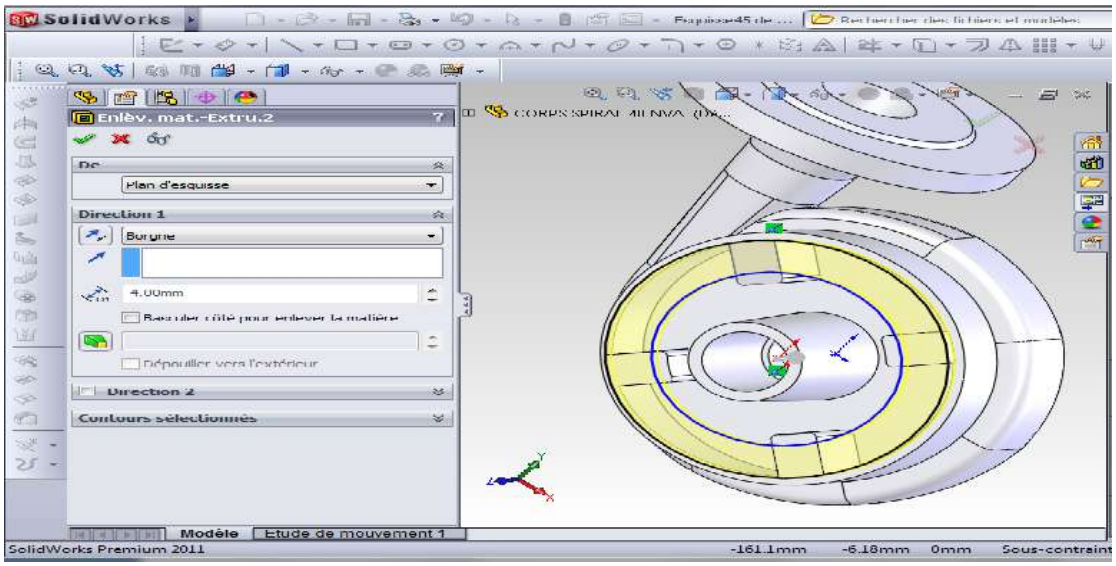


Figure (IV-30) enlèvement et congé de la matière de flasque araire

10. Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

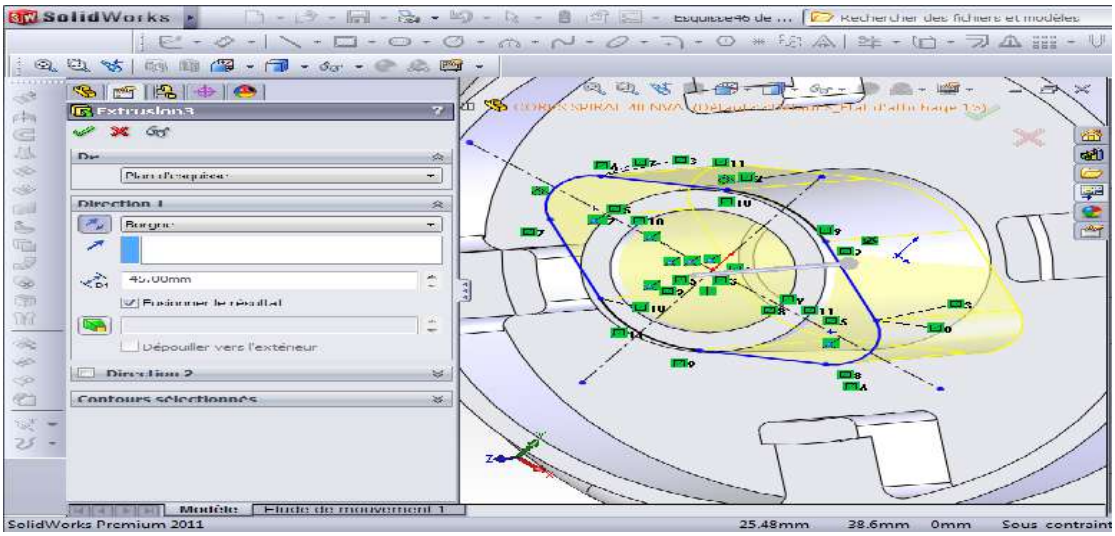


Figure (IV-31) extruction matière de flasque arrière

11. En cliquant sur **enlèvement de matière extrudé**  de la barre d'outils fonction, puis valider **ok**

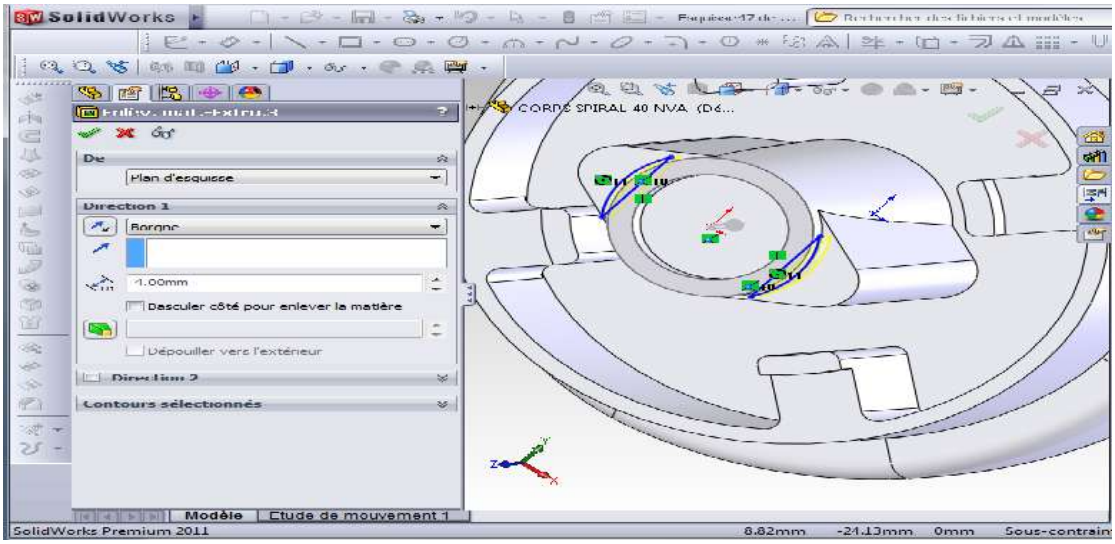


Figure (IV-32) enlèvement de matière du flasque arrière

12. Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

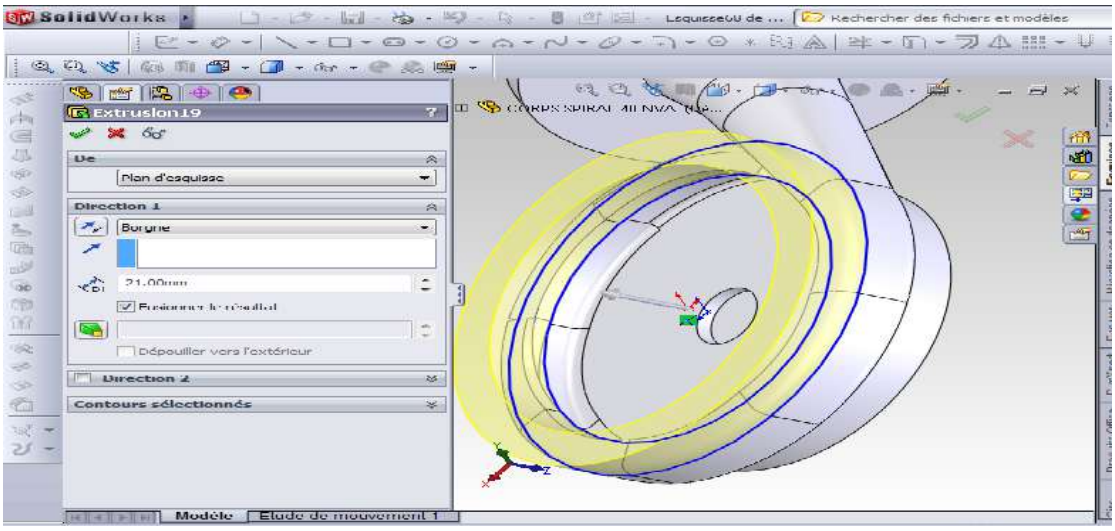


Figure (IV-33) extrusion de la matière de l'avant de flasque

13. Pour créer les trous sur le flasque arrière: esquissez et cotez le profil sur le flasque par **cercle**  , puis cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  dans la barre d'outils fonctions (On peut tracer trou)

