



Conception, dimensionnement et fabrication d'une turbine Banki de type JLA mécano-soudée

Mémoire présenté par
TREINEN Samuel

Pour l'obtention du titre
D'Ingénieur Industriel
Section : **Industrie**
Unité : **Energie**

Directeur du mémoire

GODARD Michel
Professeur

Tuteurs conseils entreprises

LOOZEN Roger
Directeur
CODÉART ASBL
Chevémont, 15
4852 Hombourg

WILLOT Jean-Luc
Directeur
WILLOT J.L.A.
Rue Pierre Jacques, 72
4520 Moha

Défense publique le
30 juin 2005

Table des matières :

REMERCIEMENTS	5
CHAPITRE 1	6
1. PRESENTATION DE L'ENTREPRISE WILLOT JLA	6
2. PRESENTATION DE L'ASBL CODEART	7
3. INTRODUCTION.....	8
2.1. <i>L'énergie hydraulique un potentiel non négligeable :</i>	8
2.2. <i>La JLAKit : Une turbine Banki conçue pour les pays du SUD :</i>	9
CHAPITRE 2	11
METHODE D'AVANT PROJET.....	11
1. DESCRIPTION ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	11
2.1. <i>Historique de la turbine Banki :</i>	11
2.2. <i>Domaine d'utilisation :</i>	11
2. THEORIE DE LA TURBINE BANKI.....	12
2.1. <i>Caractéristiques de la JLAKit :</i>	14
2.2. <i>Détermination du rendement :</i>	14
2.3. <i>Vitesse de rotation du rotor obtenue au rendement maximum :</i>	18
2.4. <i>Longueur du rotor pour un rendement maximum :</i>	18
2.5. <i>Géométrie et position d'une aube du rotor :</i>	18
2.6. <i>Résultat sur Excel :</i>	21
2.7. <i>Conclusion sur les courbes obtenues :</i>	26
CHAPITRE 3	27
CONCEPTION DE LA TURBINE.	27
1. INTRODUCTION.....	27
2. ADMISSION.....	28
2.1. <i>Orientation de l'admission :</i>	28
2.2. <i>Choix de l'angle d'admission ? :</i>	28
2.3. <i>Calcul de la hauteur de la bride d'entrée, hb :</i>	30
2.4. <i>Largeur de l'admission par rapport au rotor :</i>	30
2.5. <i>Courbure de la tôle défectrice de l'admission :</i>	31
2.6. <i>Rigidification de l'injecteur :</i>	32
3. BRIDE D'ENTREE ET ACCES A LA VANNE.....	33
3.1. <i>Moyen mis en œuvre pour faciliter le montage :</i>	34
3.2. <i>Localisation latérale de l'admission dans la turbine :</i>	35
4. VANNE.....	35
4.1. <i>Choix du type de vanne :</i>	35
4.2. <i>Positionnement de la vanne dans l'admission :</i>	37
4.3. <i>Étanchéité de la vanne :</i>	37
5. PALIERS DE LA VANNE.....	38
5.1. <i>Evolution des plans du palier de la vanne :</i>	38
5.2. <i>Étanchéité des paliers de la vanne :</i>	39
6. REGULATION DE LA VANNE.....	40
7. BRIDE DE SORTIE	42
8. A SSEMBLAGE DU ROTOR SUR L'ARBRE.....	43
9. CHOIX DU SYSTEME DE TRANSMISSION ENTRE LA TURBINE ETLE RECEPTEUR.	43
10. PALIER ET ROULEMENT DU ROTOR.	44
9.1. <i>Evolution des paliers du rotor et de l'étanchéité des roulements :</i>	44
9.2. <i>Étanchéité finale des roulements :</i>	45
11. MAINTENANCE ET ENTRETIEN.....	47
12. CHOIX DES MATIERES PREMIERES.....	47
13. VISSERIE.....	49
14. SCHEMA DE DETAILS ET VUE D'ENSEMBLE.....	50

CHAPITRE 4	52
DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE	52
1. A SSEMBLAGE DU ROTOR SUR L'AXE PAR FRETTAGE (NF E 22-620)	52
1.1. Principe de fonctionnement du frettage :	52
1.2. Conditions de réalisation :	52
1.3. Dilatation de l'alésage et contraction de l'arbre :	52
1.4. Dispositions constructives :	53
1.5. Calcul du frettage.....	54
1.5.1. Symboles utilisés :	54
1.5.2. Généralité :	54
1.5.3. Lois de Hooke-Poisson :	54
1.5.4. Formules de Lamé :	54
1.5.5. Influence de la rugosité :	56
1.5.6. Comportement sous charge :	57
1.5.7. Données :	58
1.5.8. Résolution :	58
2. DIMENSIONNEMENT DES ROULEMENTS.....	60
2.1. Données :	60
2.2. Résolution.....	61
2.2.1. Tension dynamique :	61
2.2.2. Tension statique :	62
2.2.3. Charge due à l'eau :	62
2.2.4. Charges du au poids propre du rotor et de la poulie:	62
2.2.5. Charges appliquées au roulement le plus sollicité :	63
2.2.6. Calcul de la durée de vie du roulement le plus sollicité :	64
3. VERIFICATION DE LA VANNE PAR ELEMENTS FINIS A L'AIDE DE COSMOSXPRESS.	68
3.1. Introduction :	68
3.2. Données turbine :	68
3.3. Propriété d'étude :	68
3.4. Informations sur les chargements et les déplacements imposés :	69
3.5. Résultat de l'étude par élément fini.....	70
3.5.1. Coefficient de sécurité minimum en fonction de la hauteur d'eau :	70
3.5.2. Contraintes de Von Mises :	70
3.5.3. Déformation :	73
3.5.4. Contrôle de conception.....	73
3.5.5. Conclusion :	74
4. VERIFICATION DE L'ARBRE DU ROTOR.....	75
4.1. Montage à clavette :	75
4.2. Diamètre de l'arbre :	77
5. CALCUL DU COUPLE NECESSAIRE A LA REGULATION DE LA VANNE.....	81
6. VERIFICATION DE LA RESISTANCE DES CORDONS DE SOUDURE RELIANT LES FLASQUES AUX MOYEUX DU ROTOR.....	83
7. DOMAINE D'UTILISATION DE LA JLAKIT	85

CHAPITRE 5	86
FABRICATION DE LA TURBINE	86

1. REALISATION DU PROTOT YPE.....	86
1.1. Méthodes utilisées pour la fabrication des pièces.....	86
1.1.1. Choix de la méthode de découpe des tôles :	86
1.1.2. Réalisations des tôles pliées :	86
1.2. Demande d'offre de prix.....	87
1.3. Commande des pièces.....	87
1.4. Réception des commandes.....	90
1.5. Préparation du prototype.....	90
1.5.1. Matériel utilisé :	90
1.5.2. Opérations réalisées :	91
2. MATERIEL NECESSAIRE AU MONTAGE DU KIT	92
3. A SSEMBLAGE DU KIT , MODE OPERATOIRE.....	92
3.1. Montage de la vanne :	92
3.2. Montage de l'admission :	94
3.3. Ajuster la largeur de la vanne et souder son axe :	100
3.4. Souder les UPN 80 servant à la rigidification de l'admission :	101
3.5. Montage de la bride d'entrée :	102

3.6.	<i>Assemblage du rotor :</i>	103
3.7.	<i>Ajustage des lignes de contact permettant la fermeture de la vanne :</i>	104
3.8.	<i>Souder les fixations de la bride de sortie aux tôles principales :</i>	105
3.9.	<i>Montage final de la turbine :</i>	108
4.	CONCLUSION SUR LA REALISATION DU PROTOTYPE :	113
	CHAPITRE 6	114
	CONCLUSION GENERALE SUR LA REALISATION DE MON TRAVAIL DE FIN D'ETUDES.....	114
	BIBLIOGRAPHIE.....	115
	ANNEXE.	116

Remerciements.

Avant de présenter ce travail, je tiens à remercier Monsieur Jean-Luc Willot pour ces précieux conseils dans les domaines de l'hydraulique et de la mécanique.

Je remercie également l'asbl Codéart et son équipe, et particulièrement son directeur Roger Loozen, de m'avoir si chaleureusement accueilli.

Je tiens à souligner la participation indispensable de Monsieur Jacques Kyalumba et Georges Pâque : leur disponibilité et leurs éclaircissements m'ont été d'un grand secours.

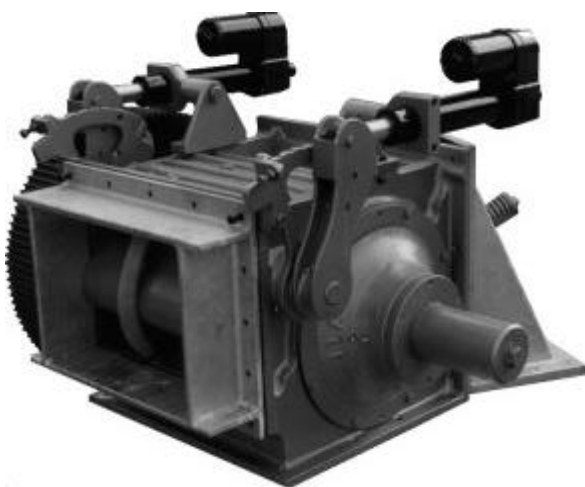
Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Henri Snoeck pour ses indications judicieuses sur les choix de conception mécanique et à Dirk Laschet pour son aide dans la rédaction du mode opératoire de montage.

Chapitre 1

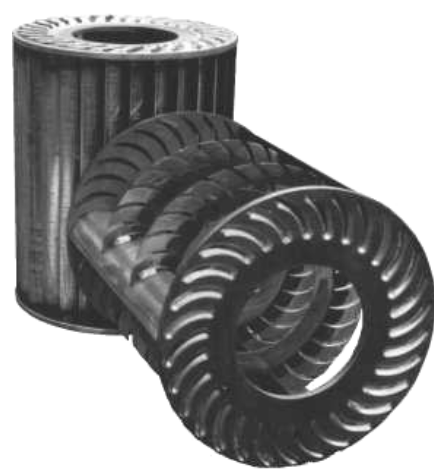
1. Présentation de l'entreprise WILLOT JLA.

Monsieur Willot Jean-Luc, directeur de l'entreprise J.L.A., officie depuis 15 ans dans l'hydro business ; il a réalisé plus d'une vingtaine de projets dans plusieurs pays dont la Belgique, France, Rwanda, Australie, Madagascar, Inde, Sri Lanka... Il construit des composants pour des micro- centrales hydraulique, est spécialisé dans la fabrication de turbines Banki de 1 à 120kw et fournit des rotors de diamètre 300 mm pour des constructions artisanales. Il propose aussi tous les éléments électroniques et moniteurs permettant la gestion de la turbine et de l'alternateur à des prix abordables pour les particuliers.

Turbine Banki et rotor JLA :



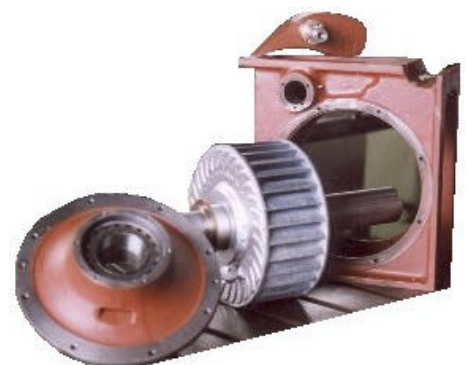
Turbine équipée de deux vannes électrique.



Rotor JLA



Système de production d'électricité



Turbine démontée

2. Présentation de l'asbl Codéart.

CODÉART est le diminutif de **CO**opération au **DE**veloppement de l'**ART**isanat : cette association vise, au sens large, l'appui aux artisans du Tiers-Monde, en offrant plusieurs services tels que :

1. L'achat et l'expédition de matières premières et d'équipements.

Un des problèmes des artisans du Tiers-Monde est l'accès aux M.P. et aux équipements. Les compétences et les informations techniques ne suffisent pas pour réussir un projet technique. L'accès à des M.P. de qualité à des prix permettant d'être concurrentiel est indispensable

2. La récupération de machines-outils dans le secteur du travail du métal et du bois.

Pour s'installer, les artisans du Tiers-Monde doivent s'équiper de machines-outils. Les machines neuves sont en général trop coûteuses et souvent inadaptées à un environnement technique peu structuré.

3. Le transfert d'informations techniques.

Un des aspects fondamentaux de toute action de développement technique est l'accès au savoir faire. En effet, il est souvent difficile de rechercher des solutions à des problèmes à partir d'une feuille blanche sans accès à une bibliographie complète. L'asbl Codéart pense que le savoir-faire dans le domaine de la construction de machines nécessaires à la transformation de produits agricoles doit être disponible et facilement accessible.

La maîtrise simultanée de ces trois volets est indispensable pour réussir tout projet dans les pays en voie de développement.

Codéart développe actuellement une «Cellule Energie». Jacques Kyalumba est en charge de la gestion de cette cellule au sein de Codéart. En leurs ateliers ici en Belgique et sur place, à Haïti, Madagascar ou au Congo, ce projet les occupe fortement. En collaboration avec deux Belges, Jean-Luc Willot, constructeur de turbines à Moha et Niels Duschène, ingénieur exploitant plusieurs turbines à Méry, L'équipe s'est lancée dans la proposition d'un service complet au niveau de l'exploitation de sites hydrauliques dans les pays du Sud. Pour l'instant, ils sont en mesure de proposer une solution, qui va de la bride d'entrée de la turbine jusqu'à la sortie du courant électrique du générateur ou jusqu'à la production d'énergie mécanique pour les turbines hydromécaniques. Ils étendent aussi leurs compétences à l'aménagement du site: depuis la prise d'eau sur la rivière jusqu'au bassin de mise en charge qui enverra l'eau dans la conduite forcée jusqu'à l'entrée de la turbine.

L'équipe:

Responsable: - M. Roger Loozen Ing.

Service technique: - M. Michel Meunier.
- M. Georges Pâque.
- M. Jacques Kyalumba Ing.
- M. Dirk Laschet.

Secrétariat: - Mme. Denise Van Leendert.

- Mme. Marie-Claire Brandt.
- Mme. Magali Flas

Comptabilité: - Mme. Christiane Van Leendert.
- Mme. Emily Pelsser.

Magasinier: - M. Guido Brockmans

une équipe soutenue par de nombreux bénévoles.

3. Introduction.

2.1.L'énergie hydraulique un potentiel non négligeable :

Nos sociétés puisent des quantités croissantes d'énergie dans le patrimoine planétaire qui a mis des centaines de millions d'années pour se constituer ; charbon, pétrole et gaz résultent principalement de la décomposition des végétaux et forêts primaires.

A l'allure que nous menons depuis 1850, début de l'ère industrielle, il nous faudra moins de deux siècles pour épuiser ce patrimoine irremplaçable à l'échelle de l'histoire de l'espèce humaine.

La consommation de l'énergie effectuée jusqu'à présent conduit à une injustice écrasante : les pays riches s'approprient une part du capital énergétique mondial hors de proportion avec la taille de leurs populations, au dépens du développement des plus pauvres. En effet, les pays industrialisés consomment près des trois quarts des ressources énergétiques mondiales alors que leurs populations ne représentent qu'un cinquième de la population mondiale ! 2 milliards d'individus sur les 6 milliards que compte la planète n'ont pas accès à l'électricité.

L'accès à l'énergie est un des enjeux majeurs du développement en général et plus particulièrement pour les artisans du Sud. Souvent, la seule possibilité pour eux est l'acquisition d'un groupe électrogène mais malheureusement, ce dernier ne pourra pas être maintenu. En effet, l'incompétence de l'utilisateur et des mécaniciens locaux, la non disponibilité des pièces de rechange et leur prix exorbitant font que la durée de vie des moteurs est souvent très limitée. Une panne importante occasionnant de grands frais sonnera, souvent, l'arrêt des activités.

Les pollutions engendrées par les modes de consommation d'énergie sont maintenant connues de tous (effet de serre, marées noires, accumulation de déchets toxiques ...).

Le protocole de Kyoto va obliger le Canada, l'Europe, le Japon, la Russie, pour les principaux pays, à réduire leurs émissions de gaz à effet de serre (GES) entre 2008 et 2012. Toutefois, ces réductions ne suffiront pas à réduire les rejets de CO₂ et des autres GES à l'échelle de la planète. Cette première étape ne sera probablement que le début d'un long processus pour parvenir à une réelle baisse des émissions. L'enjeu est primordial et désormais reconnu par la quasi-totalité de la communauté scientifique.

Une seule voie apparaît donc soutenable : faire des économies d'énergie très significatives, et n'employer, à terme, que les énergies renouvelables. Pendant des siècles, l'énergie des rivières a été utilisée comme source d'énergie mécanique pour moudre le grain, élever l'eau, scier le bois, presser les olives pour obtenir de l'huile... Depuis le XX^{ème} siècle est apparue l'hydroélectricité qui permet la transformation en énergie électrique.

A côté des grands barrages qui développent chacun une puissance de l'ordre de plusieurs centaines de mégawatts (jusqu'à 10 000 MW pour quelques grands barrages étrangers), il existe des petites centrales (moins de 10 MW) et des microcentrales (0,5 MW) exploitées au fil de l'eau, c'est-à-dire sans réservoir de stockage. Ces petites centrales ont souvent un impact négligeable sur l'environnement (du fait de leurs dimensions) mais sont plus sujettes aux variations saisonnières de débit. Elles sont donc mieux adaptées aux lieux isolés et dues à l'initiative de particuliers ou de collectivités locales.

2.2. La JLAKit : Une turbine Banki conçue pour les pays du SUD :

Dans le cadre de leur collaboration les ateliers de mécanique JLA WILLOT et l'asbl CODÉART (ONG de droit belge) ont mis au point la turbine JLAKit.

Cette turbine hérite de la longue expérience des ateliers Willot dans la construction des turbines traditionnelles JLA et de l'expérience de CODÉART dans le transfert de technologie vers les pays du SUD.

Caractéristiques de la JLAKit.

1) Sites :

Cette turbine convient pour des sites dont la hauteur d'eau se situe entre 2 et 22.5 m.

Le débit nominal utilisé par la machine est compris entre 40 et 294 l/s.

Pour une hauteur d'eau de 22.5 m et un débit de 150 l/s la puissance récupérée est de 32.5 kW.

2) Principe général :

Elle est constituée de tôles cintrées rigidifiées par des profilés standards, de pièces plus massives spécifiquement conçues comme les paliers, et de pièces d'usage courant en construction mécanique, le tout livré en kit. La transmission du couple se fait par courroie pour obtenir un rendement maximum; l'admission de l'eau est horizontale, l'accès à la vanne (de type aileron) et au rotor est possible.

De type mécano soudé, la JLAKit peut-être montée facilement avec de faibles moyens techniques, l'objectif premier étant d'en permettre l'assemblage à tout atelier sommairement équipé. Il suffira en effet d'emboîter les différentes pièces, suivant un mode opératoire simple et clairement défini, puis de les souder aux endroits indiqués.

Cette conception la rend compétitive en terme de coût.

3) Poids et encombrement :

La largeur de l'admission est limitée à un maximum de 300mm ; pour cette valeur, les dimensions de la turbine sont :

Longueur : 685 mm

Largeur : 575 mm

Hauteur : 505 mm

Poids : 207 kg

4) Usages possibles :

Comme toutes les turbines hydrauliques, rappelons que la JLAKit reste une alternative préférable à l'énergie thermique

Par sa conception, la turbine JLAKit offre une souplesse d'utilisation : en effet, comme pour les turbines JLA classiques, les deux bouts d'arbre sont toujours disponibles.

D'une part, elle peut entraîner un alternateur et produire alors de l'énergie électrique pour un usage domestique ou pour l'alimentation de machines de transformation de produits agricoles. Pour des communautés rurales, l'énergie électrique peut être disponible à travers un réseau électrique ou via la charge de batteries électriques.

D'autre part, il est loisible à l'utilisateur d'entraîner des machines de transformation agricole en prise directe. Une transmission par courroie permettra d'atteindre la vitesse optimale de la machine réceptrice. Dans cette dernière hypothèse, l'utilisateur s'affranchirait des contraintes techniques et financières relatives à la production de l'énergie électrique.

Les potentialités de cette turbine sont multiples : nous proposons une liste non exhaustive de puissance et capacité des machines utilisables dans les milieux ruraux :

- un moulin à manioc de 450kg/heure : 7,5kW
- une décortiqueuse à paddy de 250kg/heure : 3 kW
- l'extraction des huiles végétales 100l/heure : 3 kW

Enfin, une pompe de 7,5 kW peut porter à 15 mètres de hauteur, un débit de 130 m³ d'eau en une heure. Si on considère les besoins en eau de 60 litres/ habitant/jour, la pompe peut fournir les besoins journaliers d'un village d'environ 2000 personnes.

En conclusion :

On peut noter que la JLAKIT est une machine qui contribue au développement

1- Par l'amélioration du bien être dans les milieux ruraux en permettant l'accès à l'eau (hygiène et bonne santé) et à l'électricité (conservation des aliments)

2 - Par sa contribution à l'amélioration du pouvoir d'achat par l'augmentation de la valeur ajoutée de la production rurale.

3 - Par sa contribution à l'implantation de petits ateliers d'artisans en fournissant l'énergie nécessaire au fonctionnement de machines-outils

Chapitre 2

Méthode d'avant projet.

La première étape dans la conception d'une turbine est la détermination de ses grandeurs caractéristiques, la plus importante étant son rendement. Celui-ci est maximum quand on choisit les bonnes relations entre les paramètres de la turbine, ce qui permet un amortissement rapide de l'installation hydraulique.

1. Description et principe de fonctionnement.

2.1. Historique de la turbine Banki :

Inventée par l'ingénieur australien A.G.M. Mitchell en 1903, elle portait alors le nom de « radial flow turbine ». Donat Banki, professeur hongrois, développa la turbine et l'a rendue plus populaire par ses publications de 1917 et 1919. Fritz Ossberger, ingénieur mécanicien allemand, eut connaissance de l'invention de Mitchell et établit avec lui des relations professionnelles. En 1922 Ossberger obtint un brevet pour la turbine initialement développée par Mitchell et commercialisa la turbine désignée par « free stream turbine ». Depuis, peu de choses ont évolué par rapport à la turbine originale.

La turbine Banki porte encore d'autres noms :

- Turbine Ossberger
- Turbine Banki-Mitchell
- Roue à double impulsion
- Roue à flux radial

2.2. Domaine d'utilisation :

Les paramètres qui caractérisent une turbine sont :

- la hauteur manométrique (H_{man}) ou l'énergie cédée par chaque kilo de fluide la traversant, exprimé en m,
- la vitesse de rotation (N) de la roue en tours/min.
- et la puissance (P) recueillie à l'arbre en Watt, mais en cv dans la formule de la vitesse spécifique suivante.

Ces trois paramètres sont regroupés en un seul appelé vitesse spécifique. L'allure de l'écoulement et la forme générale de la machine, donc le choix du type de turbine, dépendent uniquement de cette dernière dont la valeur est donnée par :

$$n'_s = \frac{N * P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Les turbines JLA possèdent une large gamme d'utilisation (figure 2.1)

- les hauteurs de chute vont de 2 m à 70 m,
- les débits de 50 à 600 l/s,
- les puissances vont de 1 à 150 kW ou de 1.34 à 201.15 cv,
- les vitesses de rotations vont de 50 tr/min à 2000t r/min.

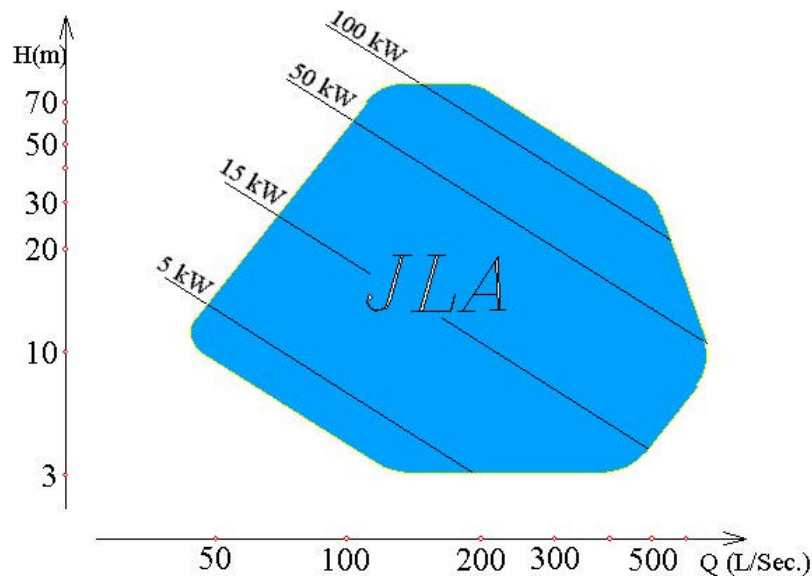


Figure 2.1 – Domaine d'utilisation

Chaque type de turbine ne fonctionne bien, avec un rendement suffisant, que dans une plage de donnée de la vitesse spécifique, pour les turbines JLA cette plage est comprise entre 11.4 et 140.

2. Théorie de la turbine Banki.

Soit c la vitesse absolue, w la vitesse relative tangentielle à l'aubage et u la vitesse d'entraînement du rotor.

Dans les turbines JLA, deux lames d'eau, de section rectangulaire, sont dirigées vers la périphérie de la roue de telle sorte que les aubages en arc de cercle soient attaqués tangentiellement par la vitesse relative W_1 . A la sortie du premier passage dans la roue, l'eau, qui conserve une certaine énergie cinétique, traverse, en évitant l'arbre, l'espace intérieur et attaque les aubages de telle sorte que la vitesse relative W_3 soit tangente aux aubages du second passage, de forme bien évidemment identiques à celles du premier passage. A nouveau, une partie de l'énergie cinétique est récupérée et l'eau quitte la roue. Dans ces conditions d'attaque des aubages du premier et du second passage, l'écoulement est bien guidé et l'on peut considérer que l'eau quitte les aubages avec des vitesses relatives tangentes aux aubes. La figure 2.2 donne les triangles des vitesses en 1, 2, 3, 4.

Les turbines Banki sont à action pure, la détente se faisant entièrement en dehors de la roue mais on la dit aussi à action et à réaction quand elle travaille en dépression.

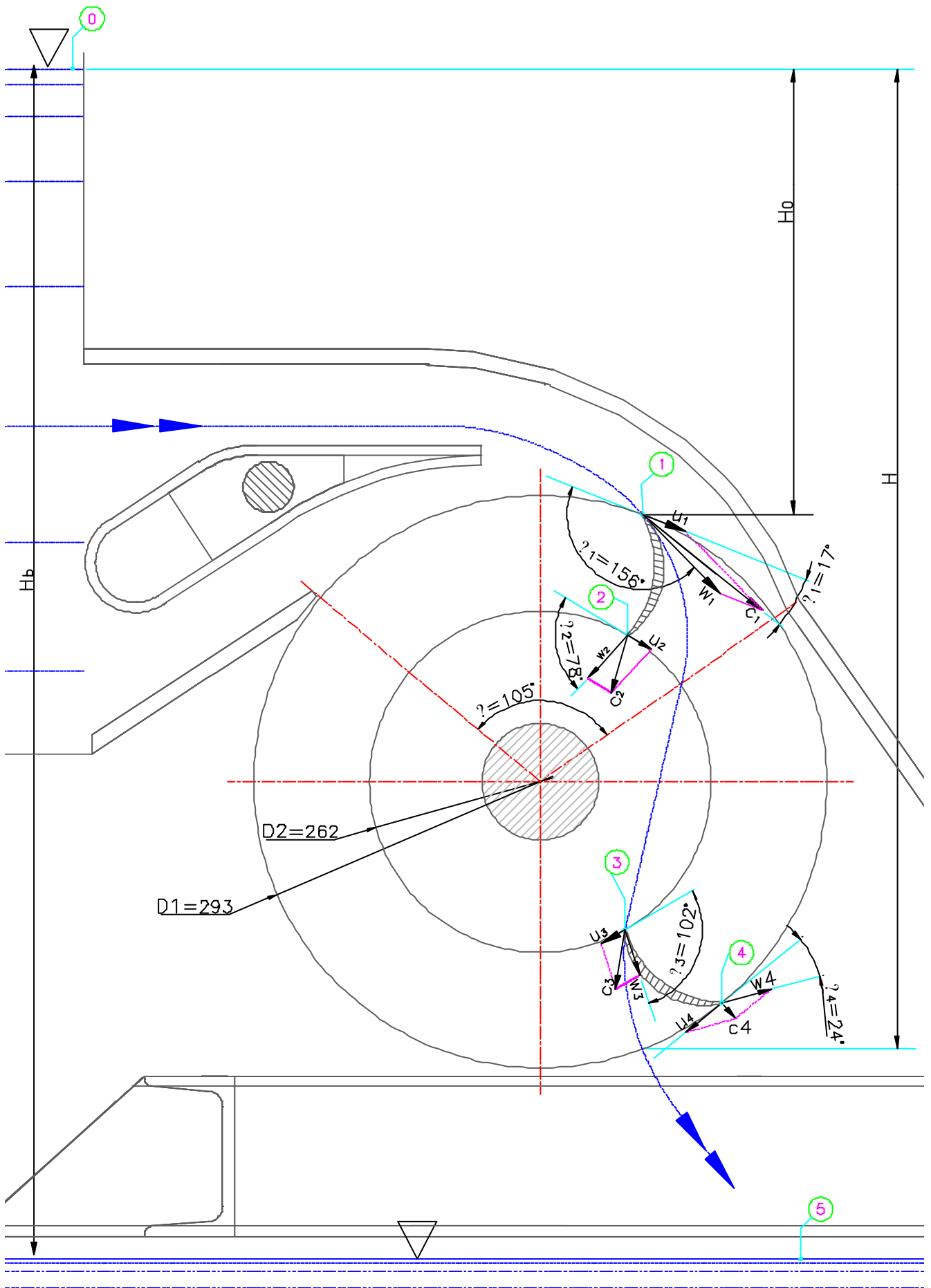


Figure 2.2 - Triangle de vitesse en 1, 2, 3, 4.