Cliquer **ok**

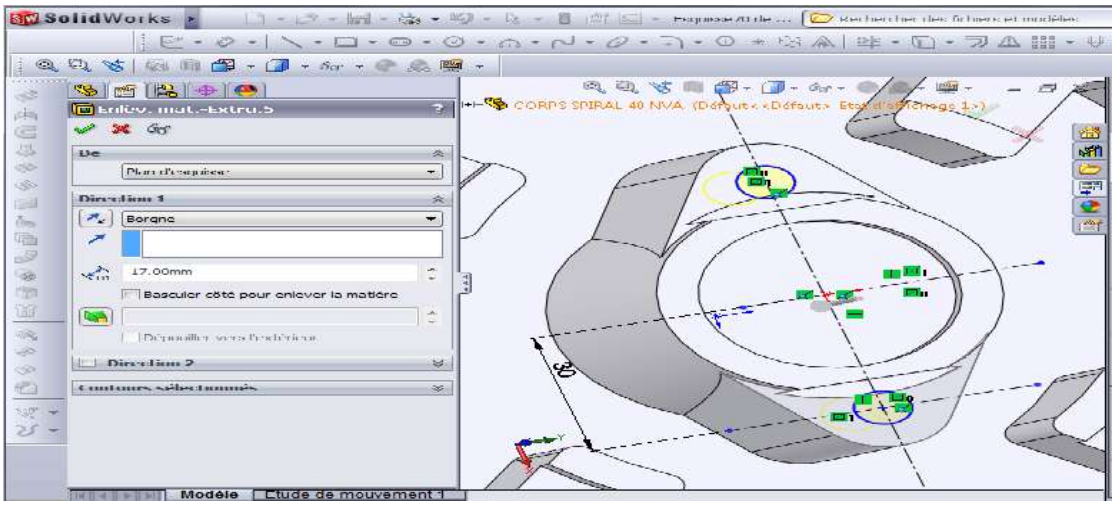


Figure (IV-34) tracé des trous sur flasque arrière

14. Pour créer les trous sur le flasque arrière: esquissez et cotez le profil sur le flasque par **cercle** , puis cliquer sur **enlèvement de matière extrudé** dans la barre d'outils fonctions (On peut tracer trou)

Cliquer **ok**

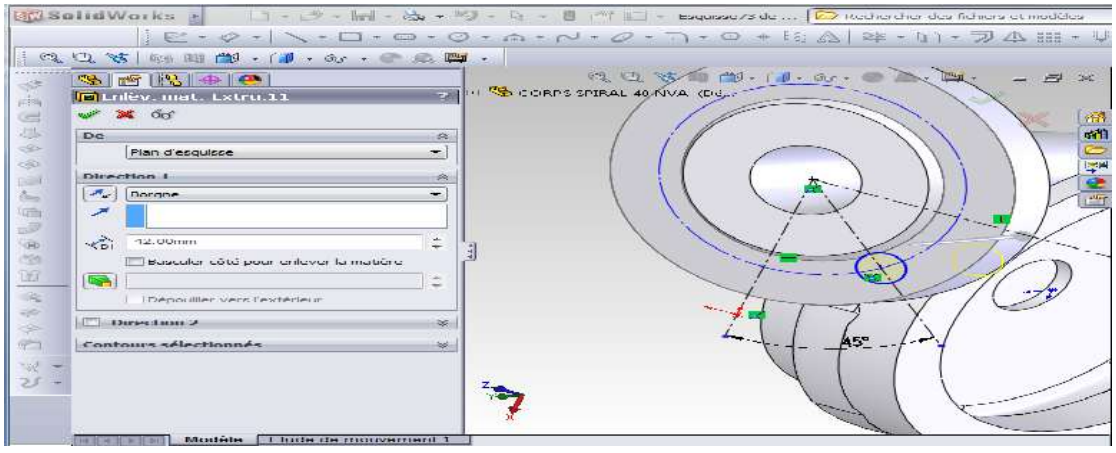


Figure (IV-35) tracé des trous de refoulement

15. Cliquer **répétition circulaire** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

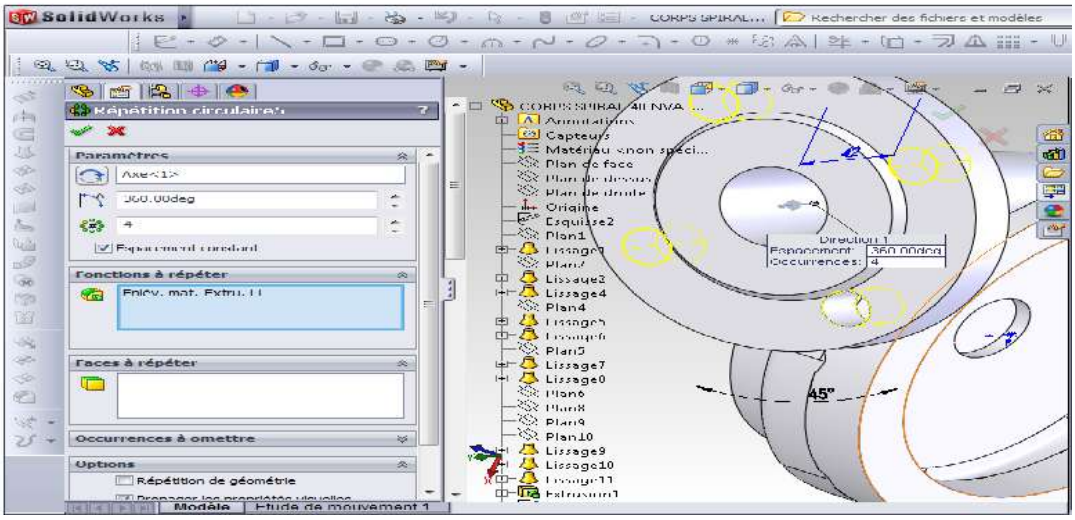


Figure (IV-36) répétition circulaire des trous de refoulement

16. Cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  dans la barre d'outils fonctions. cliquer **ok**

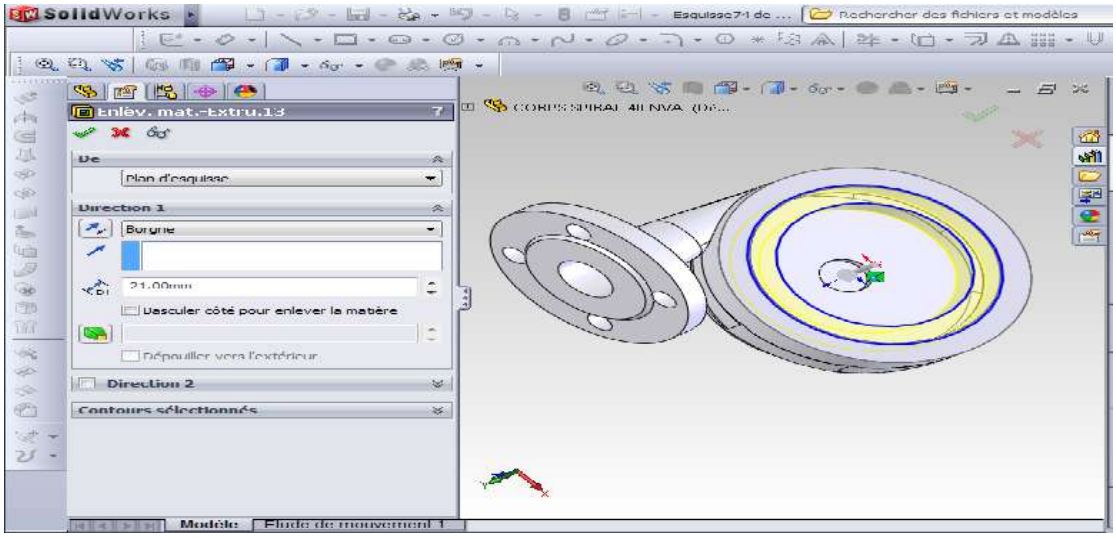


Figure (IV-37) enlèvement de matière flasque avant

17. Cliquer sur **enlèvement de matière-révolution**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **chanfrein**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