2.1. Caractéristiques de la JLAKit :

Site :

Hauteur d'eau brute : $H_b = 15.5$ m
 nette : $H = 15$ m

Débit : $Q = 226$ l/s

Rotor :

Angle entre tangente aubage et diamètre intérieur rotor : $\beta_2 = 78^\circ$

Angle entre tangente aubage et diamètre extérieur rotor : $\beta_4 = 24^\circ$

Angle d'attaque de l'eau : $\alpha_1 = 17^\circ = 0.2965$ rad

Diamètre extérieur du rotor : $D_1 = 293$ mm

Diamètre intérieur du rotor : $D_2 = 162$ mm

Admission :

Arc d'alimentation : $\theta = 105^\circ = 1.832$ rad

Les aubages étant identiques pour les deux passages :

$$\beta_3 = \beta_2 - \beta_2 \quad \text{et} \quad \beta_4 = \beta_2 - \beta_1.$$

On a évidemment :

$$U_1 = U_4 \quad \text{et} \quad U_2 = U_3.$$

2.2. Détermination du rendement :

L'équation d'Euler appliquée au rotor s'écrit, en appelant W le travail récupéré à l'arbre :

$$W = (U_1 * C_{1u} - U_2 * C_{2u}) + (U_3 * C_{3u} - U_4 * C_{4u}),$$

où C_{1u} , C_{2u} , C_{3u} et C_{4u} sont les composantes de la vitesse absolue dans la direction de U en 1, 2, 3 et 4.

Cette équation exprime que le travail accompli est égal à la variation d'énergie cinétique de l'eau dans le rotor par unité de masse.

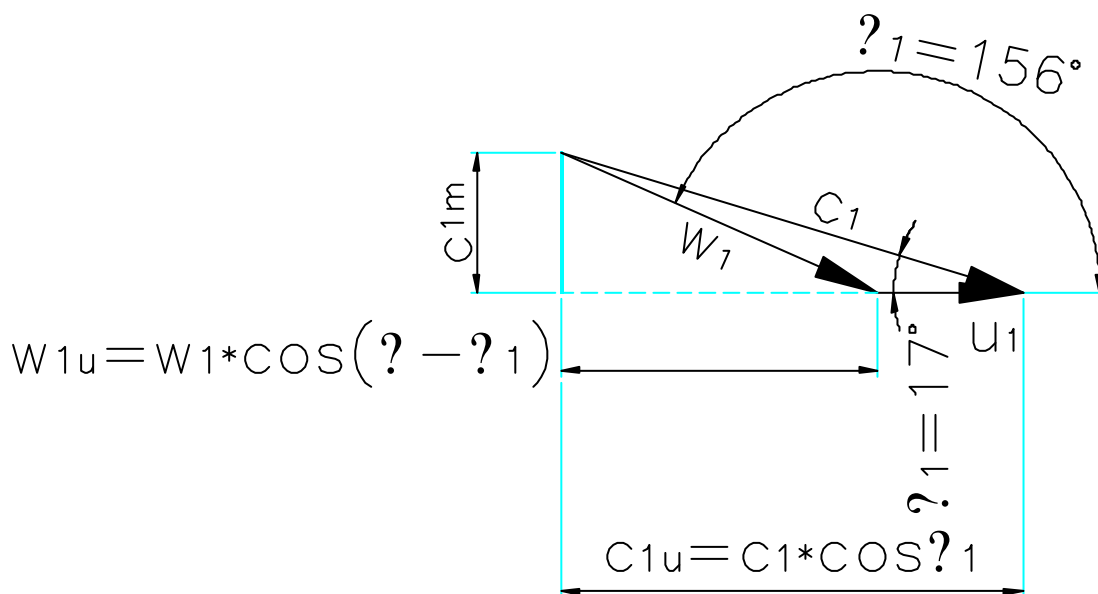


Figure 2.3 - Triangles des vitesses en 1.

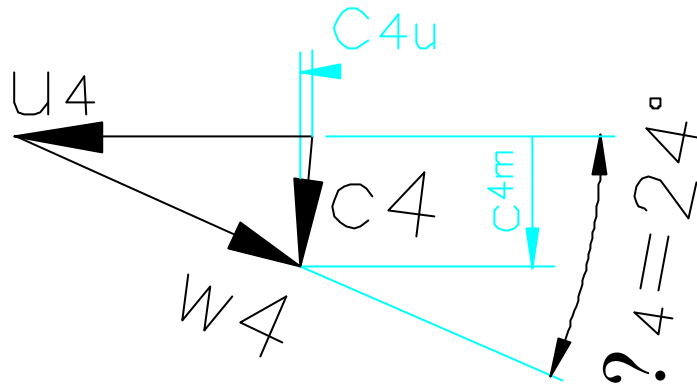


Figure 2.4 - Triangles des vitesses en 4.

Les aubages des rotors JLA sont dessinés de sorte que $\alpha_2 = \alpha_3 = 78^\circ$.

Il vient dans ce cas :

$$C_{2u} = U_2 \cdot \sin 78 = 0.978 \cdot U_2$$

$$C_{3u} = U_3 \cdot \sin 102 = 0.978 \cdot U_3$$

comme $U_2 = U_3$ on a $C_{2u} = C_{3u}$, de plus $U_1 = U_4$

$$\Rightarrow W = U_1 \cdot (C_{1u} - C_{4u})$$

Des triangles des vitesses, on tire

$$C_{1u} = U_1 + w_{1u} = U_1 - w_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$C_{4u} = U_4 + w_{4u} = U_4 - w_4 \cdot \cos \alpha_4$$

et il vient

$$W = U_1 \cdot (-w_1 \cdot \cos \alpha_1 + w_4 \cdot \cos \alpha_4).$$

En négligeant les pertes de charge, ainsi que la variation de cote entre 2 et 3, la relation de Bernoulli appliquée entre 2 et 3 donne

$$p_2 + \frac{1}{2} \rho C_2^2 = p_3 + \frac{1}{2} \rho C_3^2 \quad \text{où } p_2 = p_3 = p_{\text{atm}}$$

On en tire $C_2 = C_3$, qui avec $\alpha_3 = \alpha_2 = 78^\circ$ et $U_2 = U_3$, montre que les triangles des vitesses en 2 et 3 sont identiques. Il vient alors $w_2 = w_3$.

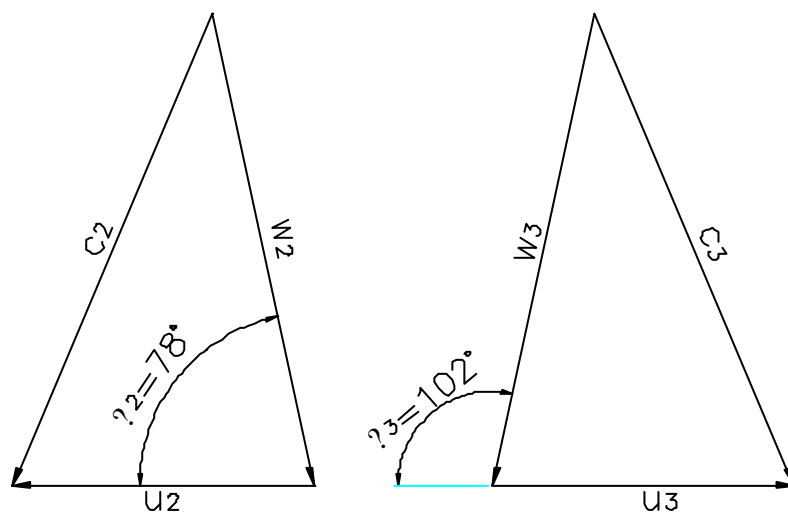


Figure 2.5 - Triangles des vitesses en 2 et 3.

En négligeant les pertes par frottement sur les aubages et les variations de cote, la relation de Bernoulli en mouvement relatif appliquée entre 1 et 2 et entre 3 et 4 donne respectivement :

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho w_1^2 - \frac{1}{2} \rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho w_2^2 - \frac{1}{2} \rho U_2^2$$

$$p_4 + \frac{1}{2} \rho w_4^2 - \frac{1}{2} \rho U_4^2 = p_3 + \frac{1}{2} \rho w_3^2 - \frac{1}{2} \rho U_3^2$$

Avec $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_{atm}$, $U_1 = U_4$ et $U_2 = U_3$, il vient, puisque $w_2 = w_3$,
 $w_4 = w_1$.

En réalité, à cause des frottements sur les aubages, $w_4 = \eta w_1$, avec η légèrement inférieur à l'unité.

Remarque :

Il se produit un vide dans les turbines possédant un bâti étanche et un conduit d'aspiration plongeant dans l'eau du niveau aval. L'air se trouvant dans la conduite est entraîné par l'eau s'écoulant vers le bas et en raison de la pression atmosphérique, la colonne d'eau remonte dans le conduit. Les pressions à l'intérieure de la turbine peuvent alors être inférieure à la pression atmosphérique dans le cas où la machine est parfaitement étanche à l'air ambiante. On sait que la régulation du vide créer dans une turbine Banki permet d'optimiser son rendement. On ne tiendra pas compte de ce phénomène dans cette étude car on ne sera garanti de l'étanchéité globale de la machine qu'après les premiers essais sur site. Pour plus d'information sur ce phénomène vous pouvez consulter le mémoire de Schauss Nicolas intitulé : « Etude, mise en place et automatisation d'un système d'aspiration pour augmenter le rendement d'une turbine Banki » et comportant la référence 4291 à la bibliothèque de Gramme

Le travail maximum récupérable, W_{max} , dans une telle roue s'obtient en supposant que toute l'énergie cinétique disponible dans le jet de sortie de la tuyère est récupérée (dans ce cas C_4 serait nulle) et que, de plus la tuyère est parfaite (dans ce cas C_1 vaudrait C_{1th}). On a donc

$$W_{max} = C_{1th}^2 / 2.$$

La relation de Bernoulli appliquée entre 0 et 1 donne,

$$p_0 + \frac{1}{2} \rho C_0^2 + \rho g z_0 = p_1 + \frac{1}{2} \rho C_1^2 + \rho g z_1$$

Avec $p_0 = p_1 = p_{atm}$ et $C_0 = 0$, il vient, en appelant H_0 la valeur de $(z_0 - z_1)$,

$$C_{1th} = \sqrt{2gH_0}.$$

A cause des pertes de charges dans la tuyère, C_1 est inférieure à C_{1th} et on écrit $C_1 = \eta C_{1th}$ ou η est légèrement inférieur à l'unité.

Le travail peut s'écrire

$$\begin{aligned} W &= U_1 (-w_1 \cos \alpha_1 + \eta w_1 \cos (\alpha_2 - \alpha_1)) \\ &= -U_1 (1 + \eta) w_1 \cos \alpha_1 = -U_1 (1 + \eta) (U_1 - C_{1u}) \\ &= U_1 (1 + \eta) (C_1 \cos \alpha_1 - U_1). \end{aligned}$$

On introduit le rendement indiqué, η_i , par

$$\eta_i = W/W_{max} = W/C_{1th}^2/2 = 2\eta^2 W/C_1^2 = 2\eta^2 U_1/C_1 (1 + \eta) (\cos \alpha_1 - U_1/C_1)$$

Rendement en fonction de U_1/C_1

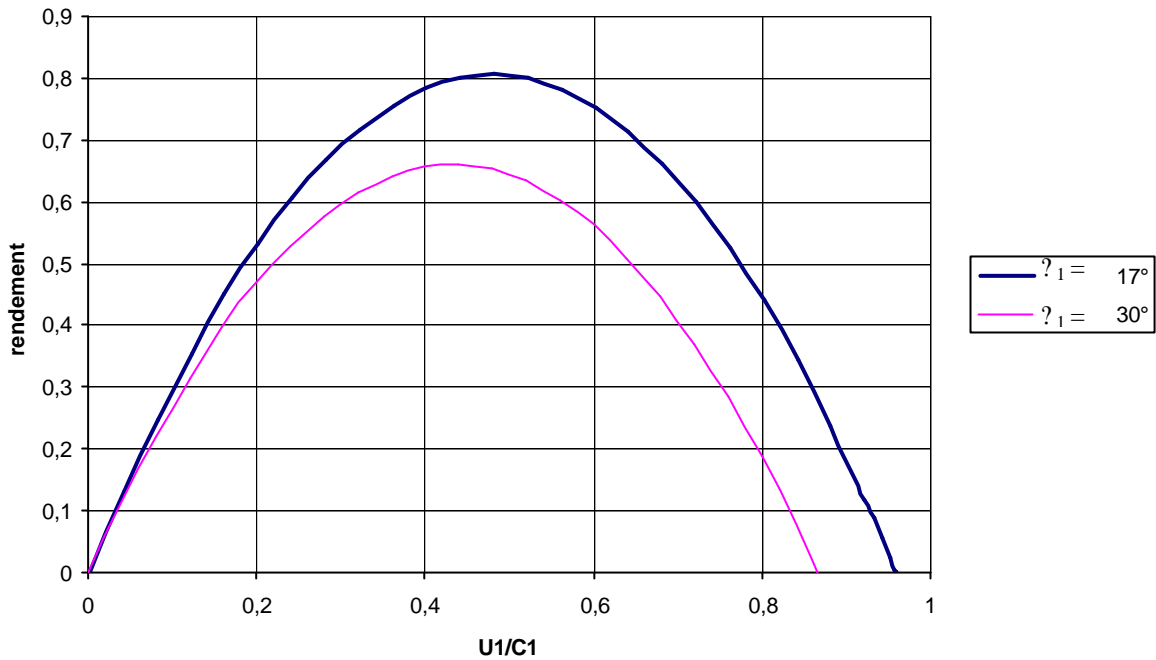


Figure 2.6 – représentation graphique du rendement de la turbine en fonction de U_1/C_1 .

On constate que le rendement s'annule pour deux valeurs particulières du rapport U_1/C_1 , à savoir

$U_1/C_1 = 0$, le rotor est à l'arrêt,

$U_1/C_1 = \cos \alpha_1$, fonctionnement à vide. Dans ce cas, le rotor tourne à la vitesse d'emballement qui est plus ou moins le double de la vitesse nominale.

L'expression de η_i montre qu'il est parabolique en U_1/C_1 . Il passe par un maximum pour $U_1/C_1 = \cos \alpha_1 / 2$ et vaut $\eta_{i_max} = \eta^2 / 2 * (1 + \eta) * \cos^2 \alpha_1$.

η_{i_max} est donc d'autant plus élevé que

- η est élevé (pertes de charge dans la tuyère est faible), de l'ordre de 0.95
- α_1 est élevé (pertes de charge sur les aubages faibles), de l'ordre de 0.95
- α_1 est faible, il est égal à 17° pour la JLAKit, on le prend d'habitude compris entre $15-20^\circ$.

On obtient alors un rendement indiqué maximum ?

$$\eta_{i_max} = 0.95^2 / 2 * (1 + 0.95) * \cos^2 17 = 0.805$$

$$\eta_{i_max} = 80.5\%$$

atteint pour $U_1/C_1 = \frac{\cos 17}{2} = 0.478$

Notons que η_{i_max} est très sensible à la valeur de α_1 puisque pour $\alpha_1 = 30^\circ$, $\eta = 0.95$, celui-ci tombe à 66%. Il est donc important de construire la tuyère avec précision (respect de α_1) et qualité (η élevé). Pour obtenir une valeur de η élevée, les aubages seront polis et les bords d'attaque et de fuite seront affûtés.

2.3. Vitesse de rotation du rotor obtenue au rendement maximum :

La vitesse de rotation optimale, N , peut s'écrire à partir de $U_1 = C_1 \cos \alpha_1 = 2 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 / 2$.

Avec $U_1 = C_1 \cos \alpha_1 / 2$ et $C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0}$, il vient

$$D_1 = 30 / \sqrt{2 \cdot g} \cdot \cos \alpha_1 / N \cdot \sqrt{H_0}$$

$$N = 30 / 3.14 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81} \cdot 0.95 \cdot \cos 17^\circ \cdot \sqrt{15} / D_1 = 131.22 \cdot \sqrt{H_0}$$

$$\Rightarrow N = 508.23 \text{ tr/min}$$

Notons que H_0 est plus faible que la hauteur de chute brute H_b puisqu'il faut maintenir le rotor légèrement au dessus du plan de restitution aval (fig. 2.2).

Le diamètre intérieur de la roue D_2 est choisi aussi proche que possible de D_1 afin de limiter les pertes de charge et de laisser au fluide suffisamment de place pour qu'il puisse attaquer convenablement les aubes du second passage. Cependant le fluide doit être bien guidé et un nombre d'aubes minimum est nécessaire.

Le rotor JLA possède 31 aubes et $D_2 = 162/293 \cdot D_1 = 0,551 \cdot D_1$, un choix courant est de $Z = 20$ à 30 et $D_2 = 2/3 \cdot D_1 = 0.667 \cdot D_1$.

2.4. Longueur du rotor :

La longueur du rotor, B , est conditionnée par le débit à passer (fig.2.2).

En appelant α l'arc d'alimentation, il vient, pour la section de passage

$$S_1 = D_1 / 2 \cdot \alpha \cdot B \cdot k,$$

k étant le coefficient d'obstruction des aubes (~ 1).

La vitesse méridienne d'entrée vaut $C_{m1} = C_1 \sin \alpha_1$ et le débit volumique vaut

$$Q = S_1 \cdot C_{m1} = D_1 / 2 \cdot \alpha \cdot B \cdot k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \cdot \sin \alpha_1, \text{ soit}$$

$$Q = 0,139 \cdot D_1^2 \cdot \alpha \cdot B \cdot N \quad (k = 1, \alpha_1 = 17^\circ, \alpha = 0.95).$$

L'arc de l'alimentation de la JLA Kit est de 105° (conditionné par l'emploi de la vanne aileron), généralement il varie entre 40° et 100° .

Il vient alors avec $\alpha = 1.83 \text{ rad}$

$$B = 39.03 \cdot Q / (N \cdot D_1^2) = 0.7757 \cdot Q$$

$$\Rightarrow B = 0.1753 \text{ m}$$

2.5. Géométrie et position d'une aube du rotor :

A l'extérieur, l'aube doit être tangente à w_1 . L'angle β_1 se calcule par

$$w_1 \cdot \cos \beta_1 = U_1 - C_1 \cos \alpha_1$$

avec $U_1 = C_1 \cos \alpha_1$ au point de fonctionnement optimal. On a donc

$$w_1 \cdot \cos \beta_1 = -U_1 = -C_1 \cos \alpha_1 / 2.$$

Le triangle des vitesses (fig. 1.3) est alors tel que $OM = ON = C_1 \cos \alpha_1 / 2$, d'où dans le triangle OPN :

$$\tan(\beta_1 - \alpha_1) = C_{m1} / ON = (C_1 \sin \alpha_1) / (C_1 \cos \alpha_1 / 2) = 2 \cdot \tan \alpha_1 \text{ et avec } \alpha_1 = 17^\circ.$$

$$\Rightarrow \beta_1 = 148.6^\circ \text{ et } \beta_4 = 31.4^\circ$$

Remarque :

Les pertes ont été considérées comme constante pour tous les points de calcul réalisés pour obtenir les courbes présentées dans ce chapitre. En réalité, il existe différents types de pertes variant chacun suivant ses propres paramètres.

Les différentes pertes présentes dans la turbine sont :

- Les pertes hydrodynamiques se produisent au niveau de la veine de fluide, elles sont proportionnelles au carré du débit. Elles résultent soit du frottement sur les faces internes des canaux pour les pertes « continues », ou sont provoquées par une mauvaise adéquation des directions des vitesses et des canaux pour les pertes « par chocs ».
- Les pertes par fuites internes.

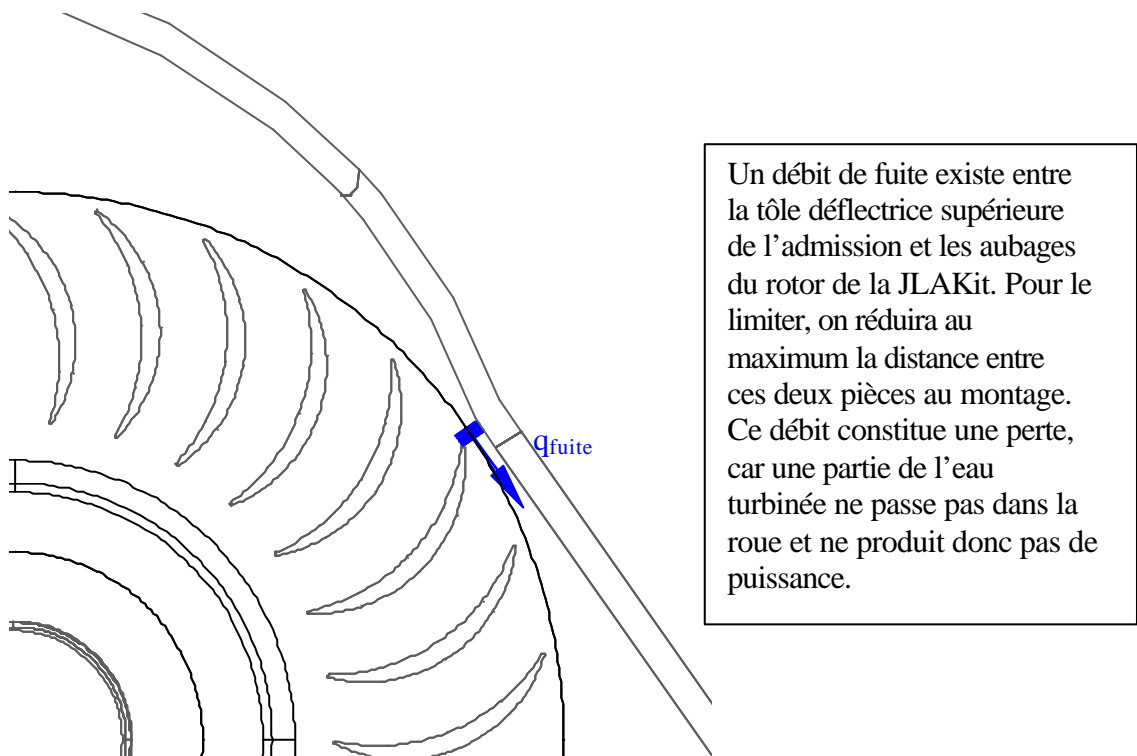


Figure 2.8 – Débit de fuite.

- Les pertes par frottements mécaniques dans les paliers et les organes d'étanchéité. Une valeur approchée est de les considérer comme proportionnelles à la puissance fournie.

2.6. Résultat sur Excel :

Les formules théoriques développées ci-dessus ont été entrées dans Excel afin de pouvoir obtenir les grandeurs caractéristiques de la JLAKit pour d'autres sites et de faire apparaître des graphiques nous donnant les tendances des paramètres lorsqu'une donnée varie.

Tableaux :

Données :

Hauteur d'eau H [m] :		15
Débit Q [m³/s] :		0,226
Diamètre extérieur du rotor D1 [mm] :		293
Diamètre intérieur du rotor D2 [mm] :		162
	[°]	[rad]
?1 :?	156	2,72
?2 :?	78	1,36
?3 :?	102	1,78
?4 :?	24	0,42
Angle d'attaque de l'eau ?1 :	17	0,30
Arc d'alimentation ? :	105	1,83
??	0,95	
??	0,95	
k	1	

Rapport de transmission pour entraîner une machine à N1 [tr/min]= 1500 : r = N1/N2

Travail récupéré : W [J]

Puissance récupérée [W] : P = ?*Q*W

Figure 2.9 – tableau des données de la turbine et du site à remplir par l'utilisateur.

Remarque :

La ligne verte correspond aux données de notre cas.

?_indiqué?
0,805

H variable et Q = cst = 0,226 m³/s

? [m]?	B [m]	N2 [tr/min]	C1 [m/s]	U1 [m/s]	r	W [J]	Wmax [J]	P [kW]	Pmax [W]	C [N*m]
15,00	175,28	508,23	16,30	7,79	2,95	118,43	147,15	26,527	32961,60	498,68
4,00	339,42	262,45	8,42	4,02	5,72	31,58	39,24	7,074	8789,76	257,52
6,00	277,14	321,43	10,31	4,93	4,67	47,37	58,86	10,611	13184,64	315,40
8,00	240,01	371,16	11,90	5,69	4,04	63,16	78,48	14,148	17579,52	364,19
10,00	214,67	414,97	13,31	6,36	3,61	78,95	98,10	17,685	21974,40	407,17
12,00	195,97	454,57	14,58	6,97	3,30	94,74	117,72	21,222	26369,28	446,04
14,00	181,43	491,00	15,74	7,53	3,06	110,53	137,34	24,759	30764,16	481,77
16,00	169,71	524,90	16,83	8,05	2,86	126,32	156,96	28,296	35159,04	515,04
18,00	160,00	556,74	17,85	8,54	2,69	142,11	176,58	31,833	39553,92	546,28
20,00	151,79	586,85	18,82	9,00	2,56	157,90	196,20	35,370	43948,80	575,83
23,00	141,55	629,33	20,18	9,65	2,38	181,59	225,63	40,675	50541,12	617,51

Q variable et H = cst = 15 m

Q [m ³ /s]	B [m]	P [kW]	Pmax [W]	C [N*m]
0,226	175,28	26,527	32961	498,68
0,08	62,60	9,474	11772	178,10
0,10	78,25	11,843	14715	222,63
0,12	93,90	14,211	17658	267,15
0,14	109,55	16,58	20601	311,68
0,16	125,20	18,948	23544	356,20
0,18	140,85	21,317	26487	400,73
0,20	156,50	23,685	29430	445,25
0,22	172,15	26,054	32373	489,78
0,24	187,80	28,422	35316	534,30
0,26	203,45	30,791	38259	578,83
0,28	219,10	33,159	41202	623,35

N2 [tr/min]	?_indiqué?	C1 [m/s]	U1 [m/s]	r	W [J]	Wmax [J]
508,23	0,80	16,30	7,79	2,95	118,43	147,15

Figure 2.10 – Tableaux des résultats théoriques correspondant aux données de la Figure 2.8.