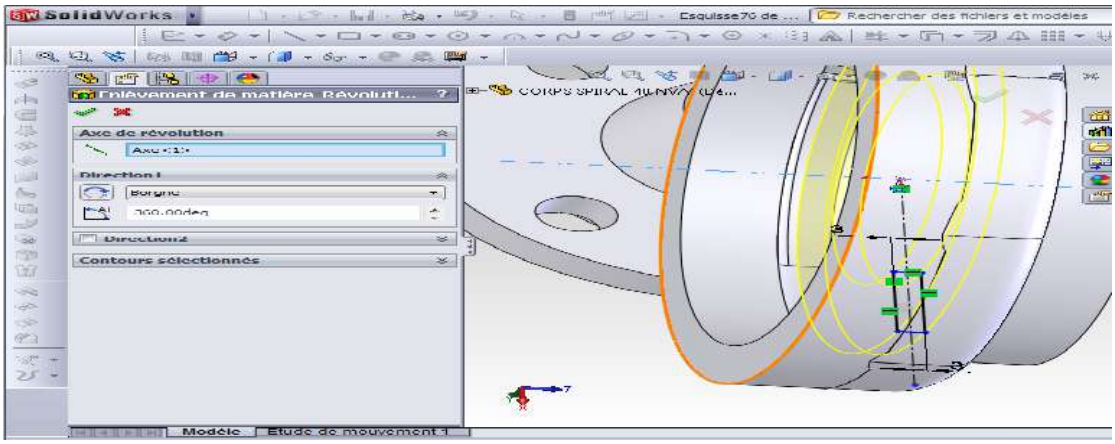


Figure (IV-38) enlèvement de matière et chanfrein au flasque avant

18. Cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  dans la barre d'outils fonctions puis valider **ok**

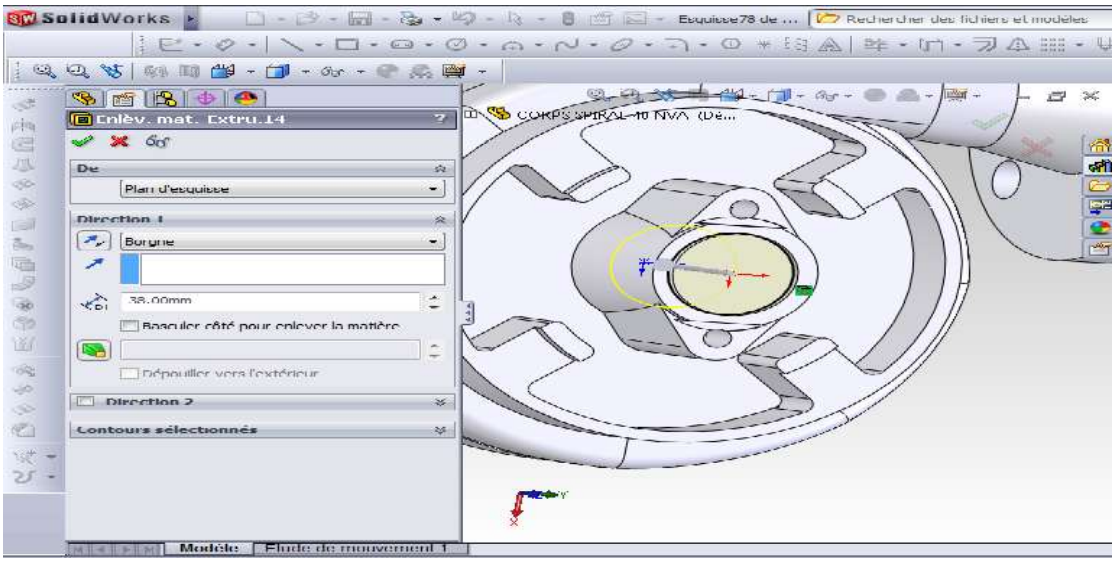


Figure (IV-39) enlèvement de matière de l'axe

19. Esquisser et coter le profil sur le flasque par **cercle**  puis Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