Graphique :

Couple récupéré à l'arbre du rotor en fonction de la hauteur d'eau :

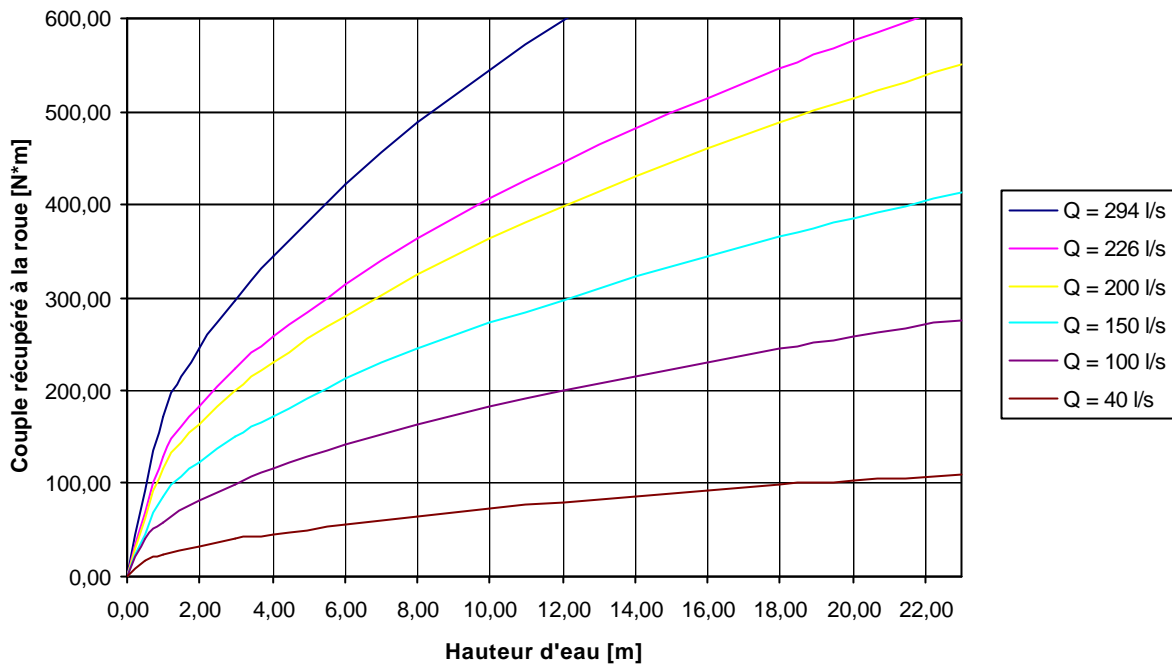


Figure 2.11 – $C = fct(H)$.

Couple récupéré à l'arbre du rotor en fonction du débit :

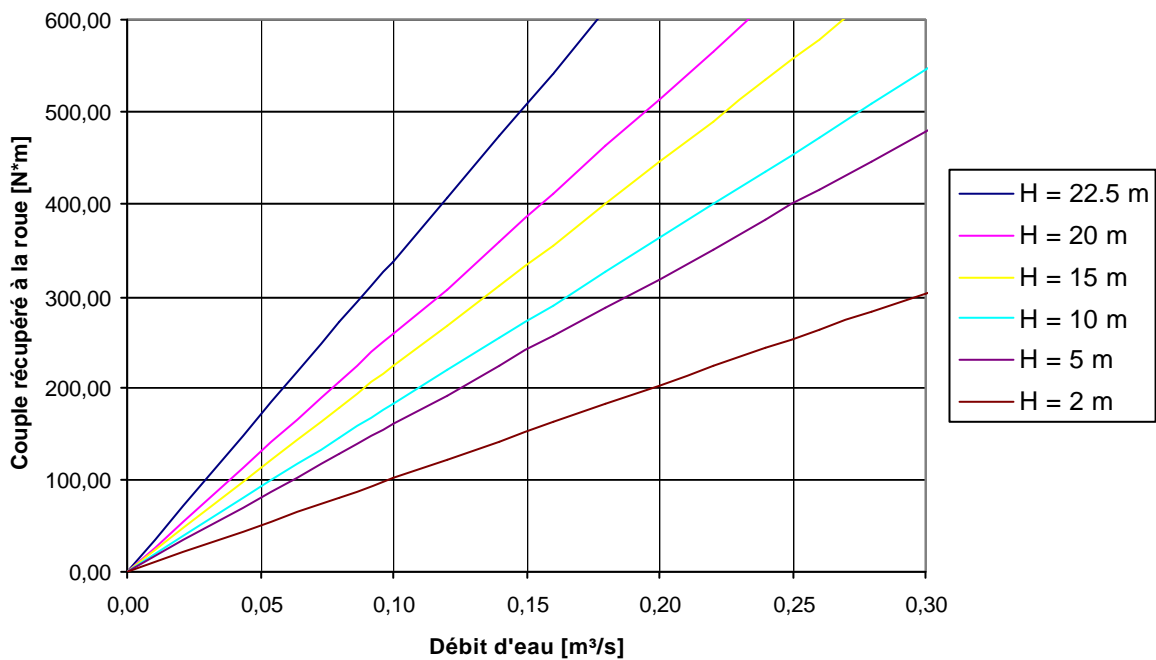


Figure 2.12 – $C = fct(Q)$.

Puissance récupérée à m'arbre du rotor en fonction du débit :

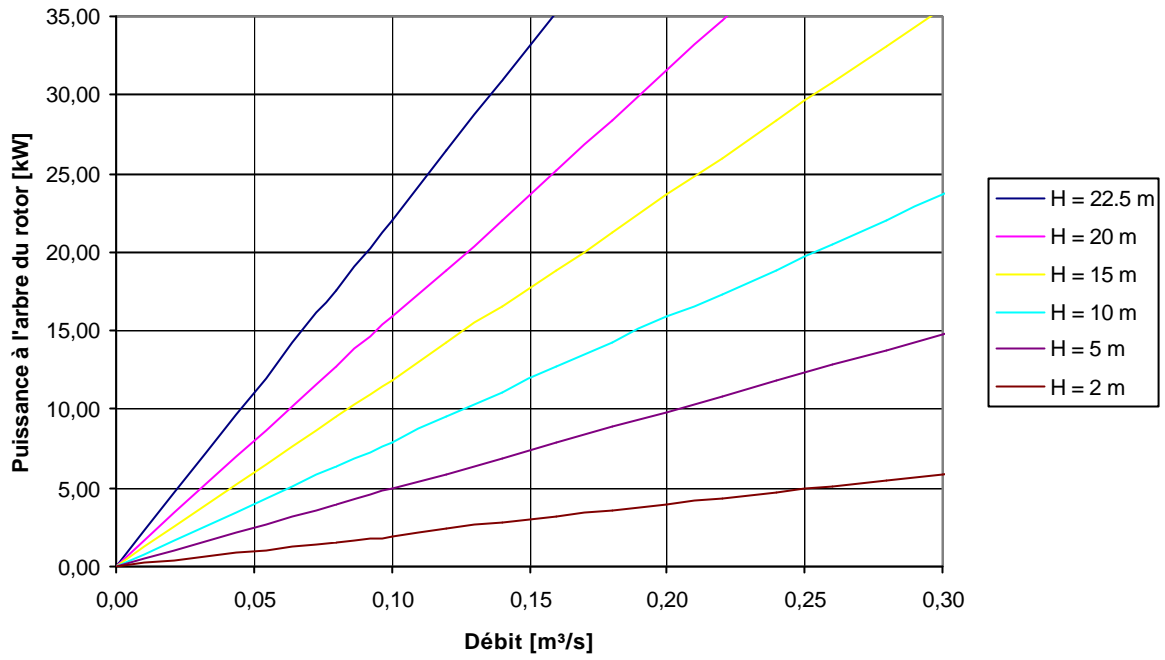


Figure 2.13 – $P = fct(Q)$.

Puissance récupérée en fonction de la hauteur d'eau:

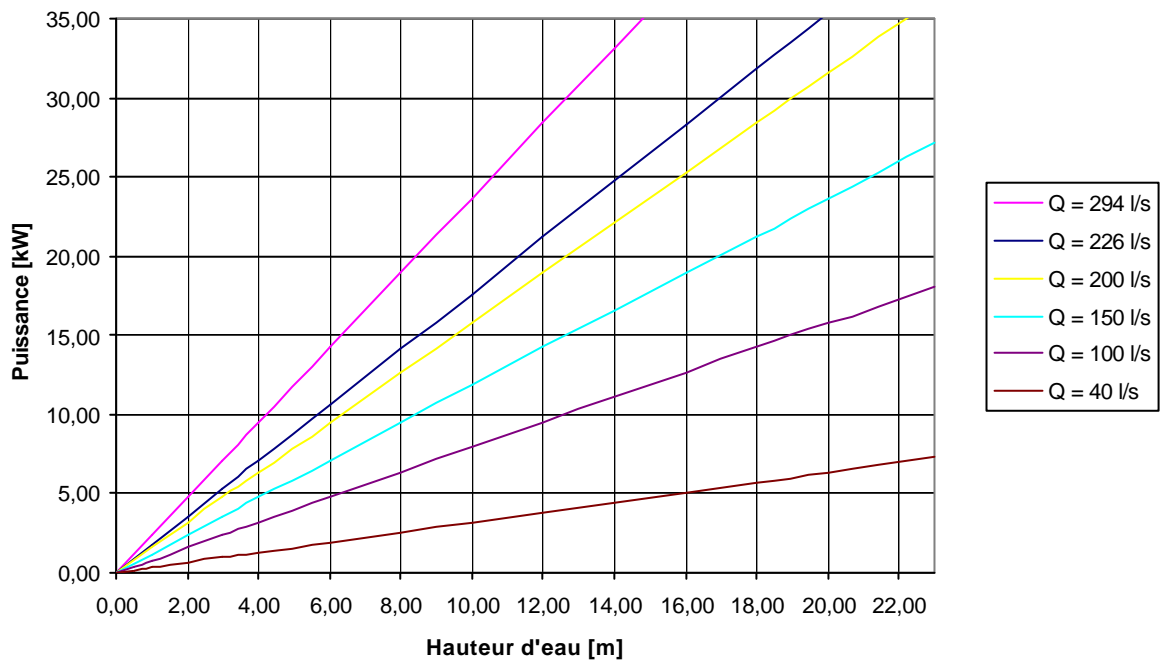


Figure 2.14 – $P = fct(H)$.

Vitesse de rotation du rotor en fonction de la hauteur d'eau :

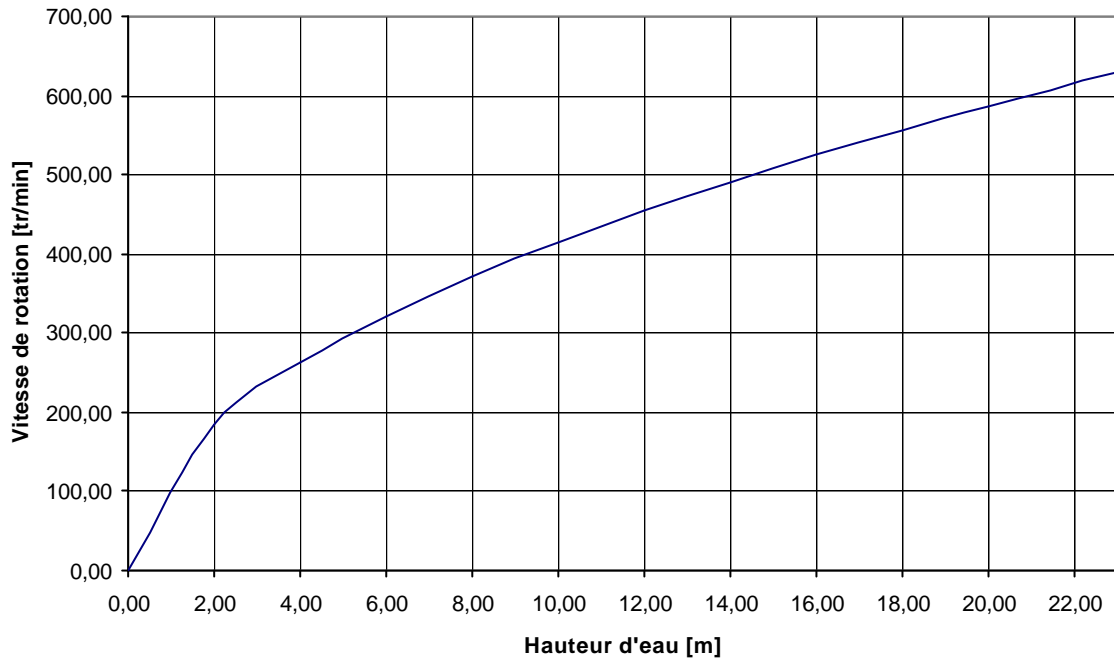


Figure 2.15 – $N = fct(H)$.

Largeur de l'admission en fonction de la hauteur d'eau :

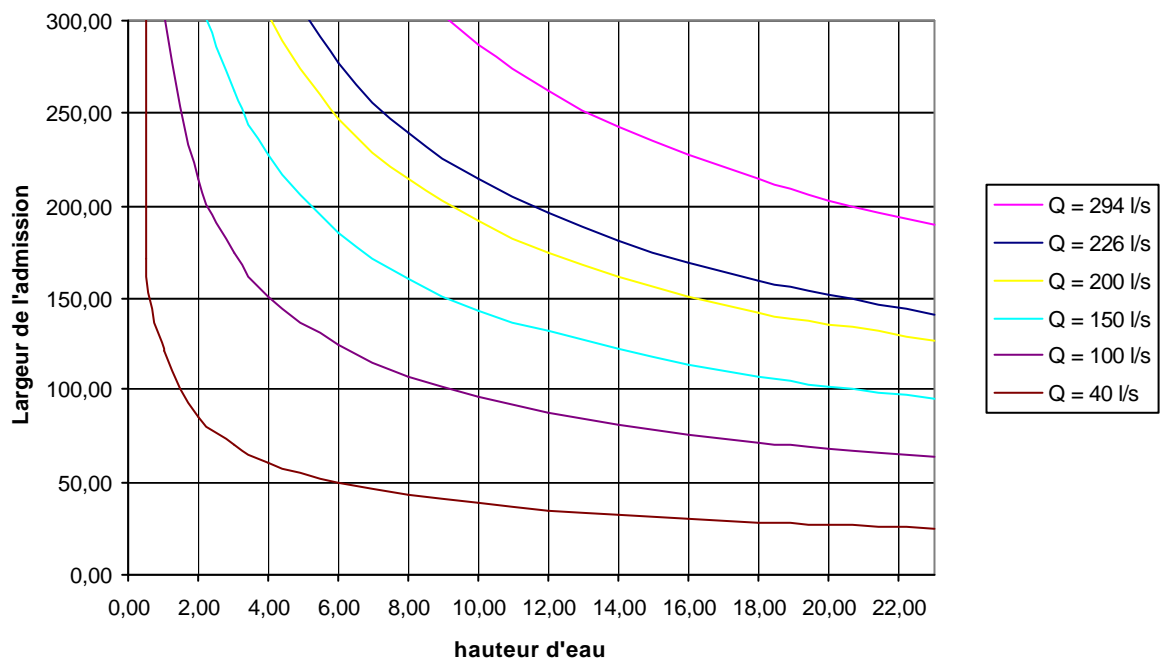


Figure 2.16 – $B = fct(H)$.

Largeur du rotor en fonction du débit :

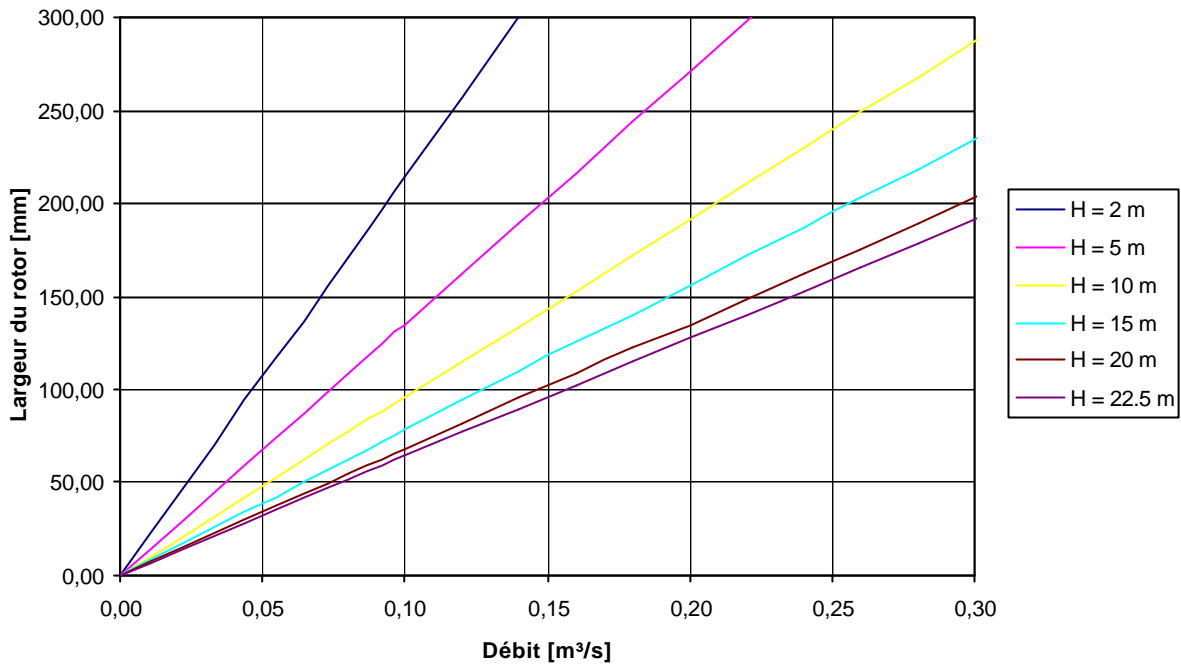


Figure 2.17 – $B = fct(Q)$.

2.7. Conclusion sur les courbes obtenues :

- Figure 2.11 :

La courbe représentant le couple en fonction de la hauteur d'eau est croissante et du second degré, elle suit bien l'allure de celle de la vitesse de rotation du rotor comme l'annonce la formule $C = P \cdot \omega$. On remarque que la contribution des premiers mètres de hauteur d'eau à la création du couple est plus importante comme nous montre l'évolution du coefficient angulaire.

- Figure 2.12, Figure 2.13 et Figure 2.14 :

Couple et puissance en fonction du débit ou de la hauteur d'eau sont linéaires et croissants quand respectivement H ou Q reste constant, ce que l'on avait prévu par la formule $P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$. En supposant bien sûr que la largeur de la turbine évolue avec le paramètre.

- Figure 2.15 :

La courbe de la vitesse de rotation en fonction de la hauteur d'eau est bien du second degré et croissante comme l'annonce la formule : $N = Cst \cdot \sqrt{H}$.

- Figure 2.16 :

La largeur du rotor en fonction de la hauteur d'eau est une hyperbole, ceci est dû à $C_1 = Cst \cdot \sqrt{H}$ qui se trouve au dénominateur de la formule.

Physiquement l'allure de la courbe s'explique par le fait que plus la hauteur d'eau est importante, plus grande est la vitesse de l'eau et donc la quantité d'eau par unité de temps traversant la machine est aussi plus importante. Pour une même puissance, on diminue donc la largeur de la machine. Et inversement pour une diminution de hauteur d'eau.

- Figure 2.17 :

La largeur du rotor en fonction du débit est croissante et linéaire, vu que $B = Cst \cdot Q$.

Chapitre 3

Conception de la turbine.

Ce chapitre expose les choix de conception adoptés. Il faut savoir que le processus de passage d'une idée ou d'un concept à une réalité est un processus créatif et itératif long. La réalisation des plans des différentes pièces est la partie du projet qui m'a pris le plus de temps. Les changements apportés durant la conception ne seront pas tous présentés ici, car ils sont trop nombreux.

1. Introduction.

La turbine JLA est produite par moulage pour la plupart des pièces de la machine, exception faite du rotor. La version actuelle de la JLA, en fonte, avait pour but d'avoir un rapport encombrement puissance le plus faible possible et une durabilité comparable aux turbines Ossberger.

Il s'agit d'étudier la conception d'une machine répondant à une demande lowcost pour des puissances de moins de 30 KW et principalement conçue pour des entraînements mécaniques de petits moulins et autres. Le rotor est celui des turbines JLA avec un axe plus petit.

Les choix adoptés dans la conception de la JLAKit sont guidés par l'intention de produire une machine fiable et lowcost, en restant au niveau de pays en voie de développement qui pourront la monter avec de faibles moyens techniques. Un peu le style Skat, Entech, Olade, mais en plus simple et en proposant directement les plans avec les fournitures (paliers, roulements, joints, tôles découpées au laser et aubages étirés), soit des produits haut de gamme mis à disposition des ateliers des pays du Sud, à pratiquement prix coûtant.

La fiabilité est un critère important, car dans les pays où elle sera utilisée, une panne ,même bénigne, peut arrêter la machine plusieurs semaines, le temps nécessaire à l'envoi de la pièce de rechange, souvent importée, et de faire venir un ouvrier qualifié.

Lowcost, car il existe déjà des turbines Banki de même puissance, fiables, mais non finançables pour de telles régions.

Le choix d'une machine mécano soudé, envoyée en kit, comportant des tôles cintrées, est dicté par l'outillage présent dans les pays en voie de développement, qui se résume souvent à un poste à souder et une meuleuse. De plus le produit n'existe pas encore sur le marché.

Les différents problèmes sont notamment :

Pour l'admission :

- Le choix de l'orientation de la conduite forcée par rapport à la bride d'entrée de la turbine. Doit-elle être verticale, horizontale ou inclinée comme cela se fait à Butembo ?
- La rigidité de la structure en tôle cintrée de 8mm pour l'injecteur n'est pas suffisante.

Pour la vanne :

- Quel type choisir : Papillon, guillotine, secteur, aileron,...
- La vanne sera t'elle démontable? L'assemblage sur l'axe sera t-il soudé, fretté,...
- Quelle conception de paliers choisir en regard des difficultés de précision en mécano soudé.

En général :

- Garantir l'accès au rotor et à la vanne.
- Toutes les exécutions seront faites en fonction de la largeur d'injection de l'eau dans le rotor qui sera la dimension variable permettant d'adapter la machine à plusieurs sites.
- La conception des brides permettant la liaison de la conduite forcée à la turbine et de la jupe d'aspiration.
- Eviter tout montage entraînant des problèmes d'étanchéité.
- Réaliser des fixations pour les machines entraînées qui pourraient être fixés directement au dessus de la turbine ou en articulation avec tension de la courroie par le poids du récepteur.

2. Admission.

2.1. Orientation de l'admission :

Elle peut-être soit horizontale, oblique ou verticale ; on remarque une tendance chez la plupart des constructeurs à la placer horizontalement. Nous choisissons cette dernière qui semble la plus appropriée, car :

- Il est plus simple de démonter une turbine à admission horizontale.
- Une entrée inclinée coince la turbine entre le plan de fixation du bâti et celui de la bride de la conduite forcée ; il en résulte des contraintes importantes sur la machine au moindre mouvement de la conduite.
- Le dernier socle de maintien de la conduite rigidifie l'ensemble de cette dernière.

Par contre une admission oblique réduit les travaux de génie civil et fait économiser un coude.

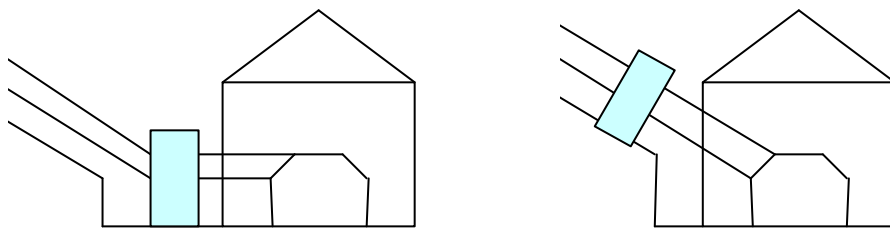


Figure 3.1 – Orientation de l'admission.

2.2. Choix de l'angle d'admission ? :

Les essais réalisés par M. Willot sur ces turbines ont montré une diminution du rendement lorsque l'angle d'admission dépasse les 120°. Cependant la JLAKit n'est pas destinée à de grands débits. Avec un rotor d'une largeur maximale de 300 mm, les débits calculés avec une entrée à 120° sont trop importants (voir résultats ci-dessous).

Mr Willot préfère un angle de 80°, car on ne cherche pas la puissance maximum avec une machine possédant un rotor très court.

Après l'étude d'une injection possédant un angle de 80°, on s'est rendu compte que le choix de la vanne aileron, par son encombrement, influence le choix de cette valeur. On a donc opté pour un angle de 105° permettant l'utilisation d'une admission moins imposante et intégrant mieux la vanne aileron.

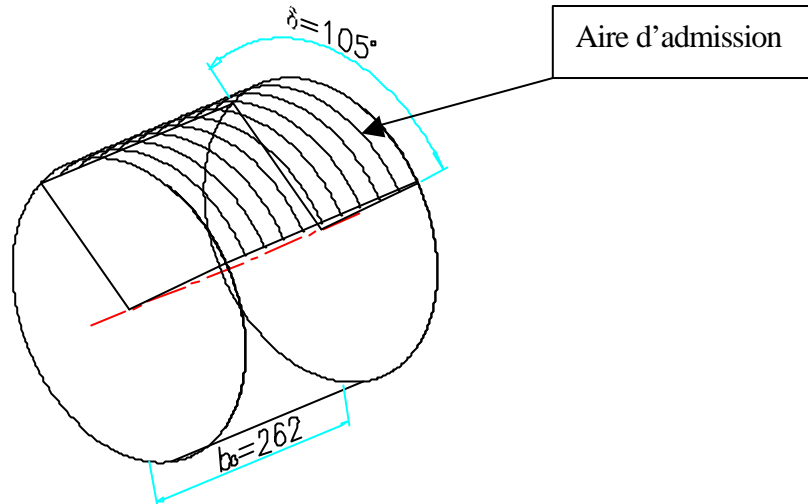


Figure 3.2 – Aire d'admission du rotor.

b_0 : largeur utile du flux d'admission à l'entrée du rotor

= largeur du rotor – 2*(largeur flasque admission + largeur de déviation du fluide)

= 300 – 2*(8+11) = 262 mm

L : longueur de l'arc de l'aire d'admission

= $\pi * D_1 * \delta / 360 = 3.14 * 293 * 105 / 360 = 255.56$ mm

A : aire d'admission du flux d'eau

= $b_0 * L = 262 * 255.56 = 66957.01$ mm²

Q_r : débit d'eau requis pour cette aire d'admission

= $A * v$

avec v la vitesse du flux d'eau perpendiculaire à l'aire d'admission. Cette composante de la vitesse absolue est équivalente à la vitesse radiale c_m .

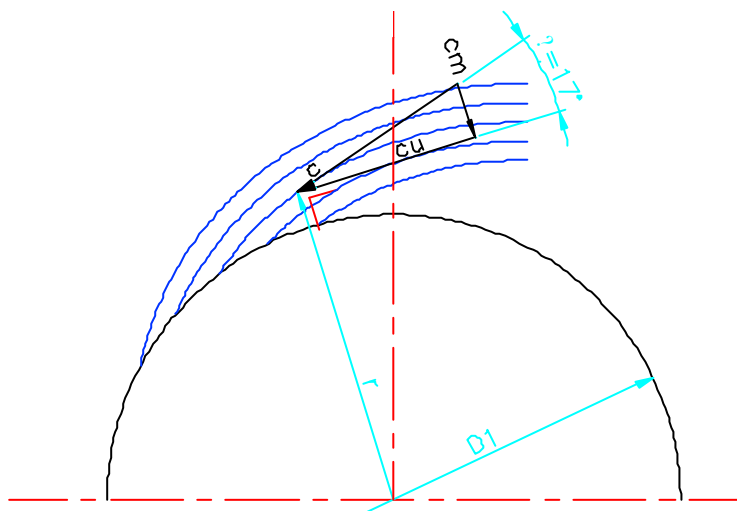


Figure 3.3 – Vitesse radiale du flux d'entrée dans le rotor.