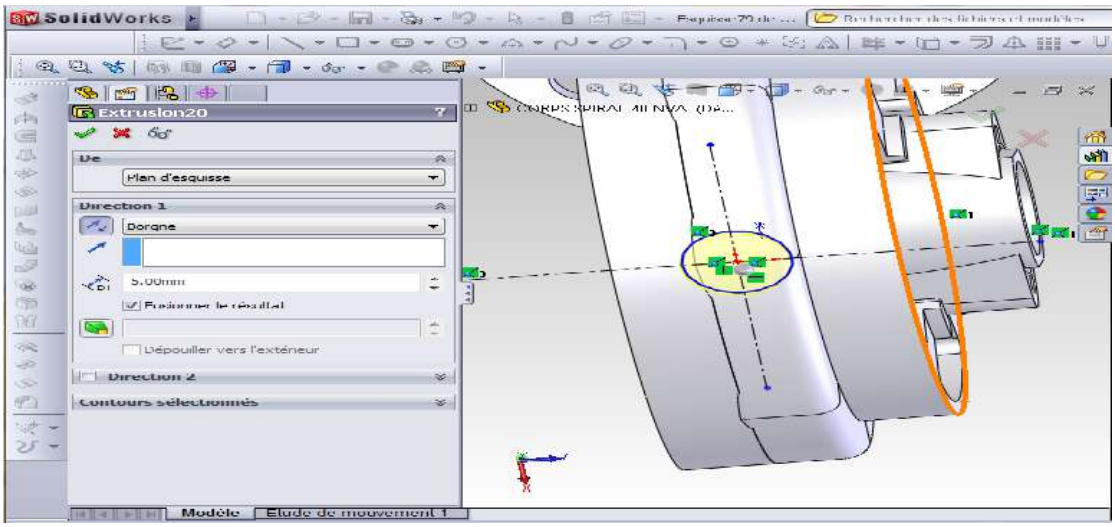


Figure (IV-40) extrusions trou de vidange

20. Cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

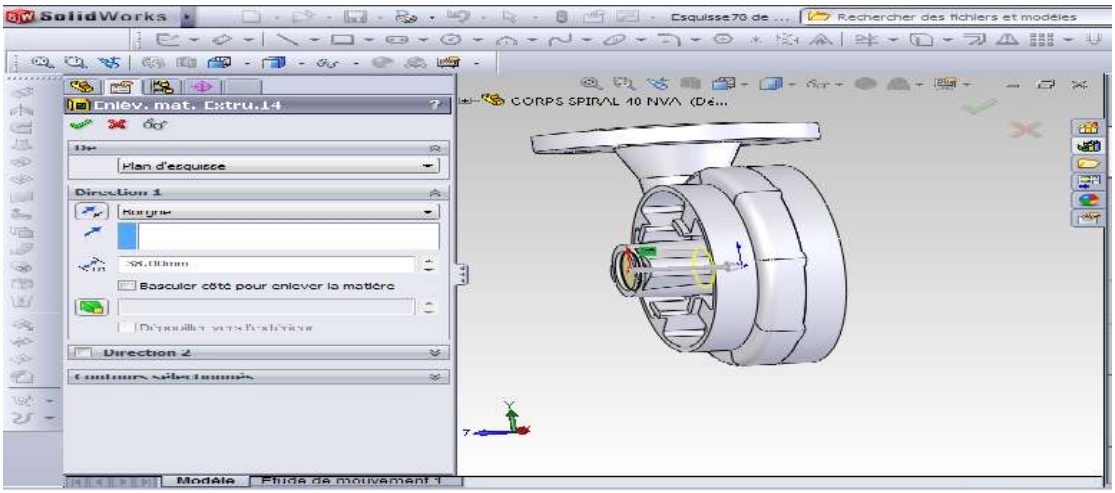


Figure (IV-41) enlèvement de matière de l'axe

21. Esquisser et coter le profil sur le flasque par **cercle**  Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

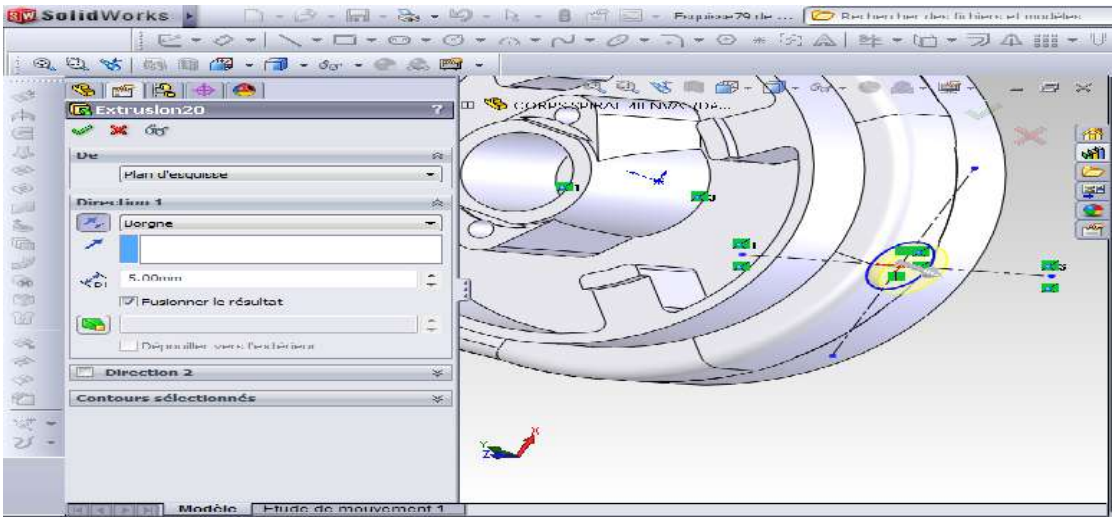


Figure (IV-42a) extrusion des trous de vidange

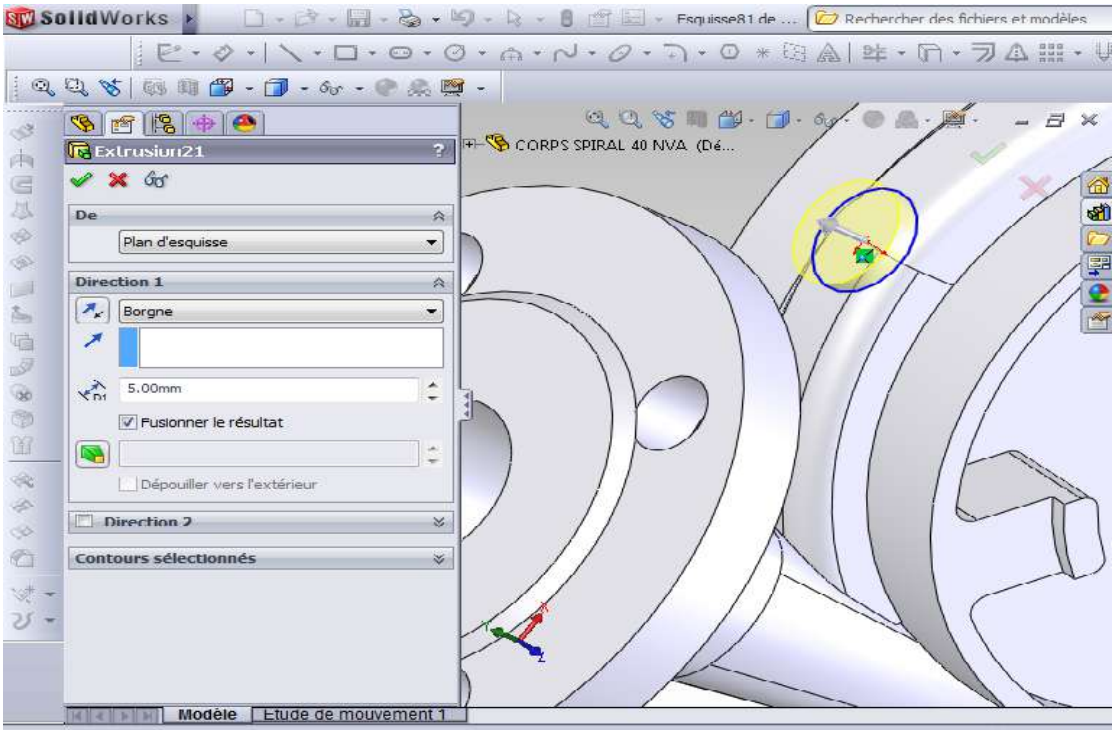


Figure (IV-42b) extrusion trou à l'aspiration

22. Cliquer sur **base/bossage extrusion**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

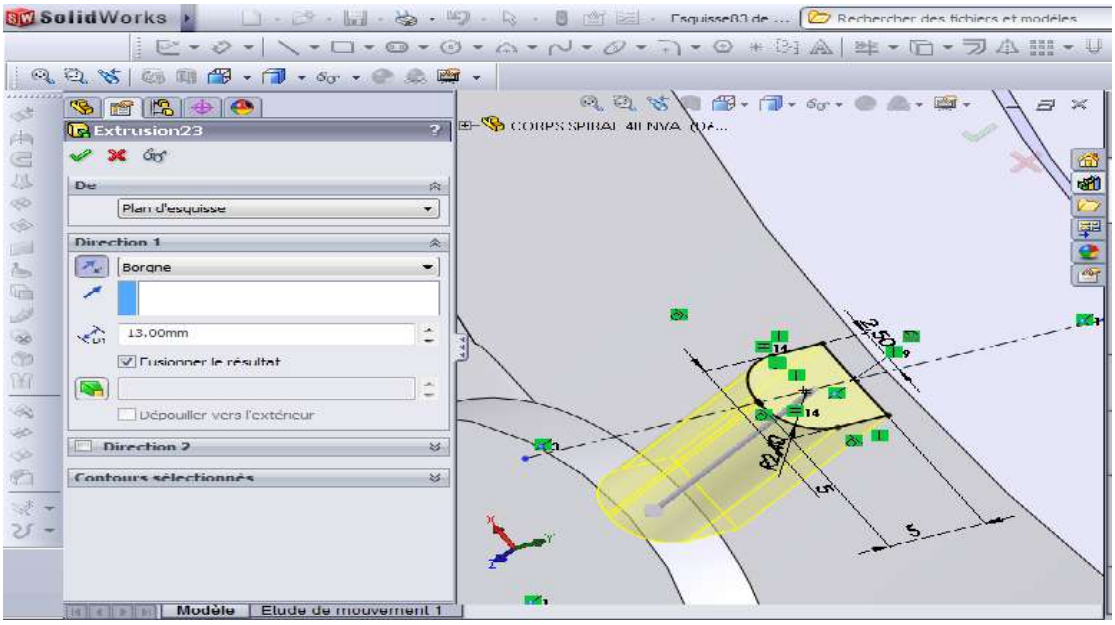


Figure (IV-43) extrusion de matèire

23. Cliquiz sur **spécification du perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **filetage de perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