$Q_r = A * c_m = b_0 * L * c * \sin \delta$

= $b_0 * D_1 * \pi * \delta / 360 * v * (2 * g * H)^{0.5} * \sin \delta$

Pour une admission de 120° et une hauteur d'eau de 15m le débit maximum est de
 $Q_{r_120^\circ} = 262 \cdot 10^{-3} \cdot 293 \cdot 10^{-3} \cdot 3.14 \cdot (120/360) \cdot v \cdot (2 \cdot 9.81 \cdot 15) \cdot \sin 17 = 0.403 \text{ m}^3/\text{s}$

Pour une admission de 80° et une hauteur d'eau de 15m le débit maximum est de
 $Q_{r_80^\circ} = 262 \cdot 10^{-3} \cdot 293 \cdot 10^{-3} \cdot 3.14 \cdot (80/360) \cdot v \cdot (2 \cdot 9.81 \cdot 15) \cdot \sin 17 = 0.269 \text{ m}^3/\text{s}$

2.3. Calcul de la hauteur de la bride d'entrée, h_b :

Soit la surface de la bride d'entrée = surface d'admission nette sur le rotor, $S_b = S_{an}$.

S_{an} est égale à l'aire d'admission du flux d'eau moins l'aire occupée par les aubages, avec un angle d'admission de 105° l'eau rencontre 8 aubages d'une épaisseur de 5mm.

$$b_0 \cdot h_b = b_0 \cdot L \cdot 8 \cdot 5 \cdot b_0$$

$$h_b = 255.26740 = 215.26 \text{ mm}$$

Un angle d'admission de 80° nous donne $h_b = 204.55 \text{ mm}$

Le profil de l'admission devant être le plus court possible, on choisi $h_b = 200 \text{ mm}$ vu qu'une surface d'admission due à un angle de 80° est suffisante.

2.4. Largeur de l'admission par rapport au rotor :

Lorsque l'eau quitte l'admission pour rentrer dans le rotor, la veine de fluide s'élargi. Pour s'assurer que toute l'eau provenant de l'admission traverse le rotor, la cote désignant la largeur entre les faces internes des profil latéraux de l'admission, doit être de 22 mm inférieure à la cote représentant la dimension entre les faces internes des flasques du rotor. Ainsi les risques de voir une partie du débit passer à coté du rotor sont limités.



Figure 3.4? Largeur de l'admission.

2.5. Courbure de la tôle défléctrice de l'admission :

Pour garantir un angle d'admission correct des lignes de flux d'eau dans le rotor, l'équation $r \cdot \alpha = \text{constante}$ doit être satisfaite.

L'unique courbe répondant à cette condition est la spirale logarithmique : elle forme un angle constant entre sa tangente et la droite passant par l'origine.

Elle est donnée par l'équation :

$$r(\alpha) = e^{k\alpha} \quad \text{avec } k = \tan \alpha$$

?

Calcul des rayons, R, permettant de tracer la tôle défléctrice supérieure de l'admission :

$$R = r(\alpha) \cdot (D_1 + j)$$

Diamètre rotor [mm]: $D_1 =$ 293
 Angle d'admission de l'eau [°] : $\alpha =$ 17
 Jeu entre rotor et admission [mm] : $j =$ 2

α [rad]	r [mm]	R [mm]
0	1,000	148,500
0,087	1,027	152,501
0,175	1,055	156,657
0,262	1,083	160,878
0,349	1,113	165,212
0,436	1,143	169,663
0,524	1,174	174,287
0,611	1,205	178,982
0,698	1,238	183,804
0,785	1,271	188,756
0,873	1,306	193,900
0,96	1,341	199,124
1,047	1,377	204,489
1,134	1,414	209,998
1,222	1,453	215,721
1,309	1,492	221,533
1,396	1,532	227,501
1,484	1,574	233,702
1,571	1,616	239,998

Figure 3.5 – Tableau reprenant les cotes de la tôle défléctrice supérieure.

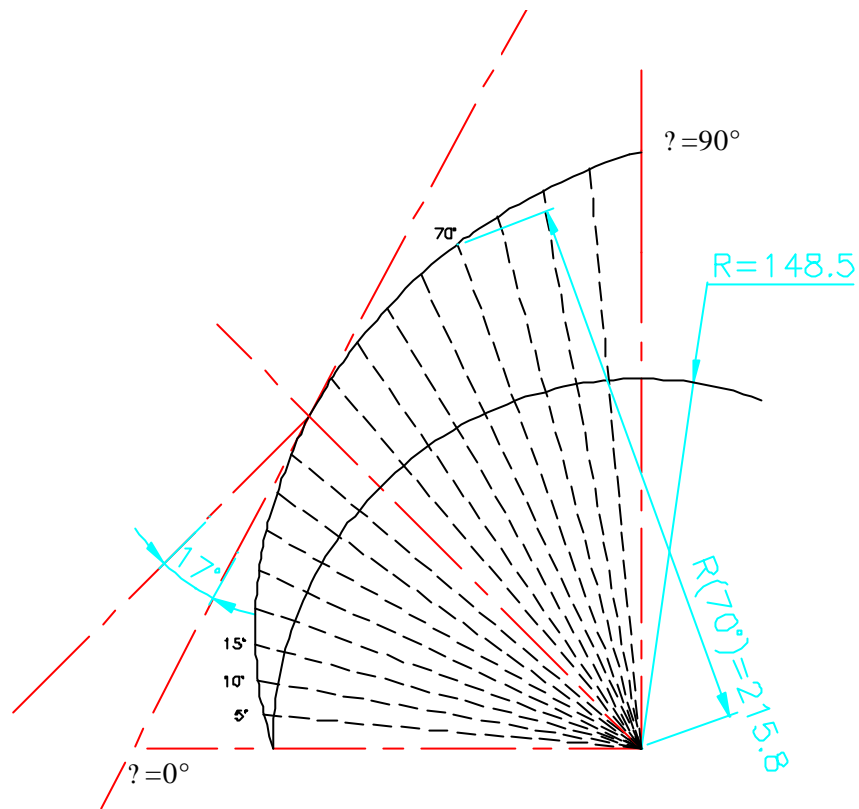


Figure 3.6 – Courbure de la tôle déflectrice de l'admission.

2.6. Rigidification de l'injecteur :

Pour résoudre ce problème on mettra 3 profils UPN 80 sur la partie supérieure de l'admission s'encastrent dans la tôle latérale d'épaisseur 15 mm de la turbine. Ils seront prélevés d'une même barre pour avoir des emboîtements les plus précis possible. La partie inférieure de l'admission sera rigidifiée par un fer U mouluré à froid 60*30*4 mm. Utiliser deux profils différents est un inconvénient, mais il est impossible d'utiliser un UPN 80 pour la partie inférieure car on serait alors obligé de le fixer par une aile.

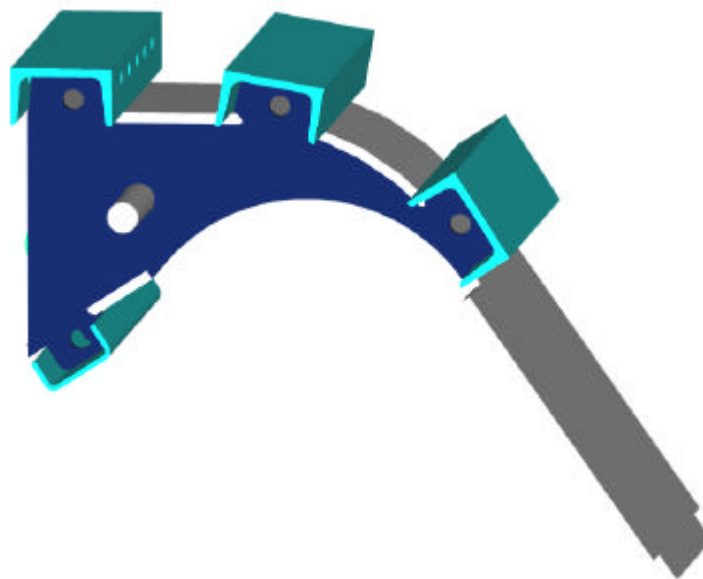


Figure 3.7 – Rigidification de l'admission par des profils marchands.

Une seconde solution proposée serait de renoncer aux UPN et de transmettre les efforts entièrement via des tiges $\varnothing 20$ filetées aux extrémités et les entretoises. Il faudrait créer des nervures sur le profilé supérieur de l'admission à l'aide de fers plats, découpés à forme et soudés, afin d'éviter la flexion de cette pièce. Le défaut de cette solution est une perte de rigidité de l'ensemble de la turbine et l'impossibilité de réaliser des fixations au dessus de celle-ci pour les machines entraînées ou le déplacement de la turbine à l'aide d'anneaux de levage.

3. Bride d'entrée et accès à la vanne.

La bride sera constituée de deux parties, l'une utilisant une UPN 80 servant à la rigidification de l'admission et l'autre de fers plats d'épaisseur 4mm soudés.

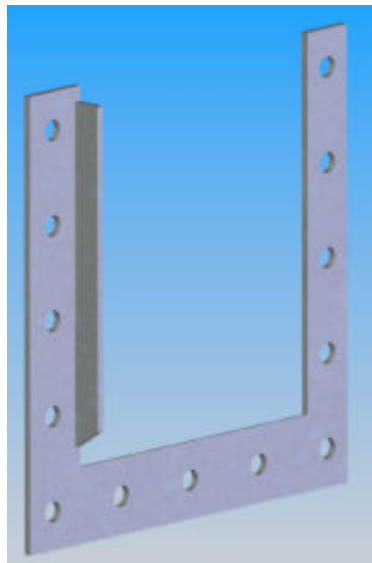


Figure 3.8 – Partie inférieure de la bride d'entrée.

La seule possibilité existante pour démonter la vanne est de la sortir par le côté de l'admission en retirant un profil latéral. Ceci entraîne des problèmes d'étanchéité entre le profil latéral démontable et la bride d'entrée. Pour y remédier on utilisera un joint de type para en caoutchouc, d'épaisseur 2 mm, pressé entre ces deux pièces. Ce joint résiste très bien à l'abrasion.

La bride est donc entièrement soudée à l'admission sauf du côté démontable où le joint para assure l'étanchéité.

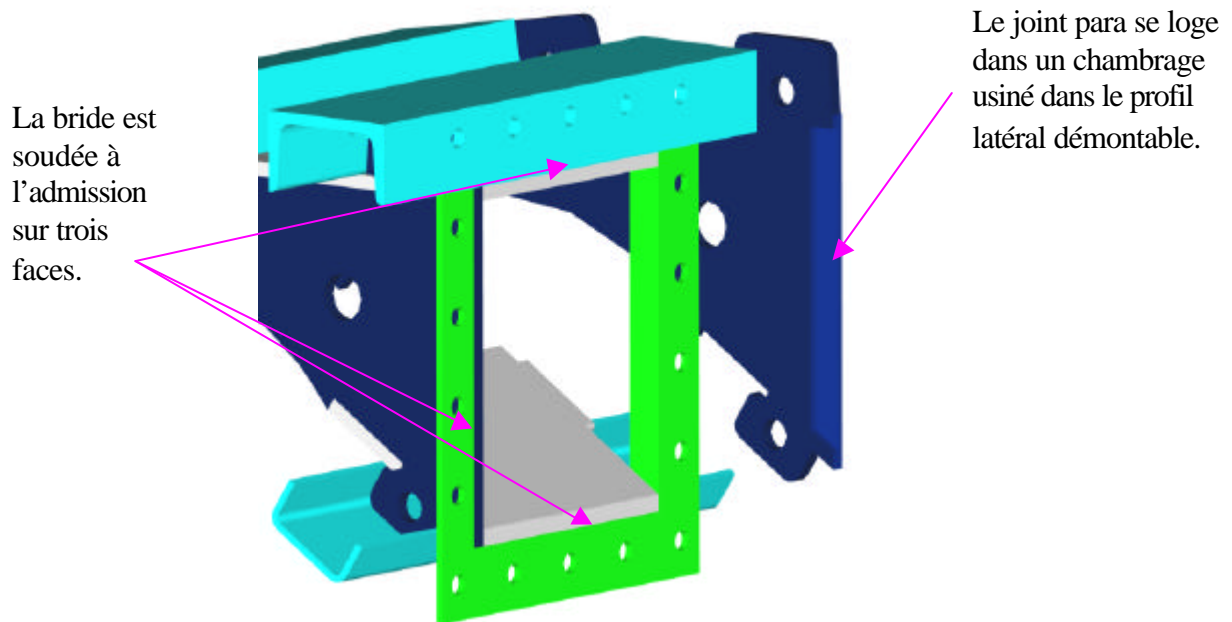


Figure 3.9 – Accès à la vanne.

Pour permettre le maintien du profil latéral démontable contre les tôles déflectrices inférieures et supérieures de l'admission, on utilisera 4 tiges filetées M16 situées le plus près possible de ces tôles afin de limiter la flexion des oreilles de maintien lors du serrage.

3.1. Moyen mis en œuvre pour faciliter le montage :

Des encastremements ont été réalisés entre les profils latéraux et les tôles déflectrices de l'admission. Les possibilités d'erreurs au montage sont ainsi réduites, les pièces étant parfaitement localisées les unes par rapport aux autres, l'admission se monte comme un jeu de construction « Lego ».

L'extrémité des encastremements sont biseauté pour permettre aux pièces de s'emboîter plus facilement si elles présentent un défaut de pliage.

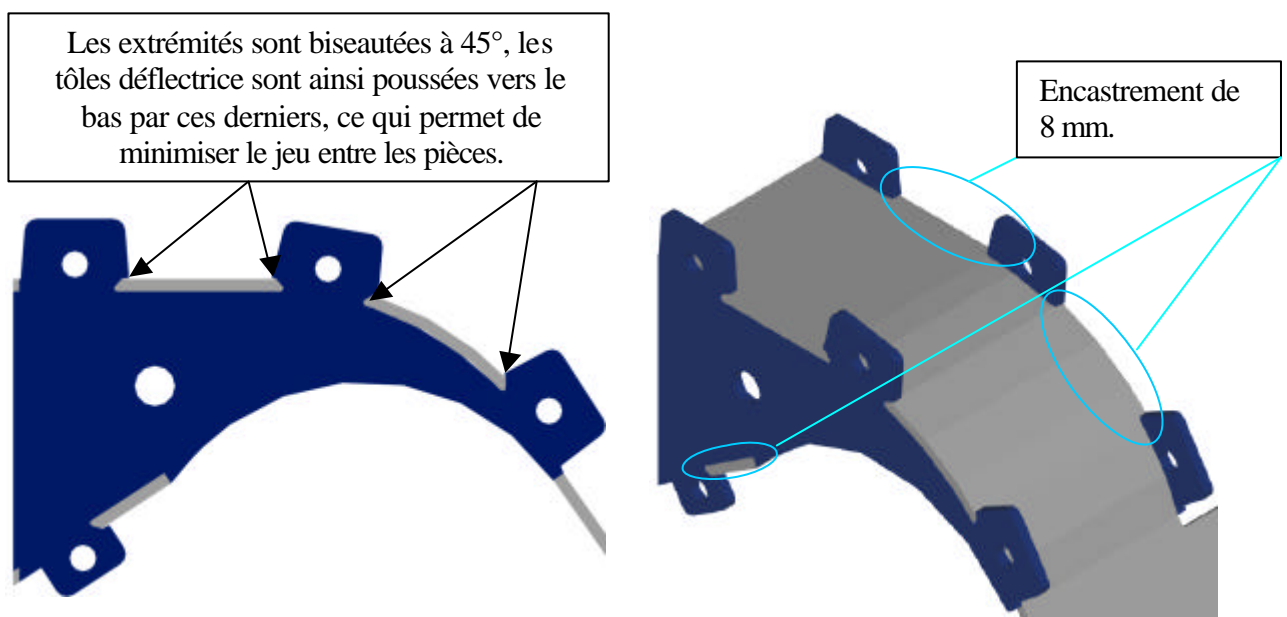


Figure 3.10 – Montage de l'admission.

3.2. Localisation latérale de l'admission dans la turbine :

Elle est assurée par 16 entretoises constituées de tube iso moyen noir 1/2". Ces dernières sont emmanchées sur les tiges filetées M16 entre les tôles latérales et l'admission.

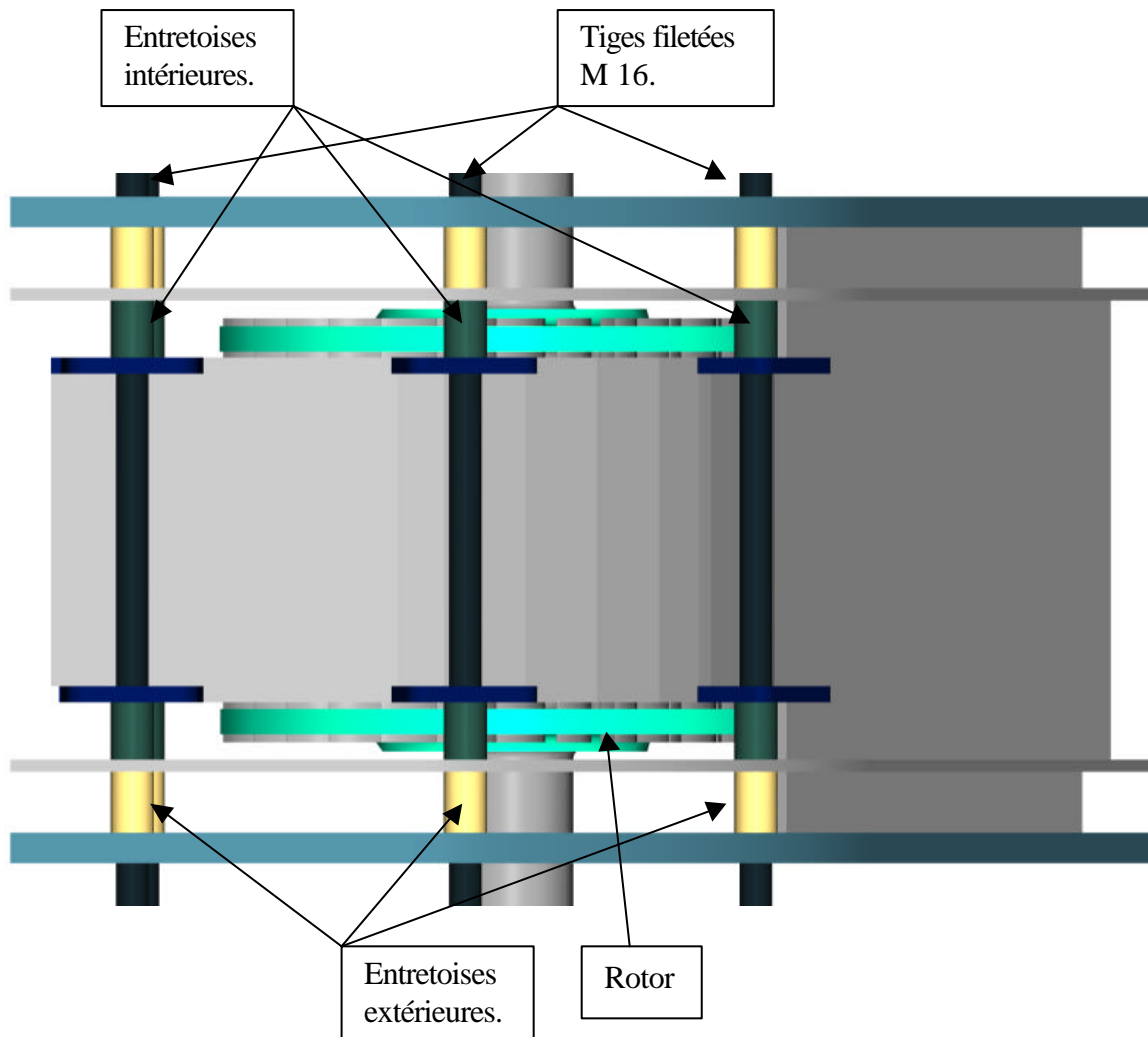
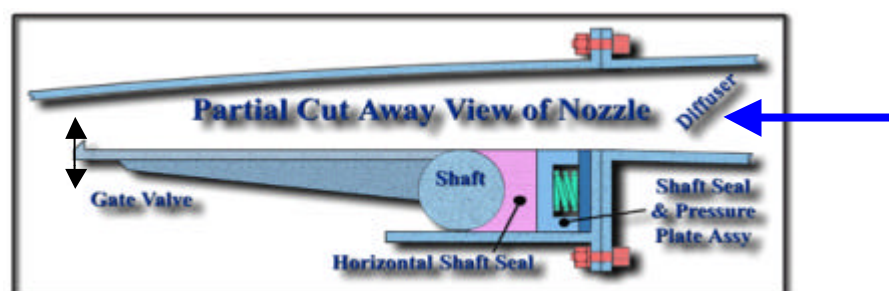


Figure 3.11 ?Vue du dessus montrant les entretoises positionnant latéralement l'admission par rapport au rotor.

4. Vanne.

4.1. Choix du type de vanne :

a) Vanne décrite par Joe Cole dans son livre « Crossflow turbine abstract » :



Cette vanne offre la possibilité d'utiliser une régulation par coussin d'air ou manivelle simple à réaliser. Malheureusement, elle perturbe trop le fluide en position intermédiaire et on doit fournir un effort trop important à la fermeture. Elle ne sera donc pas retenue dans notre conception.

b) Vanne aileron :

Son choix se justifie, car :

- Les plus grands fabricants l'utilisent : Ossberger, Entech, JLA, ...
- Elle ne perturbe pas trop l'écoulement lorsqu'elle est en position intermédiaire.
- Elle est simple à fabriquer.

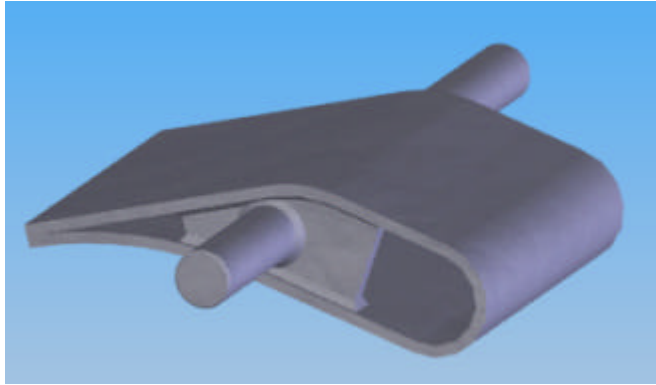


Figure 3.12 – Vanne aileron de la JLAKit.

Remarque :

- La vanne sera soudée sur l'axe, pour éviter de l'usiner, via deux fers découpés au laser. Ces deux liaisons ne doivent pas rendre étanche l'intérieur du corps de la vanne, une circulation d'eau à l'intérieur de celle-ci n'est pas gênante.
- Le corps de la vanne est constitué de 2 tôles d'épaisseur 8 mm pliées. Les lignes de contact avec la vanne et l'admission assurant la fermeture correcte du circuit doivent se trouver sur la même tôle supérieure, afin d'éliminer tout défaut de positionnement créer lors du montage. De plus les soudures assurant la liaison des 2 pièces ne peuvent être face au flux. Ces arguments nous ont obligé à réaliser un demi cylindre complet sur la tôle supérieure, rendant difficile le pliage de cette pièce.

Le pliage de cette partie de la vanne n'est pas garanti par tous les chaudronniers contactés. Cela dépend des V de pliage et des presses qu'ils ont à leur disposition.

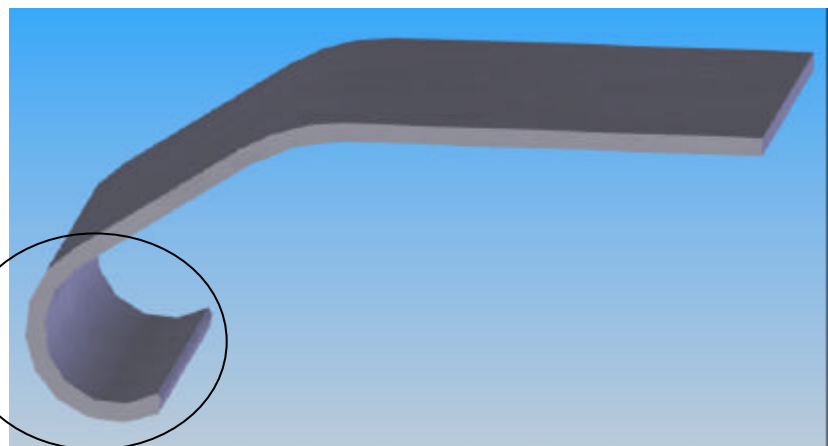


Figure 3.13 – Tôle supérieure de la vanne.

4.2. Positionnement de la vanne dans l'admission :

La vanne aileron divise le flux en deux. D'après Mr Willot le parcours du jet inférieur est moins efficace car il fini par rencontrer l'axe. On positionne la vanne de manière à ce que le flux inférieur soit moins important que le supérieur.

Rapport de flux mesuré :

T12 : 35/16

JLA : 10/7

OLADE : 9/7

GATE : 7/9

La position de l'axe par rapport à la vanne est trouvée en amenant le centre de poussée de l'eau au centre de l'axe de la vanne, ce qui équilibre les forces de pressions en limitant le couple appliqué au système de commande.

4.3. Etanchéité de la vanne :

L'étanchéité complète de la vanne en position fermée n'est pas une priorité dans ce type de machine : l'arrêt complet sera fait via des dispositions du génie civil passant par une mise à sec de la conduite. Il est préférable de laisser tourner la machine même avec une fuite pour autant que la vitesse ne soit pas supérieure à la vitesse normale de travail.

Dans le but de limiter les fuites via les flancs de la vanne cette dernière est 1.5 mm plus large que l'admission, ce qui nous permet de les ajuster lors du montage. En déposant un peu d'encre sur les flasques latéraux de l'admission et en mettant la vanne en contact avec celle-ci, on pourra ainsi déterminer si la vanne touche partout ; si c'est le cas elle sera étanche, sinon il faut l'ajuster en retirant de la matière aux endroits imprégnés d'encre. On recommence l'opération jusqu'à l'obtention de deux faces noires.

L'ajustage des deux lignes de contact permettant la coupure du flux d'eau se réalise en retirant de la matière au bec de la vanne qui est 5 mm trop long pour permettre cette opération.

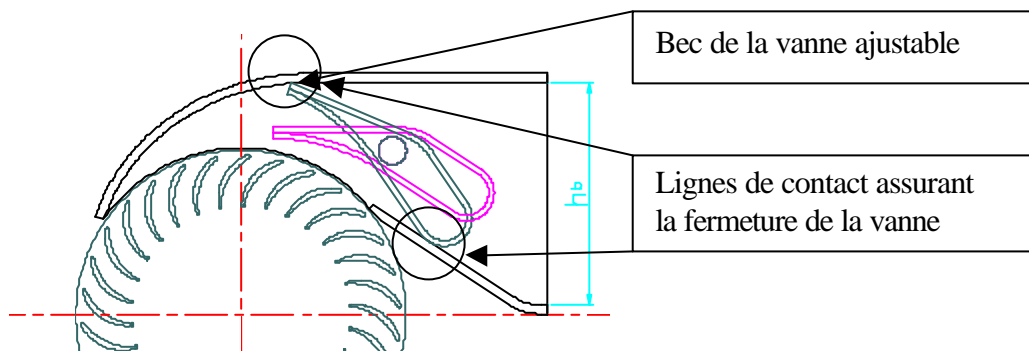


Figure 3.14 – Positions ouverte et fermée de la vanne.

Remarque :

Certaines turbines ont l'admission compartimentée (répartition du flux suivant le rapport 1/3 et 2/3) la vanne est divisée en deux parties permettant de garder un rendement élevé lorsque le débit varie. La JLAkit ne possèdera pas cette caractéristique par simplicité.

5. Paliers de la vanne.

On choisit d'utiliser une rotule comme élément intermédiaire entre l'axe et le palier car elle possède de nombreux avantages. La rigidité est une caractéristique qui rend le mouvement difficile, alors que la flexibilité facilite l'auto-alignement et la capacité à supporter des charges sans souffrir de fatigue au cours du travail. Les rotules lisses compensent les défauts d'alignement et la flexion de l'arbre, les concentrations de contrainte dans les paliers et leur usure prématurée.

Toute la construction sera non seulement plus robuste, entraînant une durée de vie plus longue et une fiabilité accrue, mais sera aussi plus simple, puisque de légers défauts dimensionnels pourront être plus facilement tolérés.

On utilise une rotule SAR1-25 autolubrifiante en chrome dur + PTFE dont la lubrification, la maintenance et l'inspection ne sont pas nécessaires.