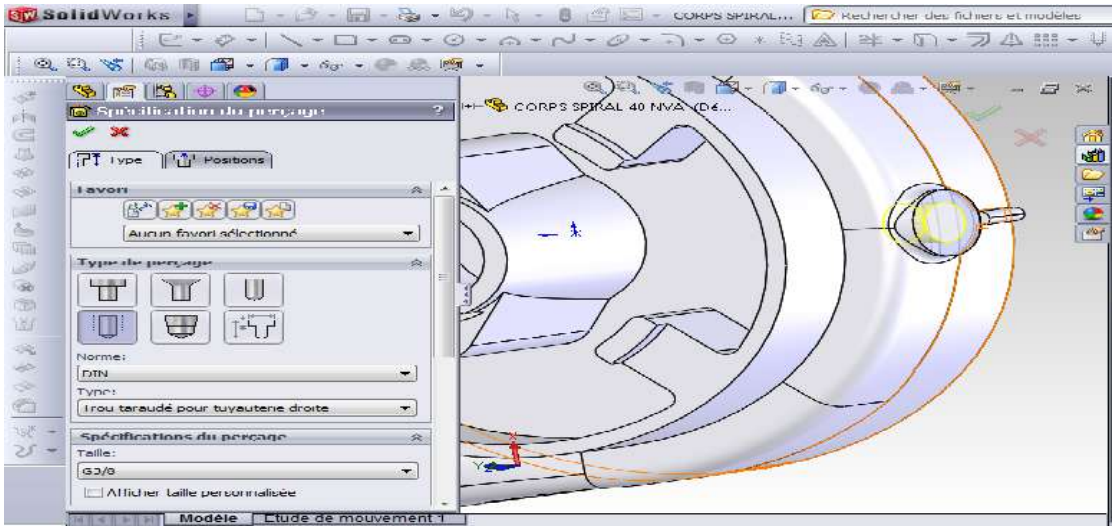


Figure (IV- 44a) perçage de trous de vidange

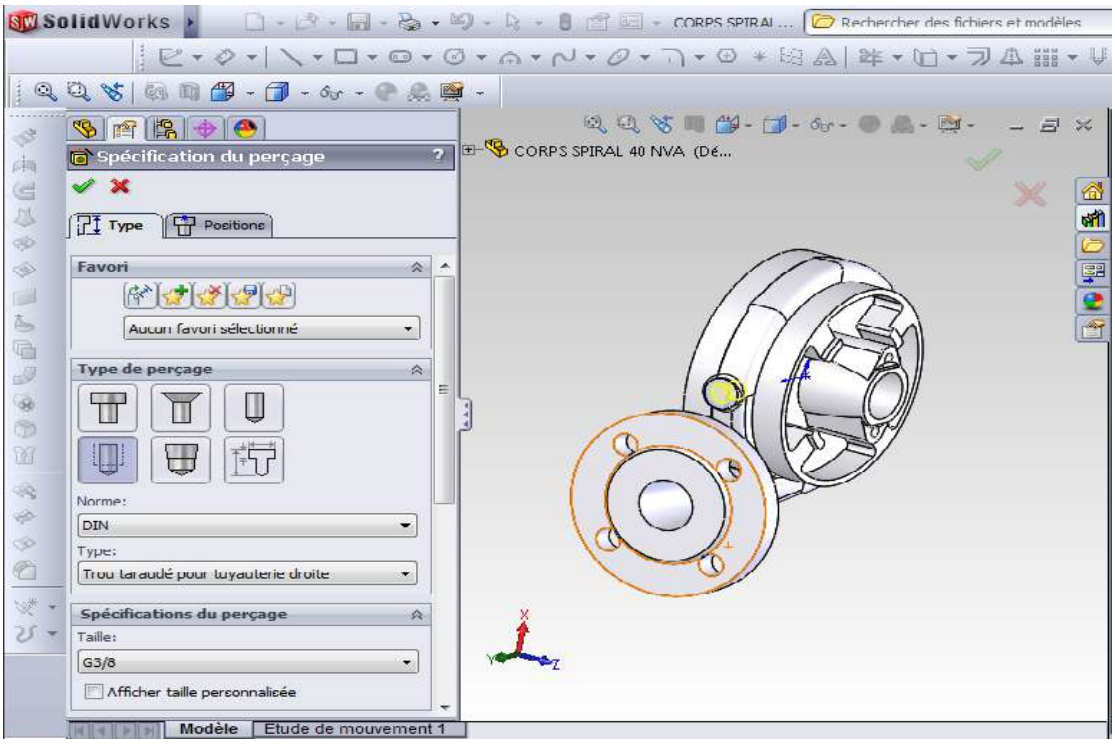


Figure (IV-44b) perçage de trous à l'aspiration

24. Cliquer sur **spécification du perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **filetage de perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

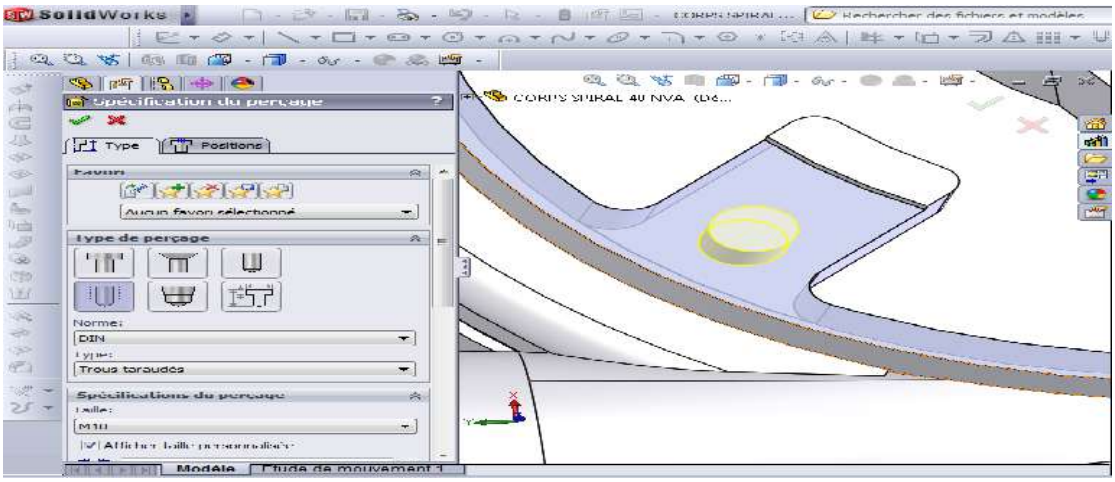


Figure (IV-45) perçage de trous arrières

25. Cliquer **répétition circulaire** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

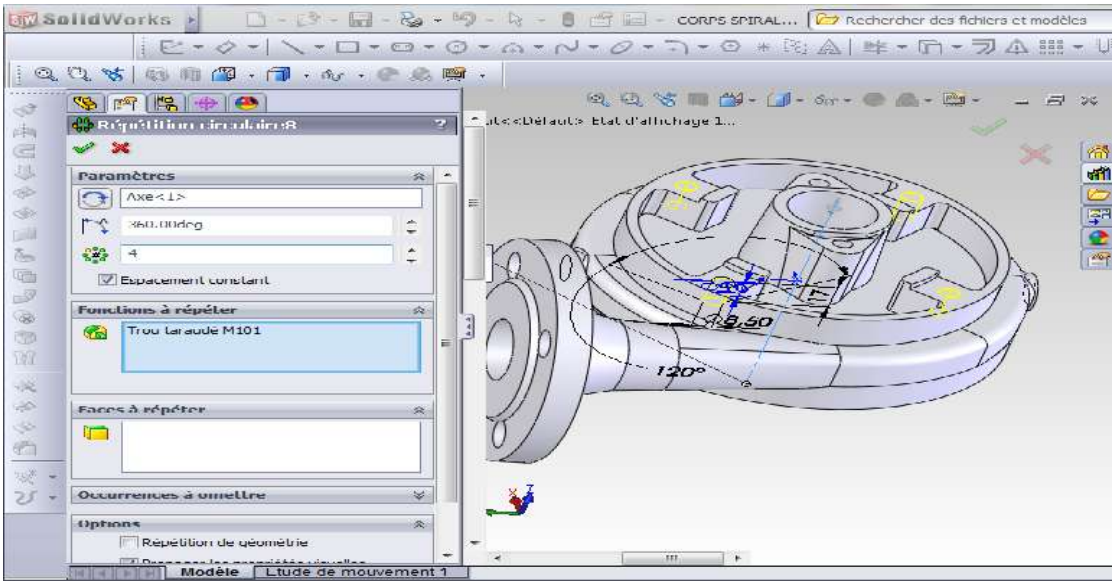


Figure (IV-46) répétition et perçage de trous arrières

26. Cliquer sur **spécification du perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **filetage de perçage** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

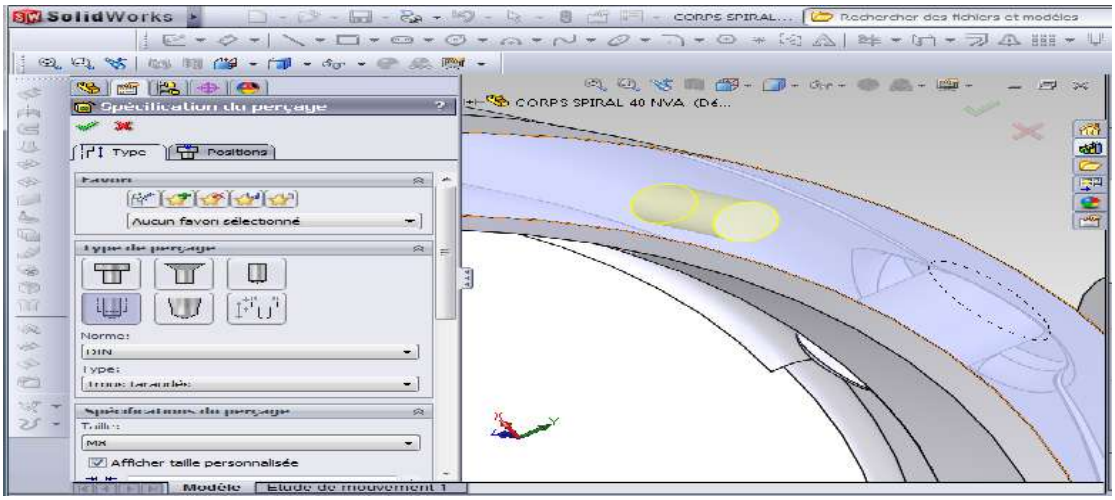


Figure (IV- 47) perçage de trou avant

27. Cliquer **répétition circulaire** dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

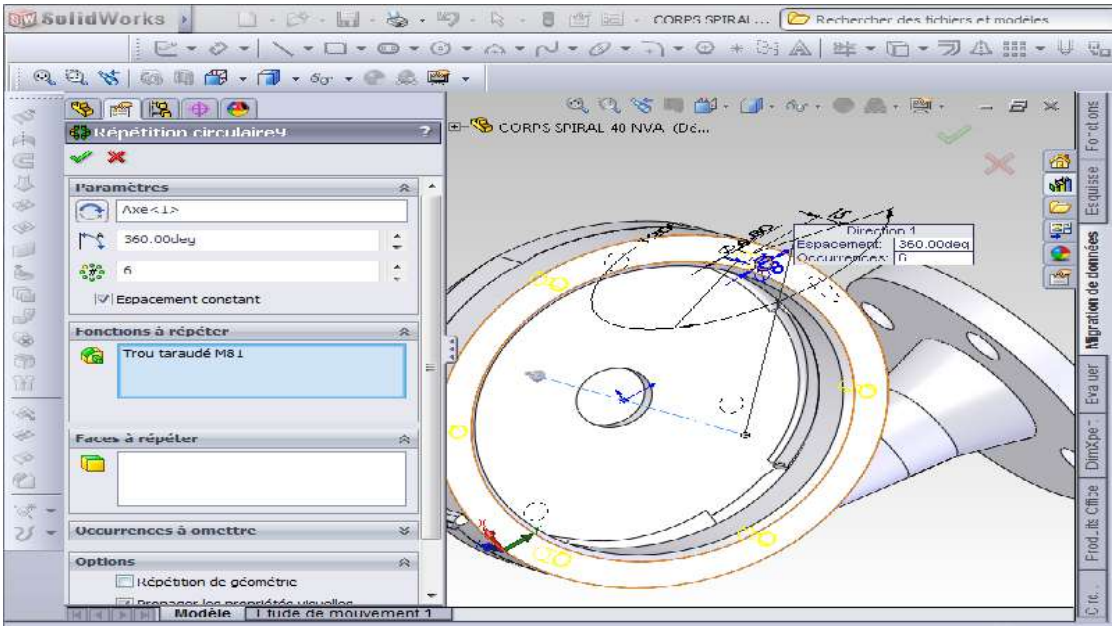


Figure (IV-48) répétition et perçage de trous avants

28. Cliquer sur **base/bossage extrusion** dans la barre d'outils fonctions

valider **ok**

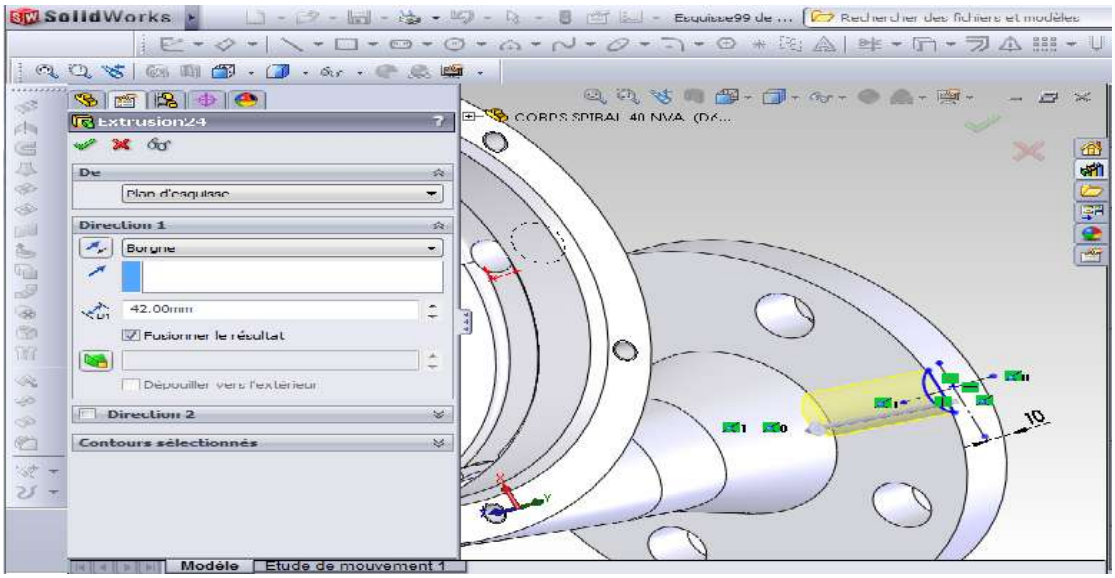


Figure (IV-49) extrusions matière refoule

29. Cliquer sur **spécification du perçage**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer sur **filetage de perçage**  dans la barre d'outils fonctions, puis valider **ok**

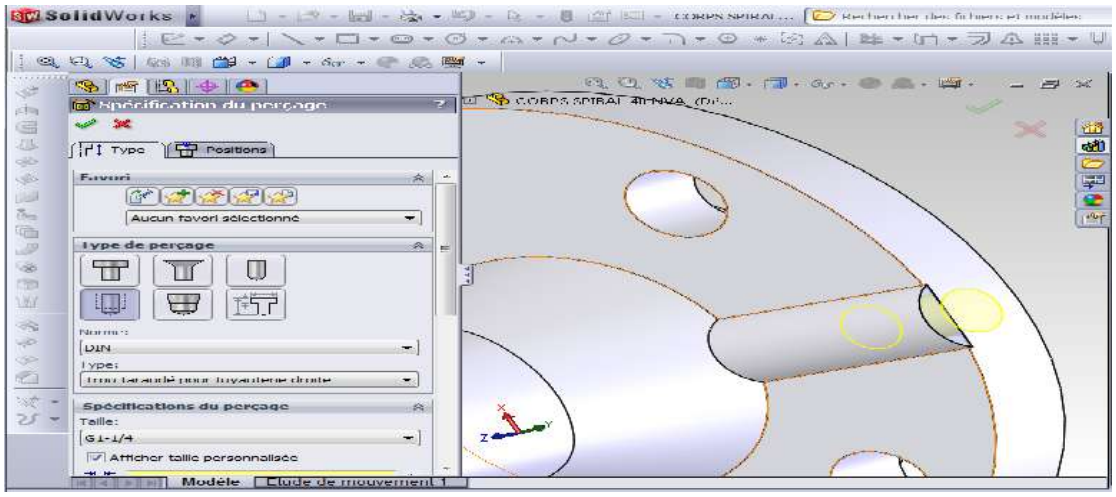


Figure (IV-50) perçage de trous de refoulement

30. cliquer sur **enlèvement de matière extrudé**  dans la barre d'outils fonctions