Quelques règles de bonne pratique sont à respecter lorsque l'on conçoit des paliers pour une turbine:

- Réduire les longueurs afin de limiter la flexion de l'arbre.
- Eviter les emboîtements profonds qui seront difficilement démontables après la rouille.
- Choisir une matière première facilement usinable, ST 52, si on utilise de la fonte en coulée continue plus facile pour l'usinage et moins sujette à la corrosion.
- Permettre à l'humidité de sortir des paliers en créant un égouttage dans sa partie inférieure.
- Fixer la position axiale d'un roulement et laisser la possibilité à l'autre de se déplacer légèrement pour éviter l'apparition de contraintes de compression ou de traction dues à la dilatation.

5.1. Evolution des plans du palier de la vanne :

1)

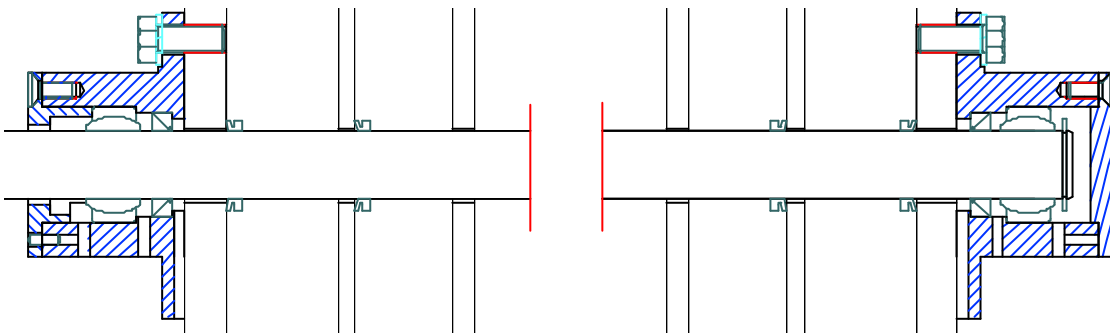


Figure 3.15 – Premier palier dessiné.

Remarques :

- La portée entre les 2 rotules est trop grande.
- Le couvercle troué possède un emboîtement trop long.
- On peut réduire le nombre de points d'égouttage.
- L'utilisation de circlips pour localiser l'axe de la vanne est inutile car elle est bloquée latéralement par les flasques latéraux de l'admission.

2)

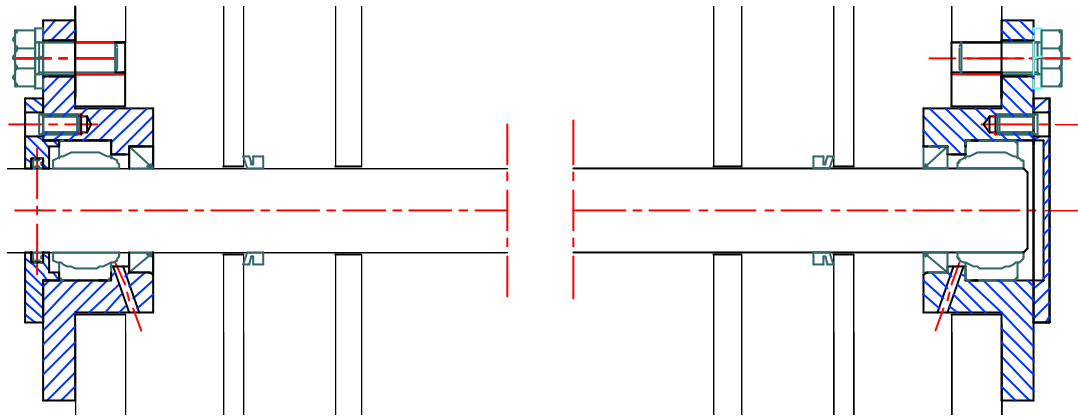


Figure 3.16 – deuxième palier dessiné.

Remarque :

- La portée entre les 2 rotules peut encore être réduite.

3)

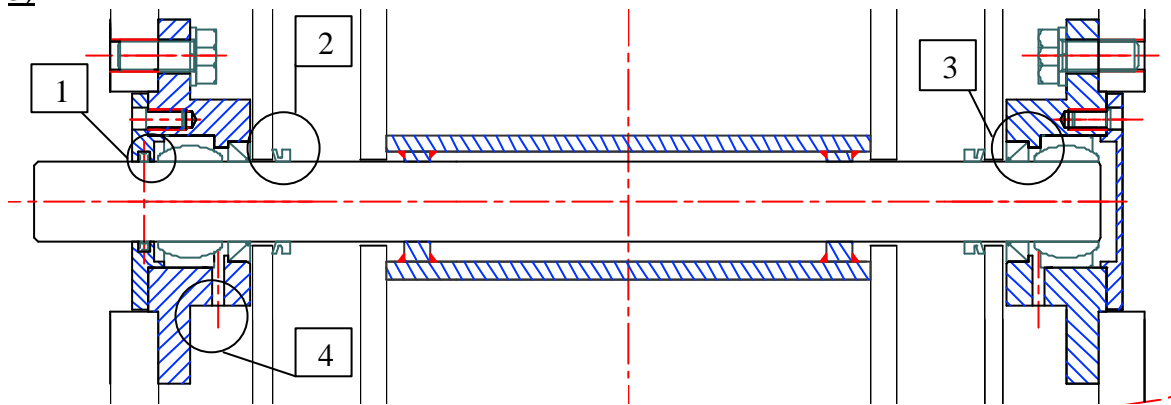


Figure 3.17 – Palier final de la vanne et étanchéité des paliers.

5.2. Étanchéité des paliers de la vanne :

Repère 1 : Quad-ring

On en met un au niveau du couvercle troué, cette opération a un faible coût.

Conditions de fonctionnement d'un quad-ring :

Arbre : $Ra=0.1-0.3 \mu m$ et tolérance H7

Domaines d'applications :

Application dynamique ou statique correspondant dans une large mesure aux joints toriques mais en offrant une meilleure étanchéité et de nombreux autres avantages.

Repère 2 : V-seal

Repère 3 : Bagues d'étanchéité

Pour l'eau ERIKS estime que la lubrification naturelle est suffisante.

Repère 4 : Trou permettant l'égouttage d'une éventuelle fuite.

Remarque :

Les paliers du prototype sont usinés en acier St52. Des plans de paliers en fonte ont aussi été créés ; ils seront utilisés pour une production de la turbine en moyenne série.

6. Régulation de la vanne.

Assemblage du système de régulation à l'arbre de la vanne :

La liaison à l'arbre de la vanne se fera à l'aide d'un système permettant le réglage de la position angulaire de la vanne après montage, cette dernière étant solidaire de l'axe. On utilise une bague de serrage « Blocax » qui contrairement à l'emploi d'une clavette nous permettra un ajustement de la position de la vanne.

Tableau donnant le couples (M) et effort axiale (Fa) transmissibles ainsi que le diamètre minimum du moyeu (Dm) en fonction de la limite élastique du matériau, exprimée en N/mm²:

BLOCAX A					Vis de serrage			Efforts transmissibles			
Code	d	D	L	B	N	Ø*I	Couple de serrage	M [Nm]	Fa [kN]	Pm [N/mm ²]	Pa [N/mm ²]
BLA25	25	50	26	20	8	6*18	16 N/m	430	34	110	220
					? 0,2 [N/mm ²]						
					200		250		300		350
D _m	71				65		62		60		

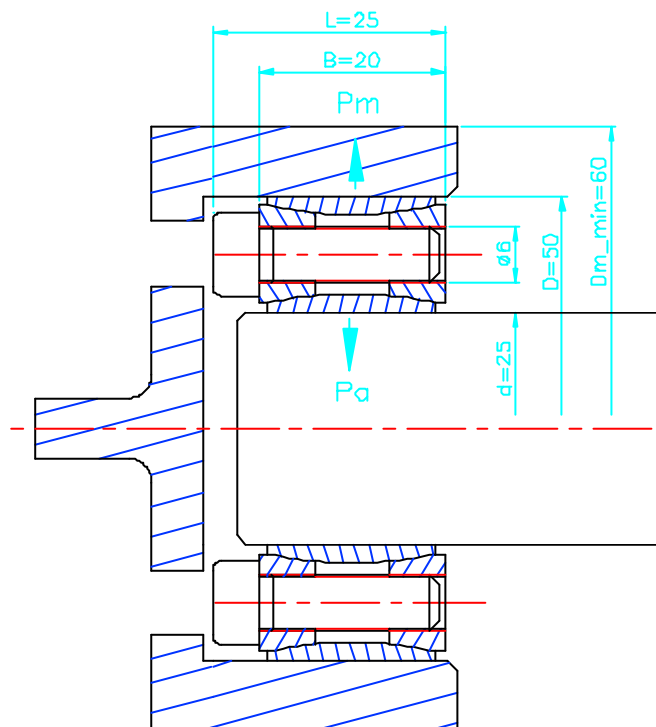


Figure 3.18 – Dimension de la bague de serrage et du moyeu.

Vérification du moment transmissible par la bague :

$$M \leq K_1 \cdot v (M_t^2 + (F_a \cdot d)/4)$$

Avec $K_1 = 1.5$ (mouvement irrégulier)

$$F_a = 0$$

$$M_t = 19.76 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$430 \geq 29.64 \quad \text{OK}$$

Choix du système de régulation :

Le système utilisé doit interdire une manœuvre rapide de la vanne qui produirait un coup de bélier.



Le premier système dessiné est constitué d'une vis permettant la translation d'un écrou entre deux coussinets. A l'aide de deux leviers, le déplacement linéaire de l'écrou est transformé en mouvement de rotation. Ce système permet une grande démultiplication du mouvement de la vanne et est irréversible. Il est malheureusement compliqué à réaliser et coûteux par rapport à d'autre solution.

Finalement on a choisi un renvoi d'angle à vis sans fin (irréversible) de la marque motovario du type NVR 040.



Figure 3.19 – Photo et principe de fonctionnement d'un réducteur à vis sans fin NVR040 de chez Motovario.

(n1=500)							
M2 (Nm)	i	P1 (kW)	n2 (1/min)	Grandezza, Size, Größe, Taille, Tamaño	Fr2 (N)	Fr1 (N)	
49	5	0.60	100.0	NRV040	1619	350	302
54	7.5	0.45	66.7		1853	350	
54	10	0.35	50.0		2040	350	
55	15	0.26	33.3		2335	350	
52	20	0.19	25.0		2570	350	
49	25	0.15	20.0		2769	350	
58	30	0.16	16.7		2942	350	
53	40	0.12	12.5		3238	350	
49	50	0.10	10.0		3488	350	
46	60	0.08	8.3		3490	350	
40	80	0.06	6.3		3490	350	
36	100	0.05	5.0		3490	350	

Figure 3.20 – Performance du NVR040 pour une vitesse d'entraînement de 500 tr/min.

Le moment transmissible par le NVR040 est bien supérieur au moment à transmettre.

7. Bride de sortie.

Elle est réalisée avec des UPN 80 et sert en même temps de bâti et d'assise à la turbine.

Dimension :

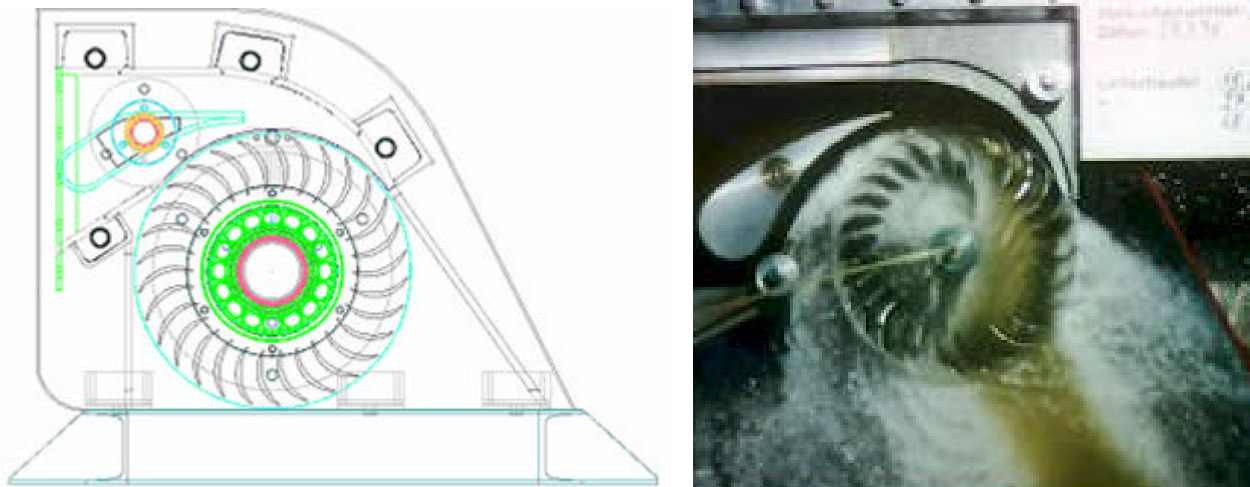


Figure 3.21 – Schéma en coupe de la JLAKit à gauche et visualisation du trajet réel suivi par l'eau dans une turbine Banki à droite.

La photo de droite ci-dessus nous permet de déterminer la longueur de la bride de sortie. Pour que le fluide ne soit pas gêné lorsqu'il quitte le rotor par les tôles constituant la partie inférieure de la machine, on est obligé d'incliner celle se trouvant à l'avant du rotor. Ce qui a pour conséquence d'augmenter la longueur de la turbine et donc de la bride.

Fixation de la bride à la turbine :

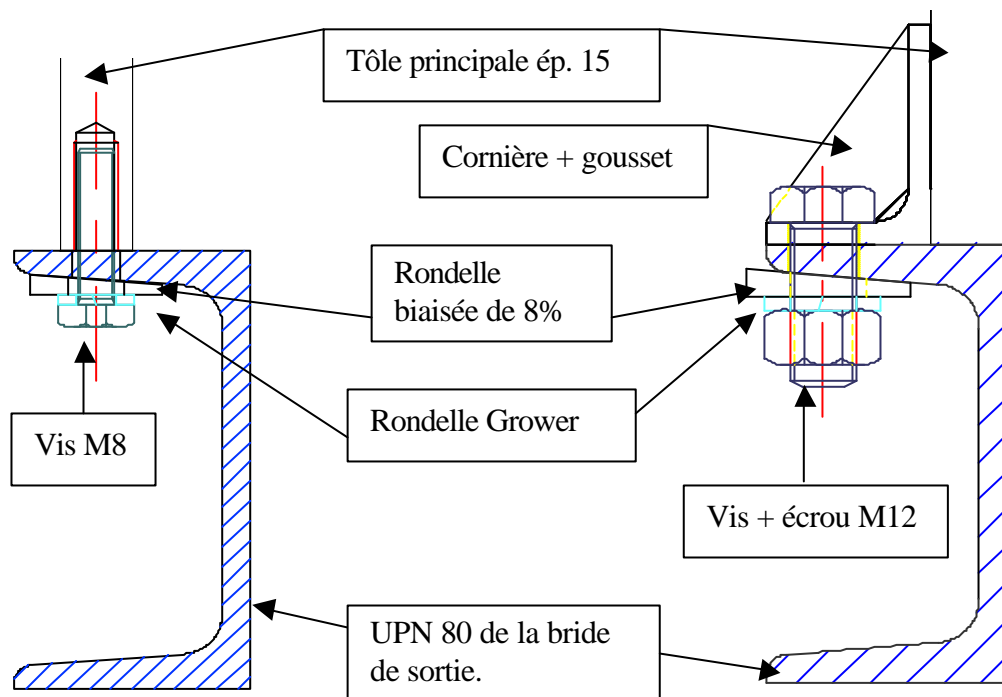


Figure 3.22 – Fixation de la turbine à la bride de sortie servant de bâti, à gauche la solution abandonnée et à droite la version définitive.

La première idée était de tarauder directement des filets M8 dans l'épaisseur de 15mm de la tôle principale. Ce choix est à proscrire, car les vis risquent de gripper et de casser lors d'un éventuel démontage. On utilise à la place trois cornières 40*30*4 rigidifiée par deux goussets : elles sont soudées sur le flanc de cette tôle et fixées à la bride via des vis + écrous M12. Si les M12 grippent, on peut les couper et les remplacer sans devoir forer et tarauder.

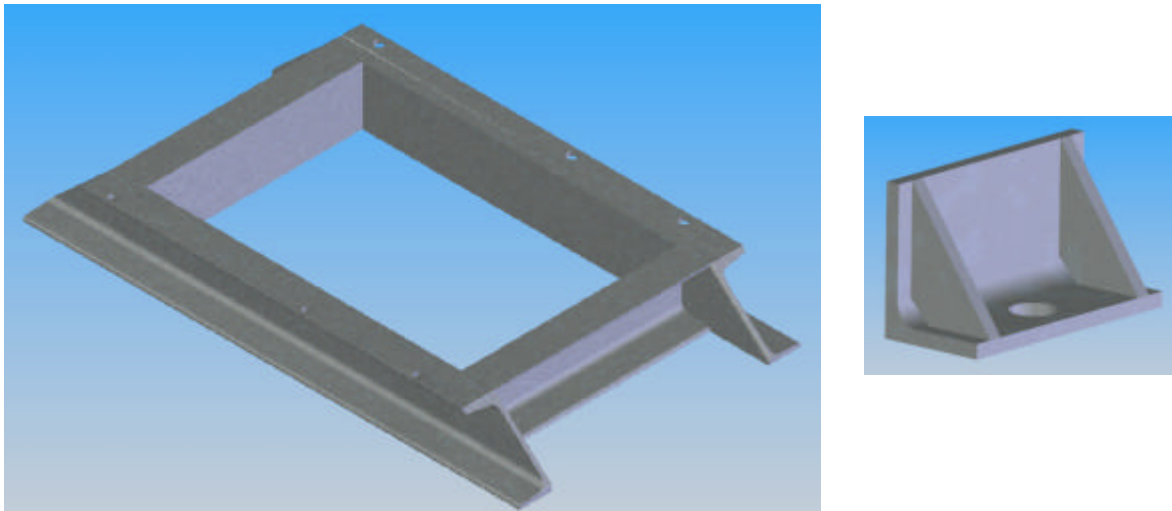


Figure 3.23 – Bride de sortie et cornière de fixation.

8. Assemblage du rotor sur l'arbre.

L'assemblage est constitué de 2 moyeux frettés à chaud sur l'arbre. Les flasques sont soudés sur ces disques ; ils maintiennent les aubes et transmettent le couple aux moyeux. On peut éventuellement utiliser des bagues colées au loctite au niveau des joints, mais la solution la plus simple et la plus fiable est la soudure.

9. Choix du système de transmission entre la turbine et le récepteur.

Habituellement, elle s'effectue au moyen d'une courroie plate à haut rendement qui a l'avantage d'amortir tous les petits à-coups fournis par le réseau comme une coupure brutale du disjoncteur.

L'inconvénient des courroies plates, par rapport aux autres types de courroies, est une tension importante nécessitant des roulements plus robustes que pour un autre système. On pourrait utiliser des courroies crantées ou trapézoïdales, mais leur rendement est inférieur à celui d'une courroie plate et l'amortissement de la centrale sera plus long vu la perte de rentabilité entraînée par leur utilisation.

10. Palier et roulement du rotor.

9.1. Evolution des paliers du rotor et de l'étanchéité des roulements :

1)

Au départ, le numéro de série des paliers était imposé par Mr Willot. Il s'agissait du F513 à roulement conique. Les modifications à apporter aux paliers étaient l'usinage d'un alésage pour recevoir une bague d'étanchéité et la réalisation d'une saignée de 4mm d'épaisseur pour l'évacuation d'une éventuelle fuite d'eau.

Après la demande d'une offre de prix (>400 euro) cette solution a été abandonnée.

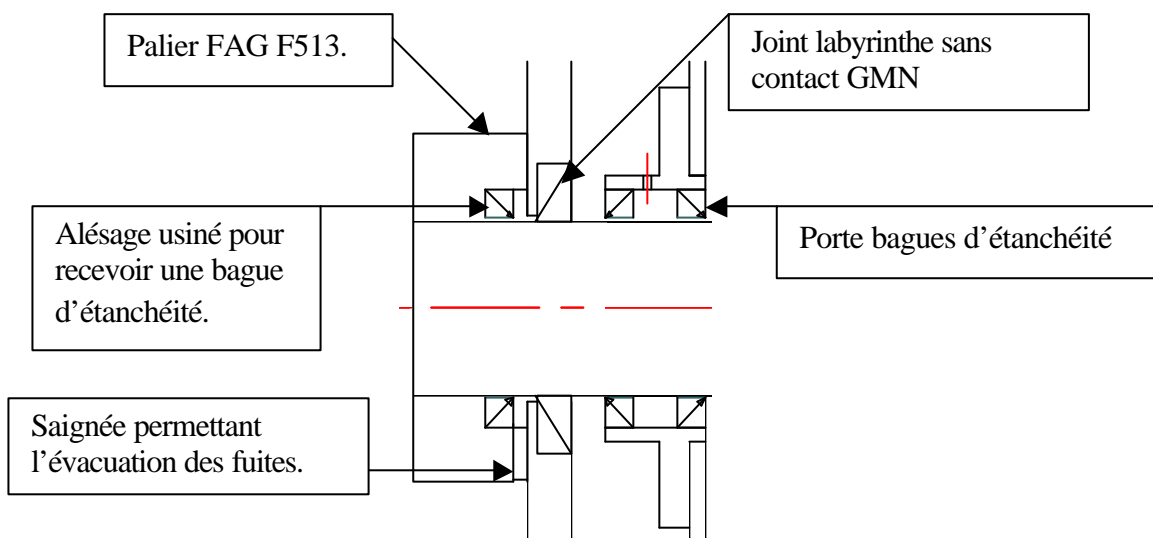


Figure 3.24?Schéma de principe du premier palier et de l'étanchéité des roulements.

Le joint sans contact était destiné à protéger le joint à lèvres contre les impuretés. La durée de vie de ce type de bague est pratiquement illimitée et dépend surtout de la qualité de son montage. Les conditions de fonctionnement nécessitent de positionner le grand diamètre du côté du fluide à arrêter, et la rainure de drainage dans la zone basse de la partie fixe. Ces bagues ne supportent pas les faux ronds de rotation qui doivent être réduits au minimum. Elles permettent un jeu axial maximum de 0.5mm seulement. Le voilage latéral de la bague tournante peut être évité en l'appuyant contre un épaulement au niveau de l'arbre. Notre montage n'est pas aisé à réaliser : il ne possède pas d'appui axial du joint sur l'arbre ni la garantie d'un jeu axial inférieur à 0.5 mm ; cette option est donc abandonnée. Elle sera remplacée par l'emploi d'un V-seal qui évitera le chambrage de la tôle principale prévu pour loger le joint sans contact.

2)

Une autre solution serait d'utiliser 2 joints en graphite (voir photo 2.25) pressés contre une bague en matériaux polymérique.

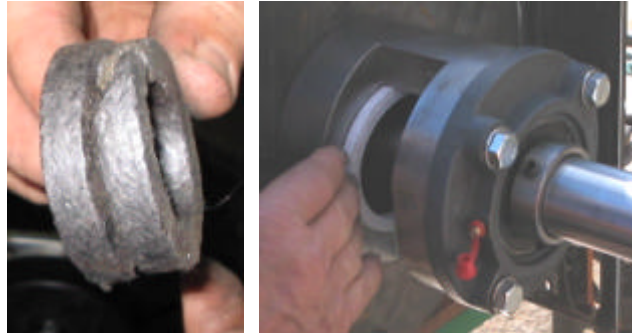


Figure 3.25

Sur les deux photos, on aperçoit les joints en graphite utilisés pour réaliser l'étanchéité du roulement et la bague de serrage du joint en matière polymérique. Il est néanmoins rejeté pour la conception de la JLAKit car il augmente exagérément la portée de l'arbre entre les paliers.

3)

Un nouveau choix de palier a été réalisé en se basant sur le programme fourni par la firme FAG à notre demande. Ce programme donne les références du roulement optimal et de son palier, en fonction des charges et de l'utilisation du produit.

Référence : FAG ROLLING BEARING CATALOGUE V2.0

Les paliers seront fabriqués localement (vu leur prix) après en avoir réalisé les plans.

9.2. Etanchéité finale des roulements :

Pour assurer la fiabilité des roulements, ils doivent être parfaitement isolés de l'eau circulant dans la turbine, c'est pourquoi on a créé deux parois étanches entre le rotor et le roulement. La première est constituée d'une tôle de 6 mm d'épaisseur ; le passage de l'axe du rotor se fait au travers d'un porte-bague d'étanchéité, comportant deux bagues en tête bêche entre lesquelles se trouve de la graisse. Ce système permet de protéger des fuites directes provenant du rotor.

En second lieu on trouve le palier et la tôle latérale principale protégeant le roulement des projections indirectes.

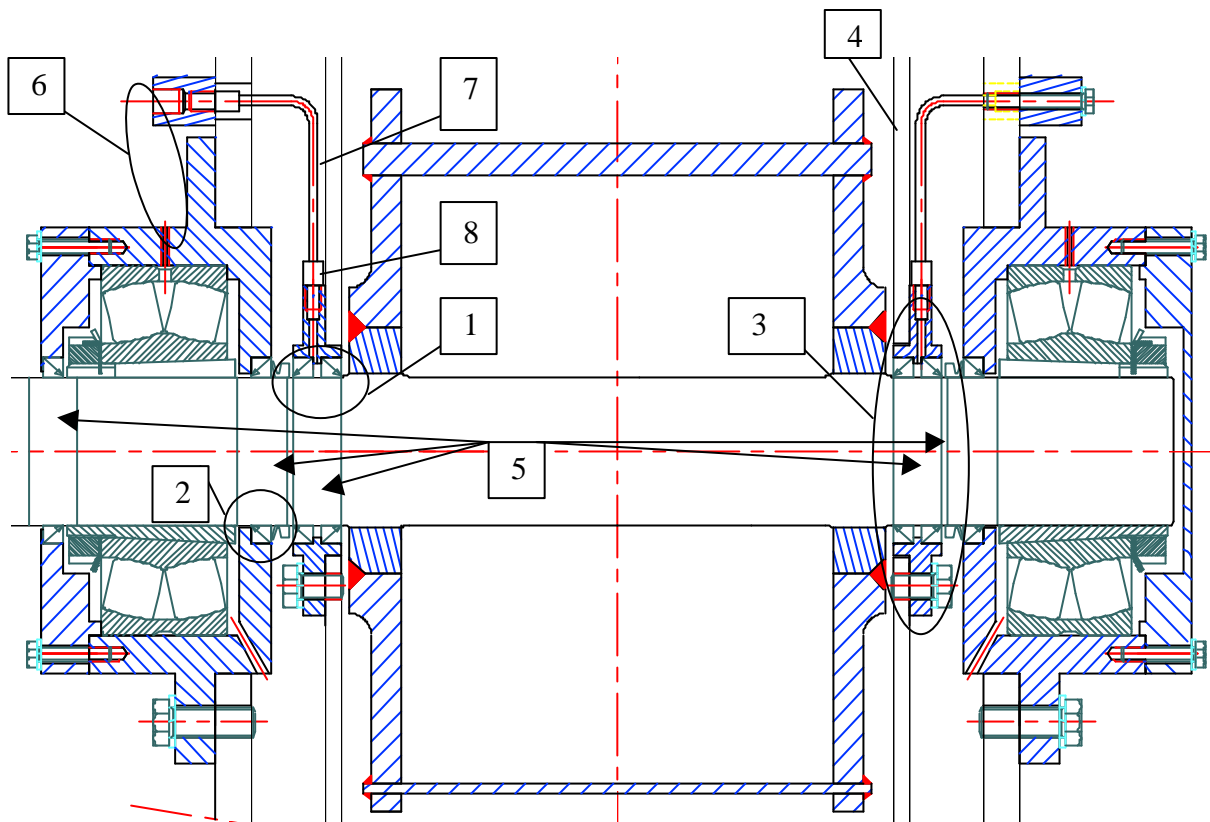


Figure 3.26?Etanchéité des roulement et palier du rotor.

Repère 1 : Bague d'étanchéité type R

Ces bagues sont utilisées sur des arbres rotatifs pour assurer l'étanchement d'huile ou de graisse. Exceptionnellement, elles peuvent être utilisées pour l'étanchéité d'autres produits comme l'eau. Son choix est déterminé par le milieu à étancher, la température admise et la vitesse de glissement de l'arbre. La bague d'étanchéité est composée de Nitrile pour l'élastomère, l'anneau de renfort est en acier inoxydable et le ressort d'origine en acier au carbone est remplacé par de l'acier inoxydable.