Cliquer **ok**

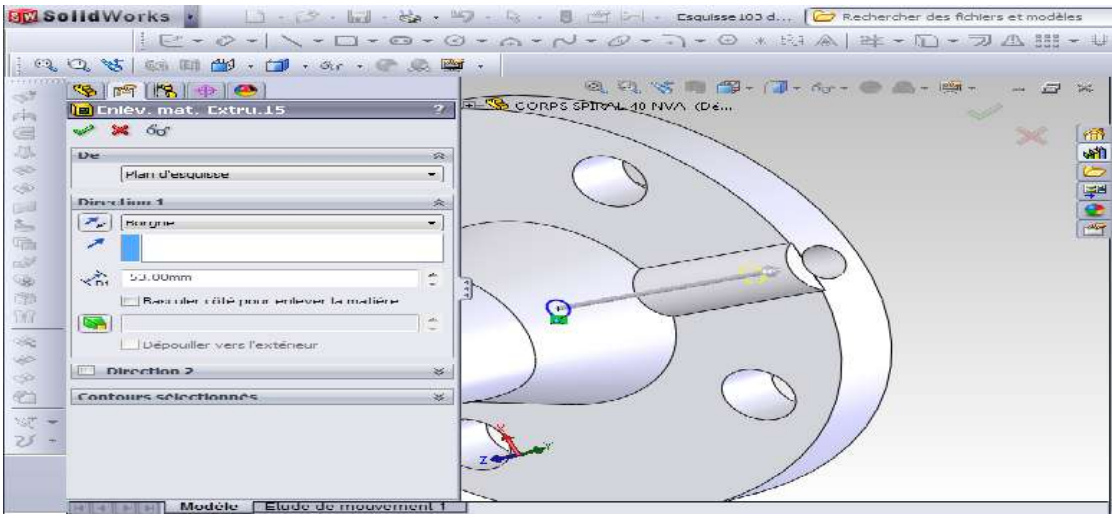


Figure (IV-51) enlèvement de matière des trous de refoulement

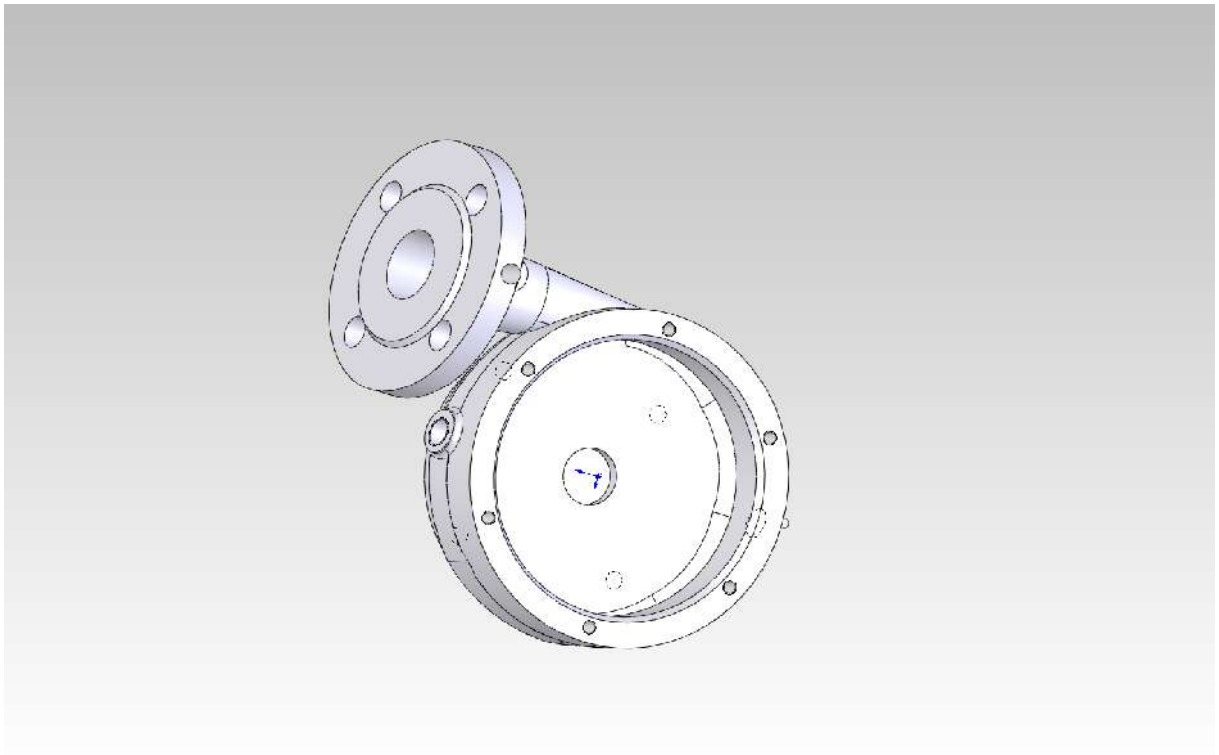


Figure (IV-52) corps spiral de la 40 NVA 150-5

Conclusion générale

Dans une vision future de développement, l'entreprise nationale POVAL, en tant que leader dans la fabrication des pompes ALGERIE, veut développer et mettre en main un outil de calcul et de conception de la pompe centrifuge avec toutes ses composantes (roue + volute) à travers sa coopération avec l'université de MEDEA et en particulier les laboratoires de recherches LMP2M et LBMPT.

C'est dans ce cadre que la présente étude s'inscrive et veut répondre à ce besoin. On propose l'utilisation du logiciel CFTURBO pour le dimensionnement et l'optimisation dans la conception et l'analyse des performances des pompes centrifuges.

La définition géométrique de la volute est réalisée à partir d'une méthode de calcul à simple courbure.

Les résultats obtenus par calcul manuel (Feuille Excell) et par la mise en application du logiciel CFTURBO ont été comparé à un cas industriel (40NVA150-5 de POVAL). Un bon accord a été constaté pour ce cas.

Las résultats de calcul relatifs autres types de pompes de POVAL ont montré quelques divergences. On a eu quelques problèmes dans le tableau de traçage dans le fichier des résultats

En outre, cette étude nous a permis de découvrir une méthode de calcul pour les volutes des pompes centrifuges et comment traduire ces résultats de calcul en un dessin industriel pour la fabrication en utilisant le logiciel SOLIDWORKS.

Le présent travail nous a aussi donné l'occasion d'approfondir nos connaissances théoriques (turbomachines, programmation et conception mécanique) en les mettant en valeur à travers les différents calculs réalisés.

En perspective et afin d'améliorer notre travail, nous souhaiterions inclure le calcul de la volute et son effet sur les caractéristiques de la pompe centrifuge pour avoir un projet de pompe complet.

Une comparaison avec tous les modèles de pompe de POVAL s'avère nécessaire pour s'affirmer sur la validité et la qualité des résultats de la méthode suivie et du programme utilisé.

Références Bibliographiques

[1] **X**avier Ottavy, **cours** de turbomachine-;«**CNRS-laboratoire de mécanique des fluides et d'acoustique UMR 5509-ECL**» ; *École Centrale de Lyon*

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

[3] JOSÉ ERCOLINO ; «**Modélisation en régime nominal et partiel de l'écoulement méridien dans les turbomachines axiales et hélico-centrifuges**» ; PFE, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, PARIS Janvier 2001.

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

[5]: www.wikipidia.com

[6] AHMAD NOURBAKHSH ; ANDRÉ B. JAUMOTTE; CHARLES HIRSCH; HAMIDEH B. PARIZI, « **Turbopumpe and pumping systems**», edition Springer, New York, 2008

[7] MARCEL DEKKER «**Turbo machinery: design and theory** » RAMA S.R GORLA; AIJAZ A. KHAN; edition Marcel Dekker; 2003

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

[9] P.L. FRAENKEL ; «**Les machines élévatoires Rappel des types de pompes et des Techniques d'élévation de l'eau** », livre, Rome, 1994

[10] THUMA ANTAL ; «**Les machines hydrauliques**» ; OPU, ALGER, 1993.

[11] KSB AKTIENGESELLSCHAFT «**Détermination des pompes centrifuges** » ; 5e édition novembres 2005 édition KSB**;** Allemagne

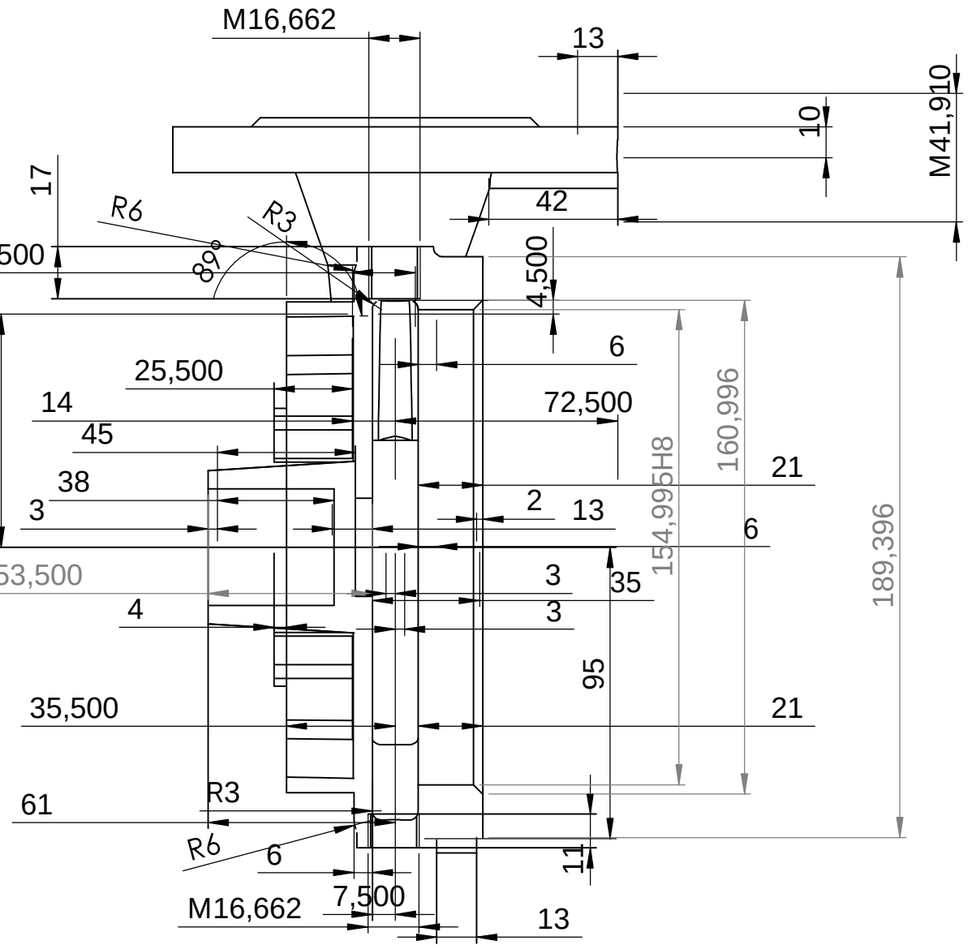
[12] AJ – STEPANOFF ; « **Pompe centrifuge et pompe hélices** », Edition Dunod, France; 1961

[13] VAL S LOBANOFF; ROBERT. R. ROSS; « **Centrifugal pumps designs and application** »; edition BUTTERWORTH; HEIMEMANNSECONDE; America 1992

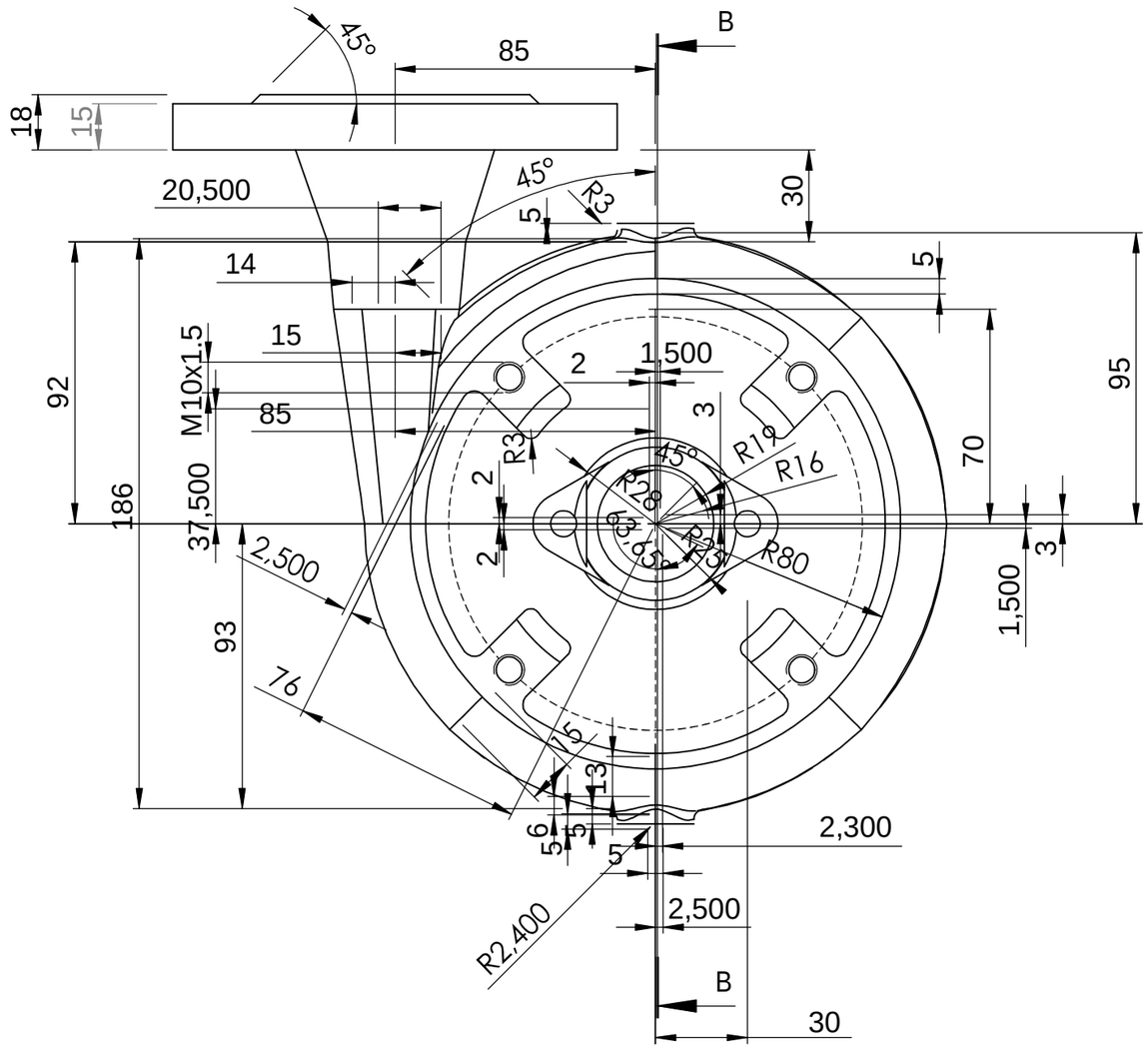
[14] ADAMT- TROSKOLANSKI ; «**Les turbopompes théorie tracé et construction** » ; édition Eyrolles, Paris, 1976

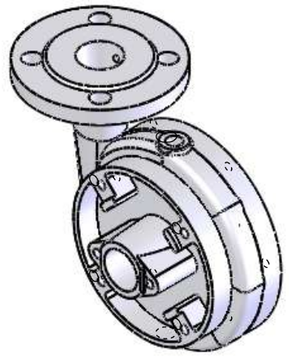
[15] HELP du logiciel CFturbo –turbines-fr-03-2010

[16] HELP du logiciel CFturbo-volutes-en-03-2010



COUPE B-B
ECHELLE 1 : 2





SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:			CASSER LES ANGLES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE / REVISION
							universite d'er yahia feres de medea
	NOM	SIGNATURE	DATE				TITRE: CORPS SPIRAL 40 NVA
AUTEUR	fodili						
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.				MATERIAU:			No. DE PLAN: A3
				date 17/09/2012			ECHELLE:1:5 / FEUILLE 1 SUR 1

	calcul Cfturbo	calcul exle	unite
q	17	17	m^3/h
h	24,5	24,5	m
ksp	0,38	0,38	
n	2900	2900	tr/min
vsp	8,33136459		m/s
teta	360		degre
asp	5,66800573		cm^2
hth	1,24748796		m
vu	3,66		m/s
b2	10	10	mm
vu3	4,75	4,76	
b4	19	19	mm
ns	84	93	
d2	150	150	mm
d4	154,5	155	mm
dq	90,25		
ségma	10,83		degre
g	9,81		m/s^2
w	0,30353333	0,34	m/s
r2	8,488		cm
a	55	55	mm
epsi	90	90	
alpha3	11,9	11,9	degre
d4/d2	1,03	1,03	
b4/b2	1,9	1,9	
ηv	1	1	
FQ	1	1	
Qi	17	17	m^3/h
cm3	1,84432388	1,002	m/s