Conditions de fonctionnement :

Le nombre de tours/min autorisés et la vitesse de glissement sont respectés.

Repère 2 : Bague d'étanchéité type M + V-seal.

Le V-seal est un joint intégralement en caoutchouc massif qui se monte sur un arbre où il assure une étanchéité axiale contre une surface d'appui. Sa fonction permet d'assurer une étanchéité efficace contre les projections d'eau. Le V-seal remplit deux fonctions : il sert de déflecteur et de joint d'étanchéité en tournant avec l'arbre auquel il adhère par tension nominale. L'eau est expulsée par force centrifuge bien loin de la lèvre d'étanchéité.

Les V-seal peuvent être montés contre le manteau métallique des bagues d'étanchéités de type M, ce qui permet directement d'obtenir une surface d'appui respectant les conditions de fonctionnement du V-seal.

Matériaux : qualité Nitrile pour l'eau : N.B.R.

Repère 3 : Porte bague d'étanchéité + Bague d'étanchéité type R.

Repère 4 : Tôle d'étanchéité.

Repère 5 : Speedi-sleeve / Erisleeve

Leur montage est rapide et fiable : fabriqués en acier inoxydable, ils offrent une surface de glissement idéal qui optimise la durée de vie des bagues d'étanchéité.

La fiabilité de la JLAKit étant très importante, nous plaçons des speedi-sleeves sous chaque bague d'étanchéité du rotor qui permettent d'espacer les entretiens et évitent que les lèvres des bagues d'étanchéité n'endommagent l'axe à long terme.

Remarques :

Les paliers du prototype sont usinés et en acier. Des plans de paliers en fonte ont aussi été créés, ils seront utilisés pour une production de la turbine en moyenne série. Ces paliers serviront pour toutes les JLAKit, ils seront adaptés aux roulements de plus petite dimension par l'ajout d'une bague intérieure au palier.

11. Maintenance et entretien.

Le graissage s'effectue généralement tous les trois mois. La JLAKit possède quatre graisseurs, dont deux pour alimenter les paliers du rotor et deux autres pour les portes- bagues d'étanchéité. Les graisseurs sont rassemblés par deux au dessus des paliers du rotor.

Voir figure 3.26 repère 6.

La lubrification des portes bagues d'étanchéité est assurée par un tube en cuivre mou de diamètre 4x1 (voir figure 3.26 repère 7). Il est relié aux différentes pièces via des raccords bicône Serto en laiton (voir figure 3.26 repère 8).

Les graisseurs sont du modèle H1 « hydraulique » ; ce sont les moins chers du marché car produits en grand nombre.

Lors de toute action de maintenance ou suite à une fuite anormale, il faudra vérifier l'état des bagues d'étanchéité et joints et les remplacer s'ils présentent une anomalie.

12. Choix des matières premières.

Inox ou acier : avantage et inconvénient .

Vu l'ambiance humide dans laquelle est utilisée la machine, les problèmes de corrosion et de formation de rouille seront importants si on n'utilise pas des matériaux protégés par un traitement de surface adéquat ou passif à ce genre d'attaque.

Par exemple, l'emploi d'un acier de type St37 ou St52 non traité rendrait l'emboîtement des UPN 80 dans la tôle principale impossible à démonter. La rouille prenant beaucoup plus de place que l'acier, les profilés encastrés dans le chambrage des tôles deviendront solidaires de ces dernières. Malheureusement, la forme du profilé offre une grande surface d'attaque pour la rouille. La solution serait d'opter pour un acier inoxydable comme matière première. Il faut étudier l'impact de cette solution en vérifiant qu'elle est inférieure à 20% du coût total de la turbine, ce qui la rendrait acceptable.

Galvanisation plus peinture :

Je me suis rendu chez Galvaco à Ouffet avec les plans de l'admission de la turbine afin de discuter des éventuels problèmes que l'on pouvait rencontrer lors de ce type de traitement de surface. Il est sorti de cette réunion les points suivants :

-La température du bain étant de 450°C, l'admission se déformera (gauchissement possible de plus de 1mm) à cause des tensions internes causées par le soudage des UPN sur les tôles

défectrices de l'admission et aussi par la non - homogénéité de la température de la pièce lorsqu'elle entre dans le bain. Donc il est possible qu'après la galvanisation, les UPN ne correspondent plus aux chambrages dans lesquels elles doivent être emboîtées. Un traitement thermique est donc conseillé avant cette opération pour éliminer les contraintes résiduelles. Il faut aussi créer des points de passage pour le liquide du bain dans les UPN par un échancrement des pattes des profils latéraux de l'admission, ce qui permet de réduire le temps de passage dans le bain et donc la déformation.

-La vanne doit être démontée de l'admission pour cette opération, sinon elle sera collée par le zinc sur les flasques latéraux ; il sera difficile par la suite de la faire tourner autour de son axe. De plus, l'intérieur de la vanne ne sera pas traité si elle n'est pas galvanisée séparément.

-Le frottement créé entre la vanne et les flasques latéraux de l'admission lors de sa régulation éliminera rapidement la couche protectrice de zinc d'une épaisseur maximale de 150 microns appliqués sur quatre faces.

-Le fait de peindre les pièces après galvanisation induit une passivation de la couche de zinc par le passage dans des bains d'acide. Le coût de toutes ces opérations nous amène à un prix plus ou moins proche de celui d'une réalisation en inox qui aurait une longévité plus importante.

-On espérait créer une rigidification des parties encastrées et boucher les orifices existant au niveau des encastresments de l'admission grâce à l'apport de matière réalisée lors de la galvanisation. L'épaisseur minimale de la couche de zinc étant de 85 microns, elle est insuffisante pour réaliser ces opérations.

Inox :

Les inconvénients sont le prix de la matière première et une augmentation du prix de transformation des pièces (usinage et pliage).

Par contre, les avantages sont la disparition du coût des traitements de surface à réaliser pour protéger les aciers St37 et St52 et des déplacements en découlant.

Conclusion :

Comme tout prototype, la première JLAKit ne doit pas avoir une longue durée de vie ; il sera aussi plus facile d'apporter des modifications aux pièces réalisées en acier standard, cette matière étant plus facilement usinable. De plus, le budget alloué pour la réalisation de ce prototype est limité. L'emploi d'un acier inoxydable ne se justifie donc pas pour la première turbine.

Mr Willot connaît les problèmes rencontrés lors de la galvanisation et nous montrera les solutions à adopter pour y palier.

Le prototype étant réalisé en acier, le choix des matières premières sont :

Paliers et porte bague d'étanchéité :

On utilise de l'acier St52, même si l'acier St37 possède une résistance mécanique suffisante, il ne s'usine pas bien à grande vitesse car trop mou, mais il convient bien pour des outils classiques.

Moyeu fretté du rotor :

On a choisi d'utiliser de l'acier St52 malgré sa faible limite élastique, car ces moyeux doivent être soudés sur les flasques du rotor. Ce type d'acier possède une soudabilité supérieure à un acier possédant de meilleures propriétés mécaniques le rendant plus apte à réaliser un fretage.

Arbre :

On utilise pour ces derniers de l'acier inox pour ses excellentes propriétés mécaniques et sa résistance à la corrosion.

Arbre vanne, acier inox 304 (acier austénitique) : ce choix est dicté par la soudabilité des inox.

Arbre rotor, acier inox 431 (acier martensitique) : il est utilisé où de hautes propriétés mécaniques sont attendues. Malheureusement, il résiste moins bien à la corrosion qu'un acier inox ferrique ou austénitique.

Capot :

Il est réalisé en acier inox pour assurer l'esthétique de la machine.

Tôlerie :

Des propriétés mécaniques importantes n'étant pas nécessaire pour l'usage de ces pièces, on choisi d'utiliser de l'acier St37 pour diminuer le coût de production de la turbine. De plus certaines d'entre elles devant être pliées, il en facilitera la réalisation.

13. Visserie.

Dans les pays du sud on ne trouve pas de clé pour les vis à six pans creux ; c'est pourquoi on n'utilise pas de vis à tête fraisée, pratique pour les couvercles, mais que nous optons pour des têtes hexagonales.

VIS

Quantité :	Désignation :	Norme :	Matière :	Utilisation :
16	Vis M4*10	DIN 933	Acier	Capot
6	Vis M6x18	DIN 933	Acier	couvercle vanne
12	Vis M6x30	DIN 933	Acier	couvercle rotor
4	Vis M6x35	DIN 933	Acier	fixation graisseur
6	Vis M10x20/S = 16	DIN 933	Acier	porte bague d'étanch.
6	Vis M10x40/S = 16	DIN 933	Acier	palier vanne
6	Vis M12x30/S = 19	DIN 933	Acier	bride de sortie
6	Vis M12x35/S = 19	DIN 933	Acier	palier rotor
4	Tige filetée M16x380		Acier	rigidification admission

ECROU

6	Ecrou H M12		Acier	Bride de sortie
8	Ecrou H M16		Acier	tige filetée

RONDELLE

16	Rondelle Grower M4	DIN 127B	Acier
22	Rondelle Grower M6	DIN 127B	Acier
12	Rondelle Grower M10	DIN 127B	Acier
12	Rondelle Grower M12	DIN 127B	Acier
8	Rondelle Grower M16	DIN 127B	Acier

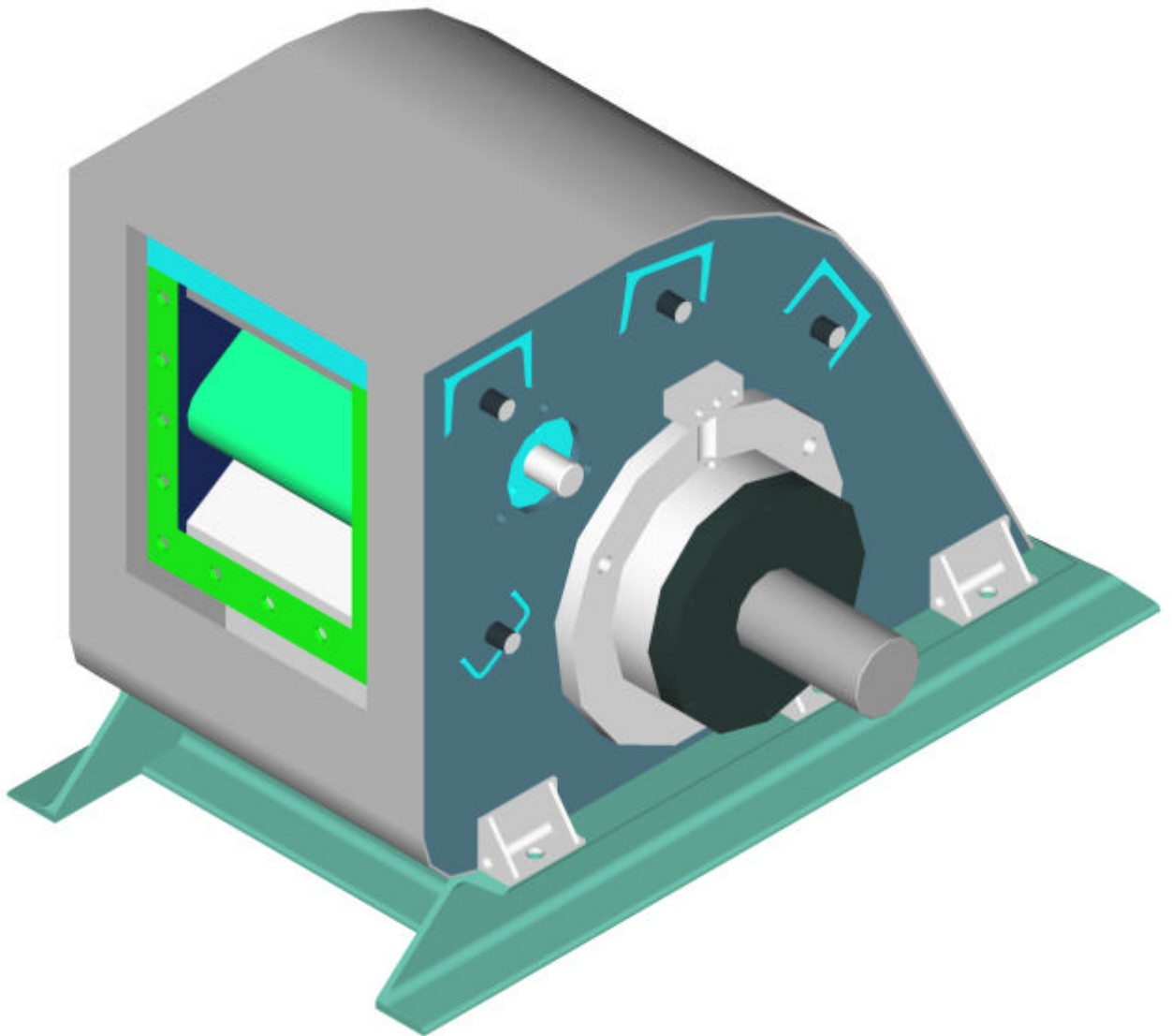


Figure 3.28 – Vue isométrique de la JLAKit.

Chapitre 4

Dimensionnement de la turbine.

1. Assemblage du rotor sur l'axe par frettage (NF E 22-620).

Le rotor est assemblé à l'arbre de la turbine via deux moyeux frettés sur l'axe, ces moyeux sont à leur tour soudés sur les flasques latéraux portant les aubes. Le calcul des ajustements de l'arbre et de l'alésage pourrait être réalisé uniquement à l'aide d'abaques, mais dans le but d'informatiser la résolution d'un tel problème, on a choisi de développer la théorie afin d'obtenir les relations nous permettant la création d'un outil de calculs sur Excel.

1.1.Principe de fonctionnement du frettage :

Les surfaces de liaison sont des cylindres de révolution de même diamètre nominal. L'ajustement normalisé correspondant doit être choisi de telle sorte qu'il existe toujours un serrage dans l'assemblage, capable de transmettre un couple.

1.2.Conditions de réalisation :

Le frettage est strictement réservé aux assemblages par pénétration cylindrique sans complément, type clavette ou goupille.

Les aciers dans lesquels sont réalisés les arbres et les moyeux doivent avoir une limite d'élasticité $R_e \geq 400\text{MPa}$.

Le diamètre extérieur D du moyeu ne doit en aucune section être inférieur à $1.5 d_A$ (d_A = diamètre de l'arbre).

Avant montage, l'arbre et l'alésage doivent présenter un état de surface de rugosité telle que $0.2 \mu\text{m} < R_a < 0.8 \mu\text{m}$.

1.3.Dilatation de l'alésage et contraction de l'arbre :

En chauffant le moyeu (dans un bain d'huile par exemple), on peut dilater son alésage. En y associant le refroidissement de l'arbre, on peut effectuer le montage avec jeu. Le serrage apparaît lorsque l'ensemble est revenu à la même température.

Cependant, les températures atteintes ne doivent pas modifier la structure des matériaux. Il ne faut pas dépasser 350°C .

Pour obtenir un jeu j au montage, il faut chauffer le moyeu à température T_c ou refroidir l'arbre à une température T_r tel que :

$$T_c = T_0 + (s + j) / (\alpha * d)$$

$$T_r = T_0 - (s + j) / (\alpha * d)$$

Avec :

s = serrage désiré [mm] ;

T_0 = température ambiante [$^\circ\text{C}$] ;

d = diamètre nominal de l'emmanchement [mm] ;

α = coefficient de dilatation linéaire [mm / (mm* $^\circ\text{C}$)] ;

j = jeu [mm].

Il suffira donc de créer entre l'arbre et le moyeu une différence de température ΔT [$^{\circ}\text{C}$], avec $\alpha = 10^{-5} \text{ mm} / (\text{mm}^{\circ}\text{C})$ et $j = 10^{-3} * d$ (valeur habituelle permettant le montage entre aciers).

1.4. Dispositions constructives :

L'assemblage doit être étudié pour limiter les concentrations de contraintes sur l'arbre au droit de l'assemblage. La figure suivante représente la disposition indiquée pour le rotor de la JLAKit.

Conditions à respecter :

$$d_1 \geq 1.01 * d$$

$$d_1 \text{ min} = d + 2$$

$$d_1 - d < r < 2 * d_1 - d$$

(le plus grand possible)

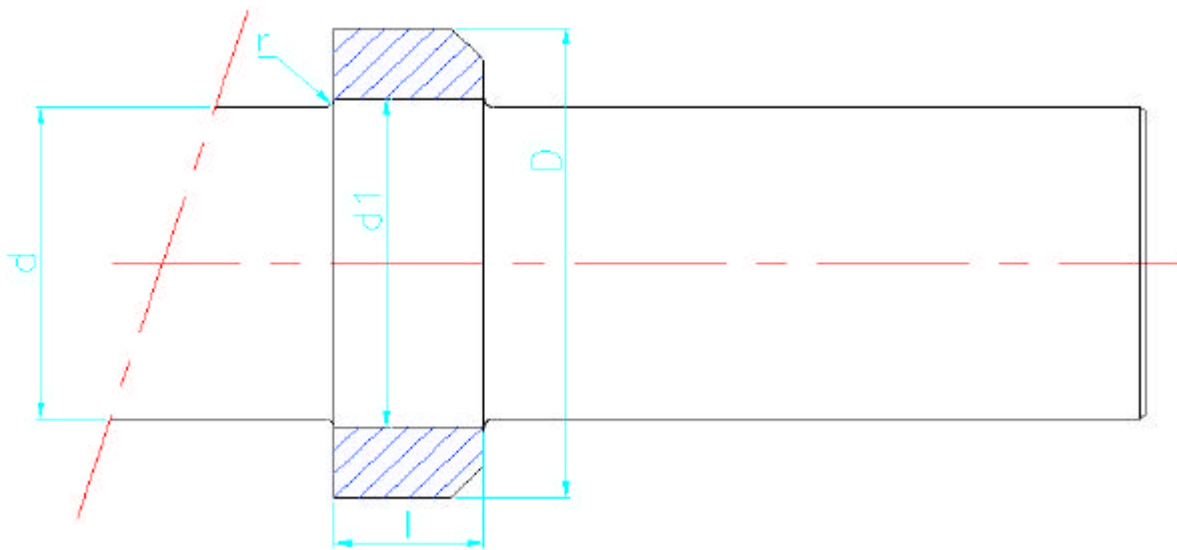


Figure 4.1 – Augmentation du diamètre de l'axe.

Dans tous les cas, l'usinage des raccordements doit être soigné car les défauts de surface et de raccordement pourraient entraîner des concentrations de contraintes supérieures à celles qu'on cherche à éliminer.

1.5. Calcul du frettage.

1.5.1. Symboles utilisés :

Diamètre nominal de l'assemblage [mm] : **d**

Diamètre extérieur de l'arbre [mm] : **d_A**

Diamètre intérieur du moyeu [mm] : **d_M**

Diamètre extérieur du moyeu [mm] : **D**

Largeur de l'assemblage [mm] : **l**

Moment [N*m] : **M**

Serrage [mm] : **s = d_A - d_M**

Intervalle de tolérance [mm] : **IT**

Pression de frettage [N/mm²] : **p**

Pression intérieure sur arbre [N/mm²] : **p_a**

Pression extérieure sur moyeu [N/mm²] : **p_m**

Contrainte tangentielle [N/mm²] : **τ_t**

Contrainte radiale [N/mm²] : **τ_r**

1.5.2. Généralité :

Pour le calcul de serrage, un coefficient de sécurité, **γ**, doit pondérer le couple maximal à transmettre. Ce coefficient est généralement compris entre 1.5 et 3, nous le prendrons égal à 2 vu l'utilisation de la machine.

Le résultat obtenu permet de définir un serrage minimal. Le serrage maximal est calculé en ajoutant les intervalles de tolérance de l'arbre et du moyeu, **IT_A** et **IT_M**, au serrage minimal. La contrainte maximale composée :

$$\tau_e = \gamma (\tau_t^2 + \tau_r^2 - \tau_t \tau_r)$$

qui en résulte ne devra pas dépasser 80% de la limite élastique de la matière du moyeu.

1.5.3. Lois de Hooke-Poisson :

Elles expriment la déformation relative des pièces frettées.

$$(d' - d_A) / d_A = (\tau_{tA} - \nu_A \tau_{rA}) / E_A ;$$

$$(d' - d_M) / d_M = (\tau_{tM} - \nu_M \tau_{rM}) / E_M ;$$

Dans ces formules, d' désigne le diamètre au niveau de l'assemblage, après frettage :

$$d_M < d' < d_A.$$

1.5.4. Formules de Lamé :

Ce sont des relations algébriques entre les pressions de contact et les contraintes qu'elles engendrent dans les enveloppes cylindriques épaisses. Par convention, les contraintes d'extension sont >0 et les contraintes compression <0.

Dans la figure 4.2, la pression intérieure effective est p et la pression extérieure effective qui s'exerce sur le moyeu, p_M, est nulle.

En un point I intérieur de la matière du moyeu, on a :

$$\sigma_r = p \cdot d_M^2 / (D^2 - d_M^2) \cdot (1 - D^2 / (4 \cdot r^2))$$

et

$$\sigma_t = p \cdot d_M^2 / (D^2 - d_M^2) \cdot (1 + D^2 / (4 \cdot r^2))$$

Soit r la distance séparant l'axe du cylindre et le point considéré.

- Quand $2 \cdot r = d_M$, on a $\sigma_r = \sigma_{r_max} = -p$ (compression)

et $\sigma_t = \sigma_{t_max} = p \cdot (D^2 + d_M^2) / (D^2 - d_M^2)$ (extension)

- Quand $2 \cdot r = D$, on a $\sigma_r = \sigma_{min} = 0$

et $\sigma_t = \sigma_{t_min} = 2 \cdot p \cdot d_M^2 / (D^2 - d_M^2)$ (extension)

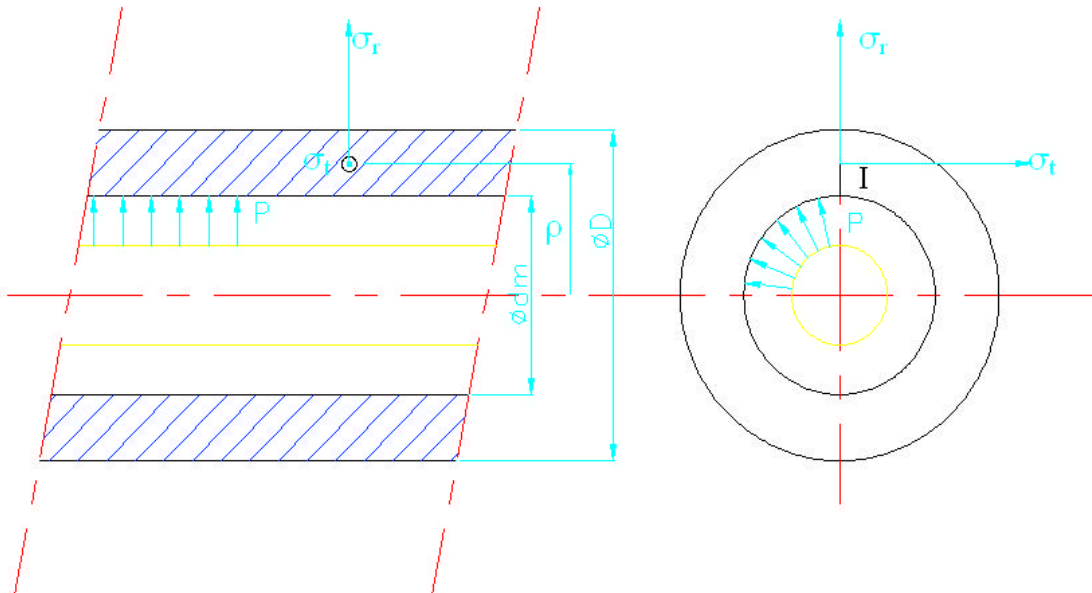


Figure 4.2 – Pression intérieure effective >0, pression extérieure nulle.

Dans la figure 4.3, la pression intérieure effective est nulle et la pression extérieure effective est p.

En un point I intérieur à la matière de l'arbre, on a :

$$\sigma_r = -p \cdot (1 / (4 \cdot r^2))$$

et

$$\sigma_t = -p \cdot (1 / r^2)$$

- Quand $2 \cdot r = 0$, on a $\sigma_r = \sigma_{r_min} = 0$

et $\sigma_t = \sigma_{t_max} = -2 \cdot p$

- Quand $2 \cdot r = d_A$, on a $\sigma_r = \sigma_{r_max} = -p$ (compression)

et $\sigma_t = \sigma_{t_min} = -p$ (compression)

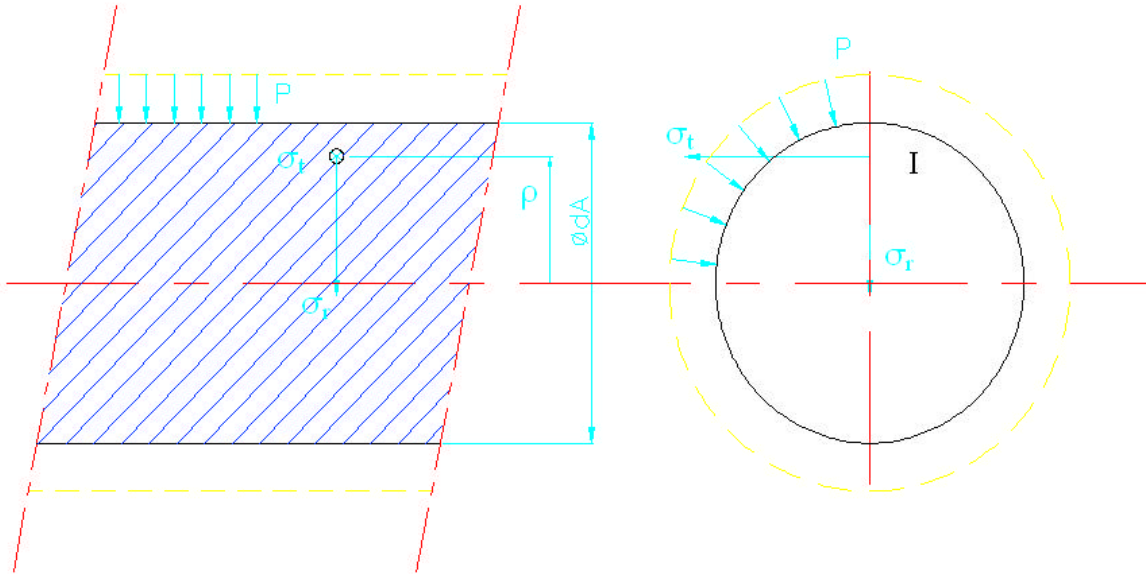


Figure 4.3 – Pression intérieur nulle, pression extérieur effective >0.

En superposant les deux états précédents et en négligeant s devant d , on obtient :

$$p = \frac{s}{\frac{d_M}{E_M} \frac{(D'^2 + d'^2)}{(D'^2 - d'^2)} + \frac{d_A}{E_A} + \nu_M \frac{d_M}{E_M} - \nu_A \frac{d_A}{E_A}}$$

Comme $s \ll d_A$ et $s \ll d_M$, avec $s = d_A - d_M$ et $d_A < d' < d_M$, cela permet de simplifier en écrivant $d' = d$ puis $D' = D$.

On a aussi $D \gg d$, on peut négliger d^2 devant D^2

$$\approx p = \frac{E_M \cdot E_A \cdot s}{d_M (1 + \nu_M) + d_A (1 - \nu_A)} \quad (1)$$

1.5.5. Influence de la rugosité :

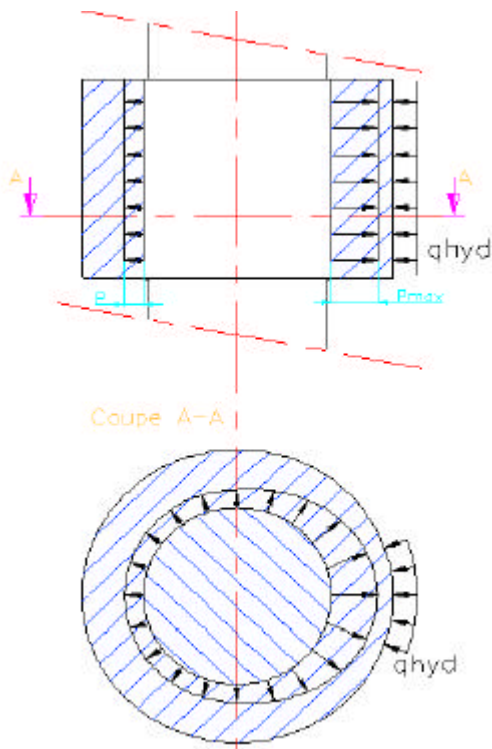
La pression de contact obtenue lors d'un freinage amène un écrasement des stries d'usinage de la surface commune à l'arbre et au moyeu, ce qui a pour effet de diminuer le serrage, et par conséquent la pression p .

Si s est le serrage théorique calculé, il faudra, avant le montage, mesurer un $s' > s$ sur les pièces pour obtenir la pression p prévue. Cela doit être fait selon la formule :

$s' = s + 4 \cdot (R_{aA} + R_{aM})$, où R_a représente la rugosité exprimée en [μm] d'où s et s' sont aussi en [μm].

Cette formule, ainsi que celle donnant la pression de contact (1) nous permet de déterminer le serrage maximal admissible pour un freinage en fonction des dimensions des pièces, de la résistance pratique des matériaux en présence, et d'un état de surface.

1.5.6. Comportement sous charge :



La pression de contact entre les pièces doit rester inférieure à la résistance pratique des matériaux employés. Cette pression de contact obtenue au frottement est, dans notre cas, modifiée par l'action de la charge due à l'eau sur le rotor. La répartition réelle de la pression de contact entre les deux solides est obtenue en superposant la pression uniforme due au frottement et celle due à la hauteur d'eau. La condition de résistance est $p_{max} < R_p$.

Figure 4.4 – Diagramme de charge.

La transmission du moment ne modifie pas la pression de contact p . En examinant la liaison dans ce cas nous pouvons déterminer les efforts transmissibles par le frottement.

En isolant l'arbre :

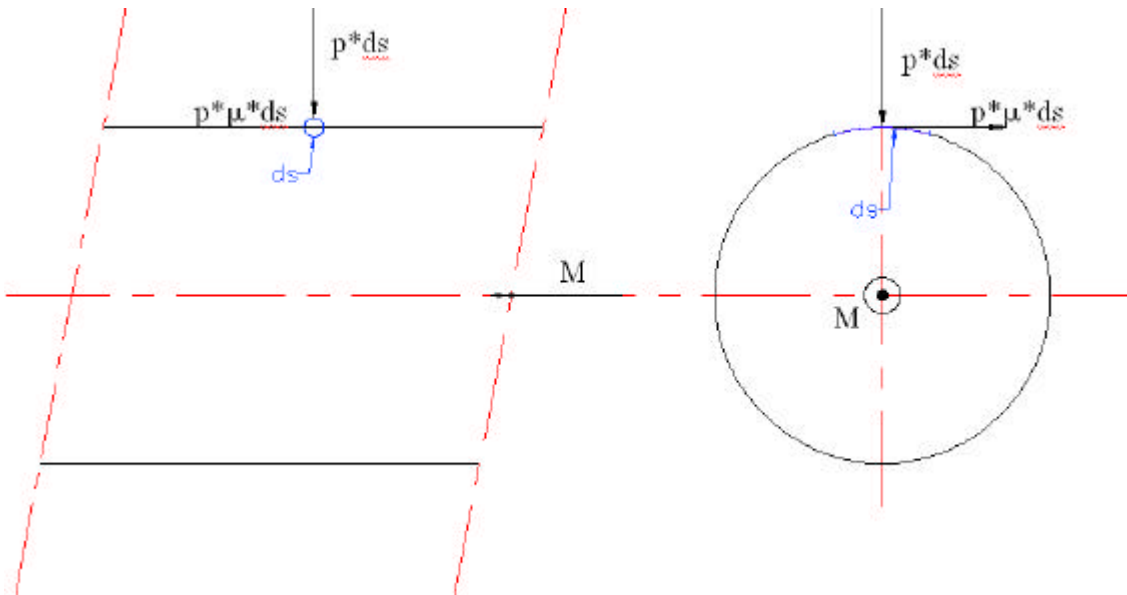


Figure 4.5 – Transmission du moment.

A l'équilibre strict, on a :

$$M_{\max} = f_s p \cdot ds \cdot d_A / 2 = p \cdot s \cdot d_A / 2 = \frac{1}{2} p \cdot d_A^2 \cdot L$$

avec f le coefficient de frottement entre les deux surfaces.

Cette formule nous permet de déterminer quels efforts peut transmettre un frettage de diamètre donné obtenu avec une pression p .

1.5.7. Données :

Matière :

Arbre : Acier inox 431

$$R_{p0.2} = E_A = 350 \text{ N/mm}^2 < 400 \text{ MPa}$$

$$\text{Coeff. de poisson} = \nu = 0.3$$

Moyeu : Acier St 52

$$R_e = E_M = 335 \text{ N/mm}^2 < 400 \text{ MPa}$$

$$\text{Coeff. de poisson} = \nu = 0.3$$

Remarque :

La condition sur le module d'élasticité n'est pas respectée dans notre cas. Un tel choix est dicté par la bonne soudabilité de l'acier St 52. L'expérience nous prouve la longévité d'un frettage réalisé avec un acier ayant une limite d'élasticité plus faible sur les rotors de turbine JLA.

Dimension :

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$d_A = 63 \text{ mm}$$

$$d_M = 63 \text{ mm}$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$l = 21 \text{ mm}$$

Effort à transmettre :

$$M = 498.68 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\nu = \text{acier-acier} = 0.15$$

1.5.8. Résolution :

Le problème peut s'énoncer ainsi : quel serrage minimal doit-on assurer pour un frettage de diamètre 63 mm et de longueur 21 mm si on veut qu'il transmette un moment de 498.68 N·m en tenant compte de l'état de surface du moyeu et de l'arbre dont $R_a = 0.8$?

En prenant un coefficient de sécurité de 2.4 :

$$M_{\max} = M \cdot \gamma = 601.34 \cdot 2.4 = 1202.68 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\max} = \frac{1}{2} p \cdot d_A^2 \cdot L \quad \gamma \quad 1202.68 = 3.14 / 2 \cdot p \cdot 0.15 \cdot (63 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 21 \cdot 10^{-3}$$

$$\gamma \quad p = 61246586.62 \text{ N/m}^2 = 61.2 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{E_M \cdot E_A \cdot s}{\gamma \quad 61.2 = 335 \cdot 350 \cdot s_{\min} / (63 \cdot (1+0.3) + 63 \cdot (1-0.3))}$$

$$d_M \cdot (1 + \gamma_M) + d_A \cdot (1 - \gamma_A)$$

$$\gamma_{s_{\min}} = 0.0658 \text{ mm} = 65.8 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\gamma_{s_{\max}} = 335 = 335 \cdot 350 \cdot s_{\max} / (63 \cdot (1 + 0.3) + 63 \cdot (1 - 0.3))$$

$$\gamma_{s_{\max}} = 0.36 \text{ mm} = 36 \text{ } \mu\text{m}$$

$$s'_{\min} = s_{\min} + 4 \cdot (R_{aA} + R_{aM}) = 65.8 + 4 \cdot (0.8 + 0.8) = 72.2 \text{ } \mu\text{m}$$

Choix de l'ajustement :

De $s'_{\min} = 72.2 \text{ } \mu\text{m}$ et $s_{\max} = 36 \text{ } \mu\text{m}$ on détermine l'ajustement nécessaire au montage :

☞ Alésage 63 H7

☞ Arbre 63 v6

Ce qui nous donne un $s_{\min} = 72 \text{ } \mu\text{m}$ et $s_{\max} = 141 \text{ } \mu\text{m}$.

Vérification du respect des conditions imposées :

$$p_{q_{\text{hydr}}} = 1000 \cdot 9.81 \cdot 20 = 196200 \text{ N/m}^2 = 0.2 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{\max} = p + p_{q_{\text{hydr}}} < R_p \quad ? \quad 61.2 + 0.2 < 335 \quad ? \quad 61.4 < 335 \quad \text{OK}$$

$$D > 1.5 \cdot d_A \quad ? \quad 100 > 1.5 \cdot 63 \quad ? \quad 100 > 94.5 \quad \text{OK}$$

$$d_1 > 1.01 \cdot d \quad ? \quad 63 > 60.6 \quad \text{OK}$$

$$d_1 \text{ min} = d + 2 \quad ? \quad 63 > 62 \quad \text{OK}$$

$$d_1 - d < r < 2 \cdot d_1 - d \quad ? \quad 3 < r < 66 \quad \text{☞ } r = 4 \text{ mm}$$

$$\gamma_{r_{\max M}} = -p = -61.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\gamma_{t_{\max M}} = p \cdot (D^2 + d_M^2) / (D^2 - d_M^2) = 61.2 \cdot (100^2 + 62.9^2) / (100^2 - 62.9^2) = 141.33 \text{ N/mm}^2$$

$$\gamma_{eM} = \gamma (\gamma_{tM}^2 + \gamma_{rM}^2 - \gamma_{tM} \cdot \gamma_{rM}) = \nu (141.33^2 + 61.2^2 + 141.33 \cdot 61.2) = 179.91 \text{ N/mm}^2$$

$$\gamma_{eM} < 0.8 \cdot E_M \quad ? \quad 179.91 < 0.8 \cdot 335 \quad ? \quad 180 < 268 \quad \text{OK}$$

Calcul de γ_T nécessaire pour la réalisation de l'emmanchement à chaud :

$$\gamma_T = (s + j) / (\gamma \cdot d) = (72.1 \cdot 10^{-3} + 10^{-3} \cdot 60) / (10^{-5} \cdot 60)$$

$$\text{☞ } \gamma_T = 220^\circ\text{C}$$

Ce qui correspond bien à la valeur donnée par l'abaque.

2. Dimensionnement des roulements.

Les turbines JLA sont conçues pour durer : l'espérance de vie des roulements doit donc être suffisante. Ce type de turbine étant de conception simple, elle ne comporte pratiquement pas de pièce d'usure à l'exception de ces derniers, raison pour laquelle ils doivent être choisis avec attention.

Les roulements utilisés sont à rotule sur deux rangées de rouleaux, à alésage conique et possèdent des manchons de serrage. L'avantage de ce type de roulement est, d'une part de pouvoir reprendre des charges radiales importantes, et d'autre part, d'accepter un certain désalignement inhérent au montage de la turbine. De plus, le manchon de serrage procure l'avantage de ne pas devoir usiner d'épaulements sur l'arbre.

La transmission de puissance de la turbine à la machine entraînée est réalisée par une courroie plate à haut rendement. L'inconvénient de ce type de courroie est une tension importante nécessitant des roulements plus robustes.

Tension dynamique de la courroie plate

Référence : *Éléments de machines*, éditions de l'école polytechnique de Montréal.

Doc. ABM sur les courroies de type Abasit.

Caractéristiques d'une transmission d'une turbine JLA 34 kW.

2.1. Données :

$$N_{\text{turb}} = N_2 = 508.3 \text{ tr/min}$$

$$N_{\text{mach_entraînée}} = N_1 = 1500 \text{ tr/min}$$

$$P_{\text{max}} = 32 \text{ kW}$$

$$\varnothing_{\text{Poulie_turb}} = d_2 = 356.51 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{Poulie_mach_entraînée}} = d_1 = 133.69 \text{ mm}$$

$$\text{Entraxe} = c = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Coefficient de frottement} = f = 0.6$$

$$\text{Facteur de service} = 1.25$$

$$H_{\text{max}} = 15 \text{ m}$$

$$S_{\text{Adm}} = 67000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Remarques :

Le calcul réalisé ci-dessous correspond à une turbine de 32 kW possédant un rotor d'une largeur de 266 mm conçue pour une hauteur d'eau de 15m. On a choisi de dimensionner les roulements pour ce type de turbine, plus robuste que le prototype fabriqué, dans le but d'adapter la machine à plusieurs sites.

Donc le roulement choisi à la fin de ce calcul peut être utilisé sur une turbine dont $P \approx 32\text{KW}$, $H \approx 15\text{m}$ et $B \approx 266 \text{ mm}$. Ce qui est le cas pour le prototype.

2.2. Résolution.

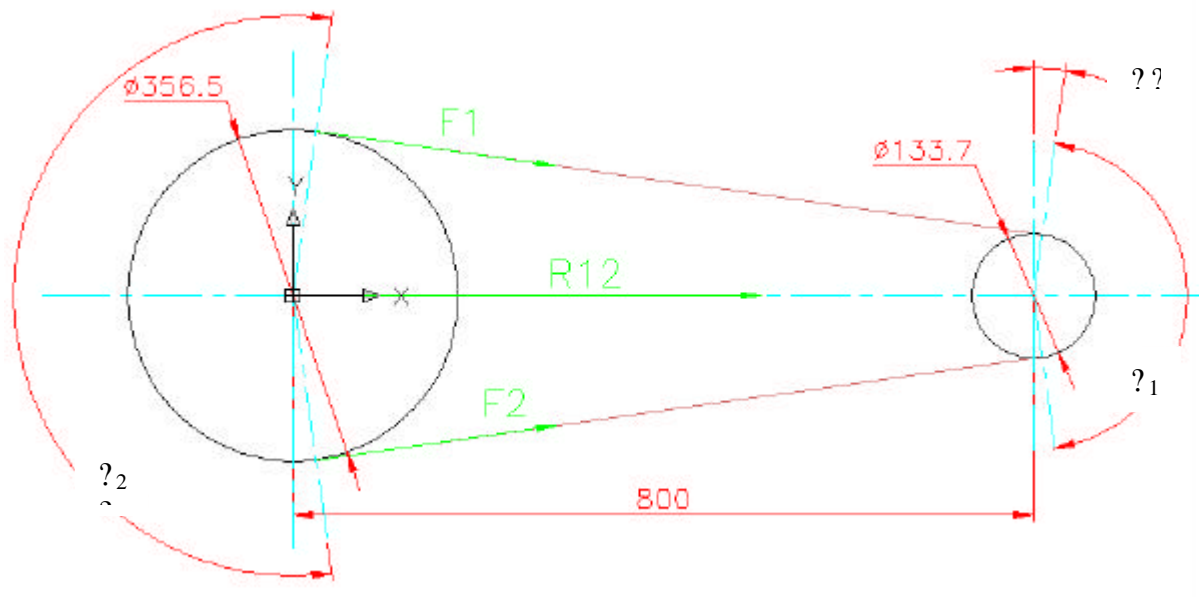


Figure 4.6 – Tension de la courroie.

2.2.1. Tension dynamique :

$$P' = 1.25 * 30 = 40 \text{ kW}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{d_2 + d_1}{2c} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{357 + 134}{2 * 800} \right) = 17,87^\circ = 0.312 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = \alpha + 2 * \alpha = 3.77 \text{ rad}$$

$$V_{\text{courroie}} = \omega_2 * r_2 = \left(\alpha * d_2 * n_2 / 60 \right) * r_2 = \left(\alpha * 500 * 357 * 10^{-3} / 60 \right) * \left(357 * 10^{-3} / 2 \right) = 1,67 \text{ m/s}$$

On a :

$$\begin{cases} P' = (F_1 - F_2) * V_{\text{courroie}} \\ F_1 / F_2 = e^{f * \alpha_2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} 40000 = (F_1 - F_2) * 1.67 \\ F_1 / F_2 = e^{0.6 * 3.77} \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_1 = 26068.07 \text{ N} \\ F_2 = 2714.78 \text{ N} \end{cases}$$

$$R_{12} = (F_1 + F_2) * \cos \alpha = (26068.07 + 2714.78) * \cos 0.312 = 27393.26 \text{ N}$$

2.2.2. Tension statique :

Elle correspond à la tension d'allongement de 2% de la courroie :

Donnée constructeur : $T_{\max} = 3900\text{N}$

Remarques :

-Conditions mouillées ou très humides, la solidité de la courroie est augmentée d'une épaisseur pour compenser la réduction du module de Young, E, due à l'humidité.

- $V < 10$ m/s, on ne tient donc pas compte de la force centripète.

2.2.3. Charge due à l'eau :

Considérons que cette charge résulte de la pression due à la colonne d'eau sur la surface d'admission du rotor. Ce calcul nous permet de nous placer du côté de la sécurité.

$$F_{\text{pression}} = \rho * g * h * S_{\text{Adm}} = 1000 * 9.81 * 15 * 67 * 10^{-3} = 9859.05 \text{ N}$$

2.2.4. Charges du au poids propre du rotor et de la poulie:

$$m_{\text{poulie}} = 38.6 \text{ kg}$$

$$m_{\text{rotor}} = 39.11 \text{ kg}$$

2.2.5. Charges appliquées au roulement le plus sollicité :

Schéma rendu libre du rotor :

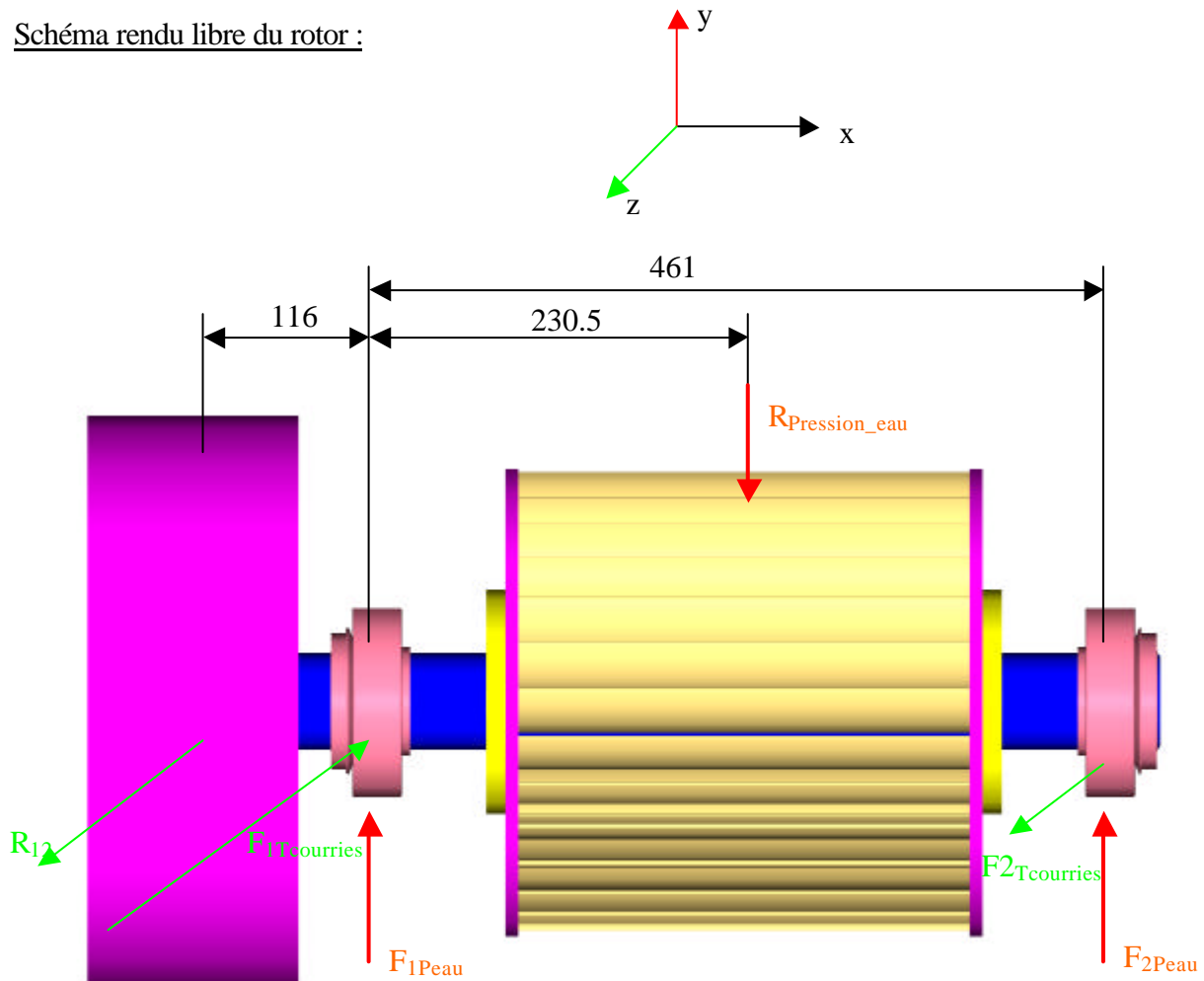


Figure 4.7 – Chargement des paliers.

? $F_x = 0 : 0=0$ pas de force dans la direction axiale

?

? $F_y = 0 : F_{2Peau} + F_{1Peau} - R_{pression_eau} = 0$

$$\Rightarrow F_{1Peau} = F_{2Peau} = R_{pression_eau} / 2 = 9859.05 / 2 = 4929.5 \text{ N}$$

?

? $M_2 = 0 : F_{1Tcourroies} * 461 - R_{12} * (461 + 116) = 0$

$$\Rightarrow F_{1Tcourroies} = (577 / 461) * 27393.26 = 34286.14 \text{ N}$$

?

? $F_z = 0 : R_{12} - F_{1Tcourroies} + F_{2Tcourroies} = 0$

$$\Rightarrow F_{2Tcourroies} = 34286.14 - 27393.26 = 6892.88 \text{ N}$$

Les roulement sont donc soumis à une charge dynamique de :

$$F_{dyn_1} = v (34286.14^2 + 4929.5^2) = 34638.7 \text{ N}$$

$$F_{dyn_2} = v (6892.88^2 + 4929.5^2) = 8474.18 \text{ N}$$

Et à une charge statique de :

$$\begin{aligned} F_{stat_1} &= (m_{poulie} + m_{rotor}) * g / 2 + (577 / 461) * T + R_{pression_eau} / 2 \\ &= (38.6 + 39.11) * 9.81 / 2 + (577 / 461) * 3900 + 4929.5 \\ &= 10192.01 \text{ N} \end{aligned}$$

Remarque :

On a négligé les masses du rotor et de la poulie dans le calcul de la charge dynamique. Ceci est licite, car la charge due à l'eau est surestimée, de même direction et sens que le poids propre. De plus les charges induites par le poids propre de ces éléments sont négligeables face à la tension des courroies et la charge due à l'eau.

2.2.6. Calcul de la durée de vie du roulement le plus sollicité :

On peut utiliser les formules suivantes :

$$Re = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$V=1 \text{ et } Fa = 0 \Rightarrow X=1 \Rightarrow Re = Fr = 34638.7N$$

$$L_{roulement} = 10^6 \cdot (C/Re)^a / (N \cdot 60) \text{ [heure]} \quad \text{avec } a = 10/3 \text{ et } N = 508.3 \text{ tr/min}$$

Ou les résultats le programme FAG :

$$\text{FAG 22213EK} \Rightarrow L_h = 7098 \text{ h} = 0.81 \text{ années}$$

$$\text{FAG 22313EK} \Rightarrow L_h = 39714 \text{ h} = 4.53 \text{ années}$$

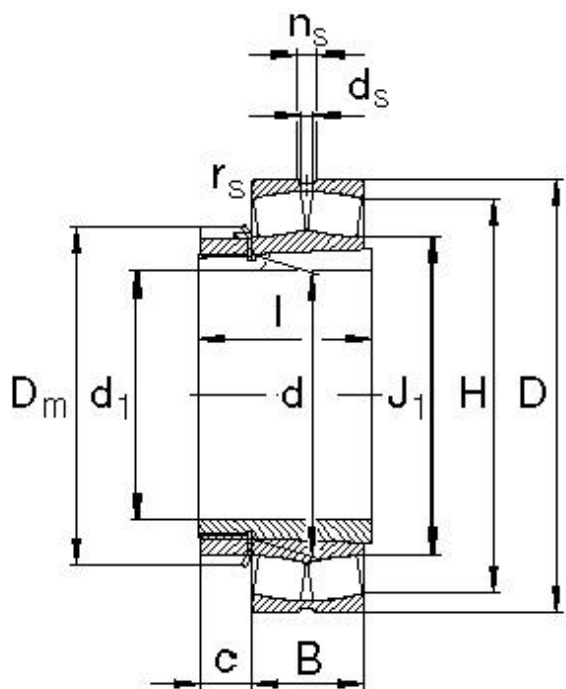
$$\text{FAG 22314EK} \Rightarrow L_h = 55866 \text{ h} = 6.38 \text{ années ce qui est suffisant.}$$

Détail des résultats obtenu par le programme de calcul fourni par le constructeur FAG :

bearing type	L610	Spherical roller bearing, adapter sleeve				
bearing FAG	22314EK	series	223E			
bore diam.	70.000	mm	outside diam.	150.000	width	51.000
bearing weight	4.118	kg				
load rating dyn. C	325.00	kN	load rating stat. C0	375.00		
factor e	0.34	Fa / Fr		factor e0	0.00	
		<= e	> e			
factor X	1.00	0.67	factor X0		1.00	1.00
factor Y	2.00	2.98	factor Y0		1.96	1.96
limiting speed	4500	min ⁻¹	reference speed	4300		

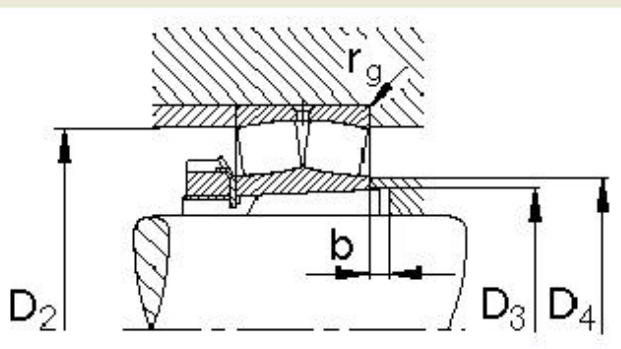
Figure 4.8 – Données constructeur du roulement à rotule sur deux rangées de rouleau à alésage conique 22314EK.

FAG Spherical roller bearing, adapter sleeve



FAG 22314EK

$d =$	70.000 mm
$D =$	150.000 mm
$B =$	51.000 mm
$r_s =$	2.100 mm
$n_s =$	9.500 mm
$d_s =$	4.800 mm
$H =$	128.000 mm
$J_1 =$	86.710 mm
$d_1 =$	60.000 mm
$D_m =$	92.000 mm
$l =$	68.000 mm
$c_1 =$	0.000 mm



$r_g =$	2.100 mm
$D_2 =$	138.000 mm
$D_3 =$	77.000 mm
$D_4 =$	86.000 mm
$b =$	5.000 mm

adapter sleeve FAG H2314

Figure 4.9 – Plan du Roulement FAG 22314EK et de son manchon de serrage.

variable load
 no
 yes

radial load Fr
axial load Fa

Fr [kN] Fa [kN]

variable speed
 no
 yes

	n [1/min]	q [%]
1	508.2	98.00
2	1016.4	2.00
3		
4		

speed n
duration q

Figure 4.10 – Chargement et vitesse de rotation du roulement.

load case	q [%]	speed [1/min]	Fr [kN]	Fa [kN]
<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="98.00"/>	<input type="text" value="508"/>	<input type="text" value="34.64"/>	<input type="text" value="0.00"/>

X	Y	P [kN]	f _n	f _L	L _h [h]
<input type="text" value="1.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="34.64"/>	<input type="text" value="0.44"/>	<input type="text" value="4.14"/>	<input type="text" value="57126"/>

Figure 4.11 – Résultat du calcul de la durée de vie à 508 tr/min (vitesse nominale).

load case	q [%]	speed [1/min]	Fr [kN]	Fa [kN]
<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="1016"/>	<input type="text" value="34.64"/>	<input type="text" value="0.00"/>

X	Y	P [kN]	f _n	f _L	L _h [h]
<input type="text" value="1.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="34.64"/>	<input type="text" value="0.36"/>	<input type="text" value="3.37"/>	<input type="text" value="28563"/>

Figure 4.12 – Résultat du calcul de la durée de vie à 1016 tr/min (vitesse d’emballement).

mean values

f _L	L _h [h]
<input type="text" value="4.12"/>	<input type="text" value="55866"/>

Figure 4.13 – Durée de vie du roulement pour les deux cas cumulé.

pitch circle diameter	112.010	[mm]
rolling element diameter	22.400	[mm]
no. of rolling elements	14	
contact angle	12.67	[degree]

rotating		speed		step width	
<input checked="" type="radio"/> inner ring		[1/min]			
<input type="radio"/> outer ring		508.2	> increase < reduce		10.0

cycling frequency				Calculate	
inner ring	70.860	[Hz]		Print	
outer ring	47.720	[Hz]		Single bearing	
(double) rolling element	40.740	[Hz]		OK	
cage	3.410	[Hz]			

Figure 4.14 – Autres données et résultats moins importants dans notre cas.

Remarque :

Ce programme permet de vous guider dans le choix du meilleur type de roulement pour votre application. En répondant à une série de questions, il élimine les roulements ne convenant pas à votre projet pour ne vous laisser finalement le choix qu'entre 2 ou 3 roulements différents. Il ne peut pas résoudre des problèmes dont la charge et la vitesse de rotation sont variables simultanément. Il permet uniquement de traiter la variation d'un seul paramètre. C'est pour cela que j'ai pris la même charge pour les deux vitesses de rotation, alors qu'en réalité la charge appliquée à la vitesse d'emballement est inférieure à celle appliquée à la vitesse nominale, on peut la considérer égale à la charge statique du roulement.

3. Vérification de la vanne par éléments finis à l'aide de COSMOSXpress.

3.1. Introduction :

Les résultats sont basés sur la théorie de l'analyse statique linéaire et le matériau est supposé isentropique.

L'analyse statique linéaire suppose que:

- 1) Le comportement du matériau est linéaire et suit la loi de Hooke,
- 2) les déplacements induits sont suffisamment petits pour ignorer les modifications de rigidité dues aux chargements,
- 3) les chargements sont appliqués lentement et les effets dynamiques sont négligeables.

Les deux premiers points sont satisfaits dans notre cas. En effet, nous restons dans la zone linéaire et plastique de déformation du matériau et ne plastifierons donc aucune partie de la pièce, ce qui est assuré par la valeur du coefficient de sécurité qui est supérieur à l'unité. Les déplacements sont bien négligeables.

Par contre le troisième ne peut pas être satisfait dans tous les cas, par exemple lorsqu'un coup de bélier est créé par une fermeture rapide de la vanne. Ce risque est nul avec le système de régulation à vis sans fin utilisé, car il possède un grand rapport de réduction et est irréversible.

3.2. Données turbine :

Largeur vanne = 155 mm

Nom du matériau : acier inox AISI 304

Propriété :	Valeur :
Module d'élasticité	$1.9 \cdot 10^{11}$ N/m ²
Coefficient de Poisson	0.29
Limite d'élasticité	$2.0681 \cdot 10^8$ N/m ²
Masse volumique	8000 kg/m ³

3.3. Propriété d'étude :

Informations sur le maillage	
Type de maillage:	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Maillage lissé:	Activé(e)
Vérification du Jacobien:	4 Points

Taille de l'élément:	6.6326 mm
Tolérance:	0.41454 mm
Qualité:	Haute
Nombre d'éléments:	10598
Nombre de noeuds:	20140

3.4. Informations sur les chargements et les déplacements imposés :

Déplacements imposés	
Rotules	Immobilisées sur la face extérieur de la bague fixe (pas de translation). (cfr. figure 3.9)
Chargement	
Profil supérieur de la vanne	sur 4 Faces avec pression, p, le long de la normale aux faces sélectionnées. (cfr figure 3.10)
H [m]	$p = \rho * g * H$ [N/m ²]
15	$1.4715 * 10^5$
20	$1.962 * 10^5$
22.5	$2.2073 * 10^5$
25	$2.4525 * 10^5$
30	$2.2943 * 10^5$

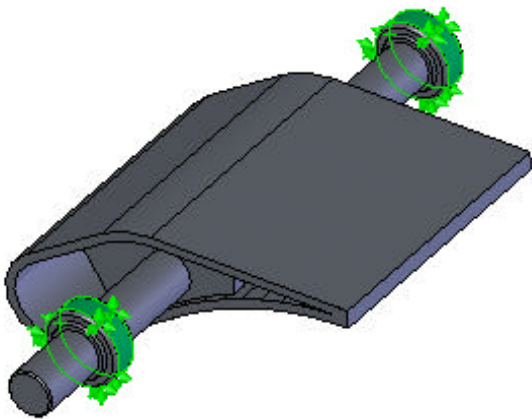


Figure 4.15 – Déplacements imposés.

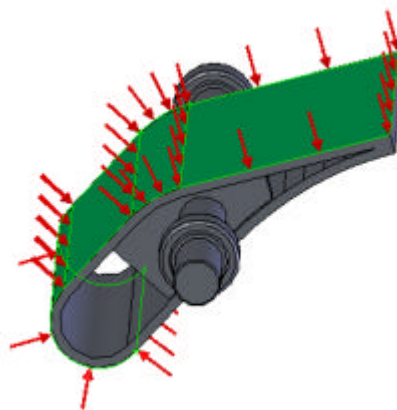


Figure 4.16 – Chargement.

3.5. Résultat de l'étude par élément fini.

3.5.1. Coefficient de sécurité minimum en fonction de la hauteur d'eau :

Hauteur d'eau [m] :	Coefficient de sécurité min, CS:
15	4.18
20	3.13
22.5	2.03
25	1.39
30	1.25

3.5.2. Contraintes de Von Mises :

H = 20m

Type	Min	Max
Von Mises	66.9601 N/m ²	6.59836*10 ⁷ N/m ²

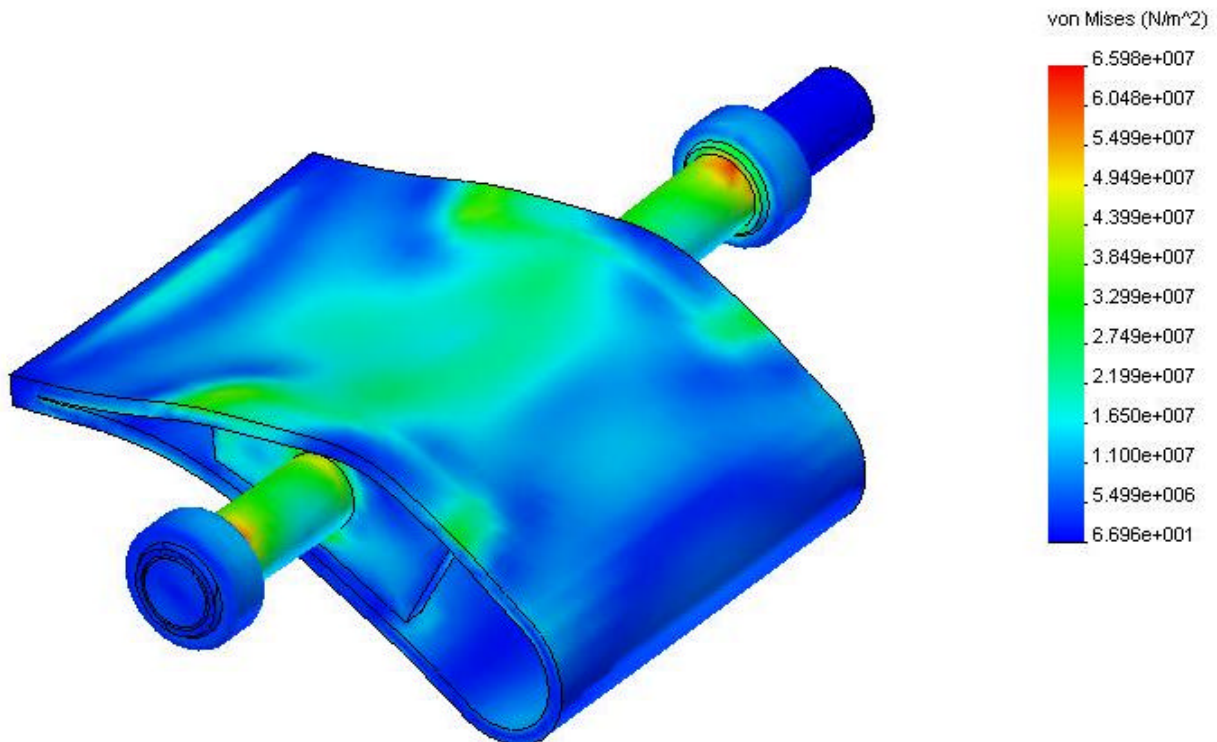


Figure 4.17 – Contraintes de Von-Mises pour H = 20m.

H = 22.5m

Type	Min	Max
Von Mises	60.39 N/m ²	1.02*10 ⁸ N/m ²

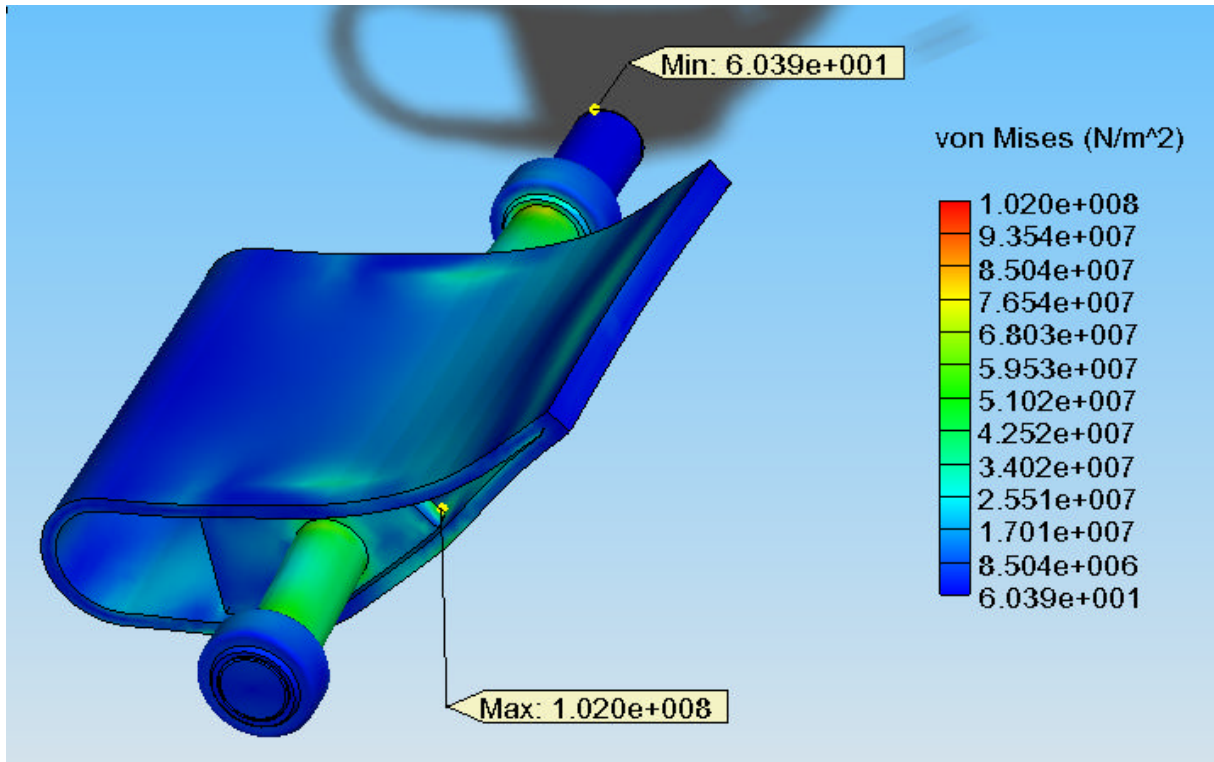


Figure 4.18 – Contraintes de Von-Mises pour H = 22.5m.

Remarque :

Un maillage plus fin a été utilisé pour cette hauteur d'eau représentant une limite intéressante, ce qui nous permet d'obtenir des résultats plus précis. On peut ainsi mettre en évidence une zone où les contraintes sont maximales et qui n'apparaissait pas avec un maillage plus grossier.

H = 25m

Type	Min	Max
Von Mises	150.66 N/m ²	1.48463*10 ⁸ N/m ²

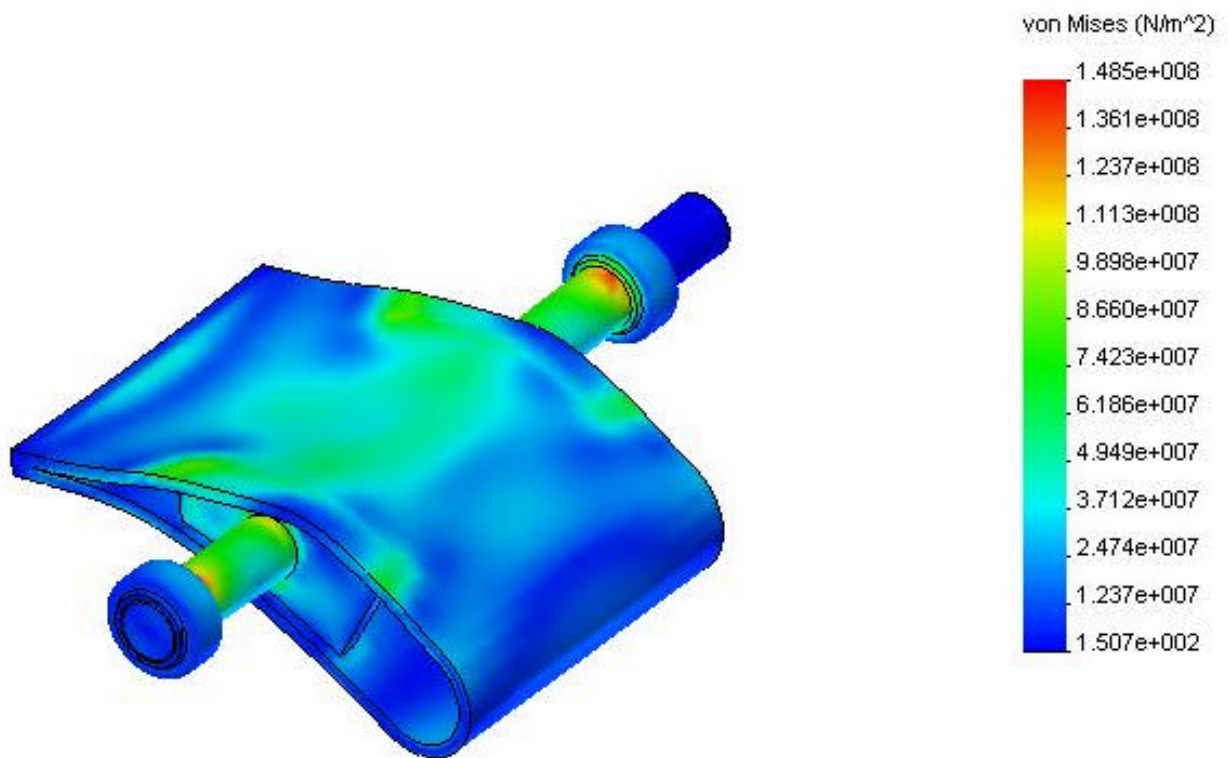


Figure 4.19 – Contraintes de Von-Mises pour H = 25m.

3.5.3. Déformation :

H = 22.5m

Echelle de déformation : 167.26

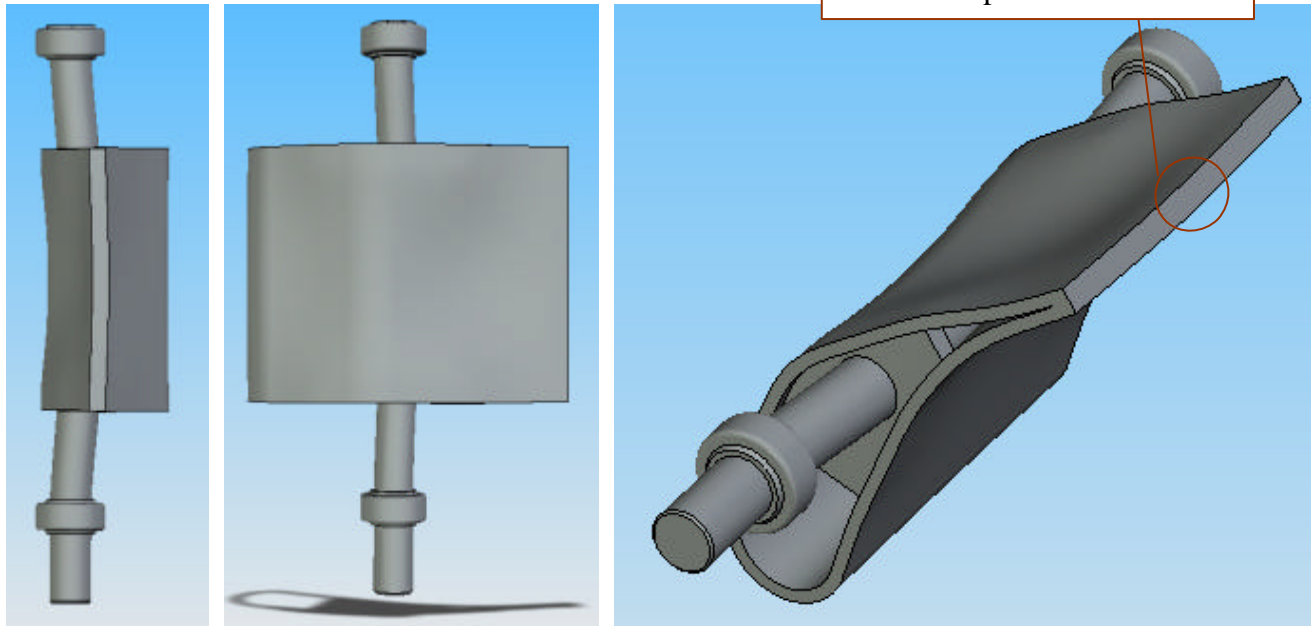


Figure 4.20 – Déformée pour H = 22.5m.

Ce qui nous donne une déformation maximum de 0.202 mm localisé au milieu de la ligne de fermeture du bec de la vanne.

3.5.4. Contrôle de conception

Légende : Rouge < CS = 2 < bleu

H = 22.5m

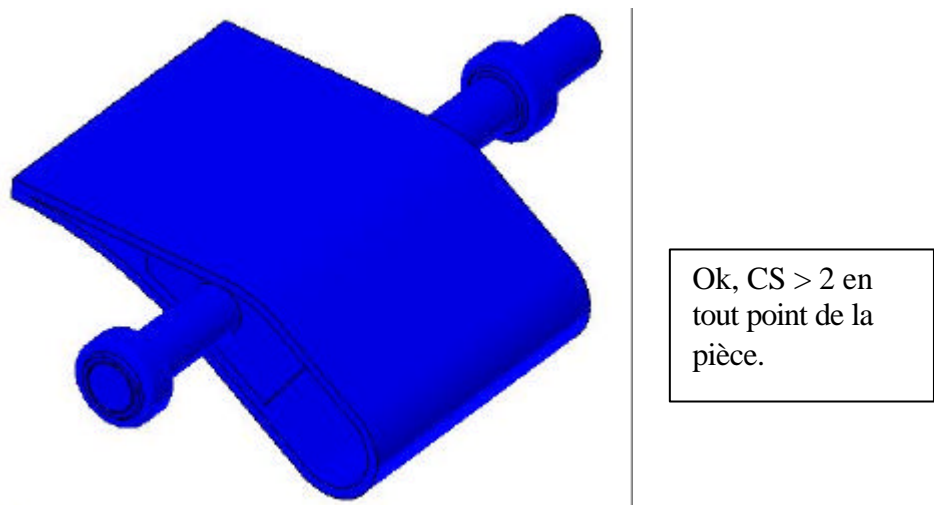


Figure 4.21 – Contrôle de conception pour H = 22.5m.

H = 25m

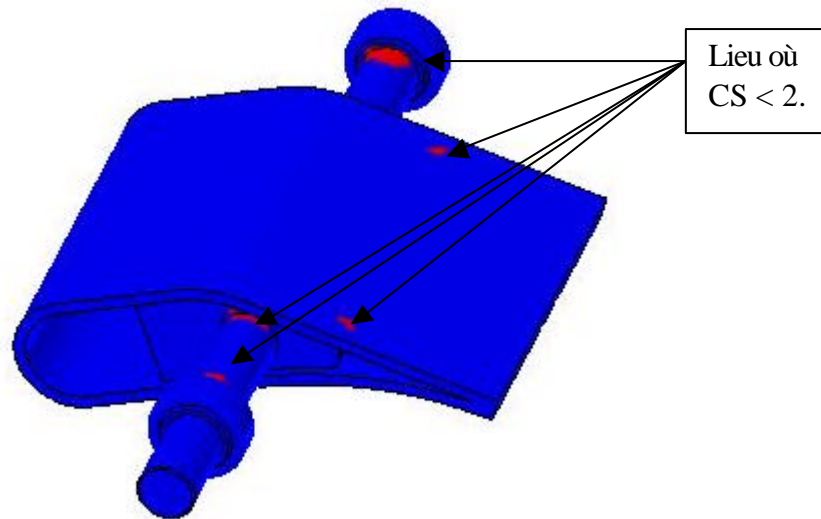


Figure 4.22 – Contrôle de conception pour H = 25m.

3.5.5. Conclusion :

Cette vanne peut être utilisée pour une hauteur de chute d'eau de 22.5 m au maximum si on veut un coefficient de sécurité supérieur à 2.

☞ $H_{\max} \text{ vanne} = 22.5 \text{ m}$

Remarque :

Pour trouver la hauteur d'eau maximum du domaine d'utilisation de la turbine, il faut déterminer la pression d'eau pouvant agir sur une vanne d'une largeur de 7 cm, ce qui correspond à la dimension minimum de l'injection de l'eau dans le rotor. Tout en assurant un coefficient de sécurité égal à 2.

Vérification de l'arbre du rotor.

4.1. Montage à clavette :

La clavette est utilisée entre l'arbre et la poulie et permet de transmettre un couple. C'est un moyen commode et économique destiné surtout aux montages à basse vitesse, lorsqu'on doit fréquemment monter et démonter l'élément de l'arbre.

On choisit une clavette dont la largeur est environ le quart du diamètre de l'arbre, sa longueur est ajustée pour satisfaire aux exigences de résistance des matériaux. Pour déterminer la résistance d'une clavette, on émet l'hypothèse simplificatrice voulant que les forces soient distribuées uniformément sur les surfaces de la clavette.

Données :

Couple transmis : $C = 498.68 \text{ N}\cdot\text{m}$
Diamètre de l'arbre : $D = 60 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Largeur de la clavette : $W = 18 \text{ mm}$
Hauteur de la clavette : $H = 11 \text{ mm}$
 $S_y = 350 \text{ N/mm}^2$
 $K_t = 3$

Inconnue :

Longueur de la clavette : L

Calcul de la clavette rectangulaire :

Le couple de torsion C repris par la clavette est connu. Ce couple transmet une force F entre l'arbre et la clavette, donnée par la relation :

$$F = \frac{2 \cdot C}{D} = \frac{2 \cdot 498.68}{60 \cdot 10^{-3}} = 16.622 \text{ kN}$$

Cette force engendre des contraintes de compression sur les surfaces eb et df et des contraintes de cisaillement dans le plan ef (cfr. Figure 4.23).

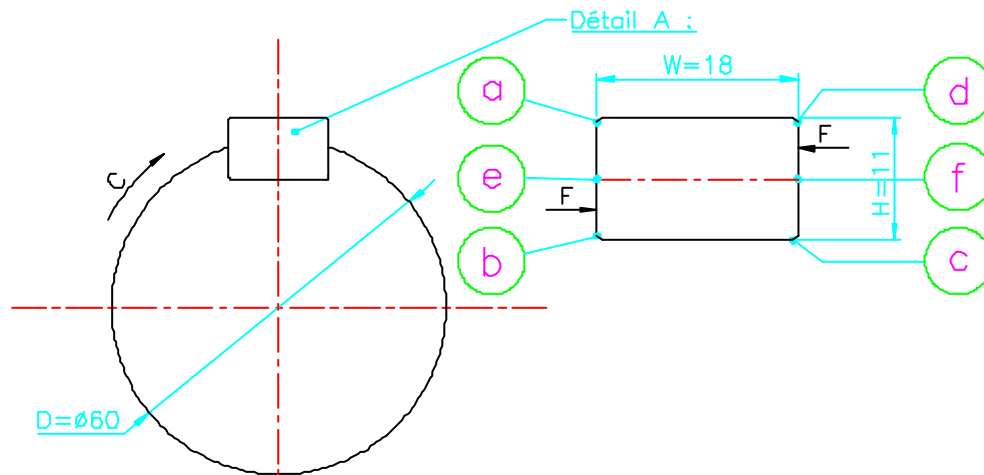


Figure 4.23 – forces agissant sur une clavette parallèle.

Les contraintes de compression sont : $\sigma_c = \frac{2 \cdot F}{L \cdot H}$

La contrainte de cisaillement dans le plan ef s'écrit : $\tau = \frac{F}{L*W}$

En utilisant le critère de Tresca et un même facteur de sécurité, FS = 2, les contraintes admissibles sont :

$$\tau_{\max} = \frac{S_v}{2*FS} = \frac{350}{4} = 87.25 \text{ N/mm}^2 \quad \text{et} \quad \tau_{\max} = \frac{S_v}{FS} = \frac{350}{2} = 175 \text{ N/mm}^2$$

L'usinage de l'arbre, en ce qui a trait à la rainure de la clavette, amène une certaine concentration de contraintes. La littérature suggère de prendre comme valeur du facteur théorique de concentration de contraintes ($K_t = \tau/\tau_0$) 3, pour un arbre soumis à un chargement combiné de flexion et de torsion.

$$\tau = 87.25 = 3*16622/(L*18) \quad ? \quad L = 31,66 \text{ mm}$$

$$\tau = 175 = 3*2*16622/(L*11) \quad ? \quad L = 51,81 \text{ mm}$$

On prend pour longueur minimum de la clavette, la plus grande des deux valeurs. Elle aura donc une longueur de 52 mm.

Tableau Excel correspondant :

Couple de torsion repris par la clavette [N*m] :	498,68
Diamètre de l'axe [mm] :	60
Largeur de la clavette [mm] :	18
Hauteur de la clavette [mm] :	11
Facteur de concentration de contrainte (Kt) :	3
Sy [N/mm²] :	350
FS :	2

Force entre l'arbre et la clavette [N] :	16622,67
τ_{\max} [N/mm²] ?	87,5
τ_{\max} [N/mm²] ?	175
Longueur clavette [mm] :	31,66
	51,81

Prendre la plus grande des deux valeurs

4.2. Diamètre de l'arbre :

Il existe plusieurs méthodes pour vérifier la résistance d'un arbre de diamètre choisi. Nous devons en choisir une qui tient compte du cas où les charges produisent un moment fléchissant M et un couple de torsion T constants. De plus, même si M est constant, la contrainte à la fibre extérieure fera un cycle complet tension-compression à chaque tour de l'arbre. Par contre, la contrainte de cisaillement due à la torsion demeure constante si le couple transmis est constant.

La théorie basée sur le cisaillement maximal et sur le diagramme de Soderberg (code de Westinghouse), convient parfaitement à notre cas car il tient compte de ce type de chargement et est sécuritaire.

1) Calcul des réactions :

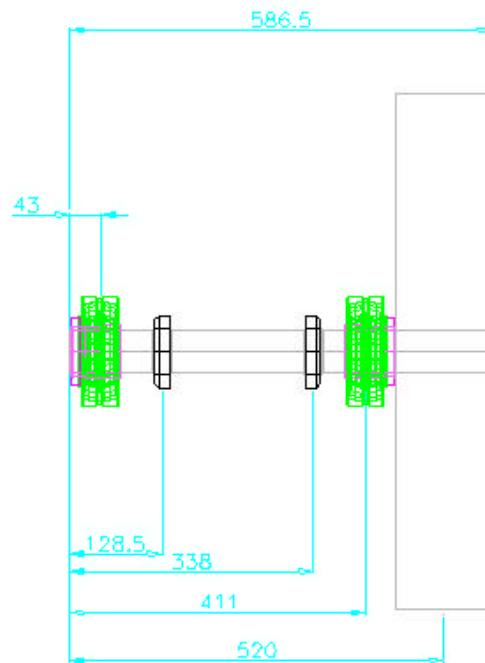


Figure 4.24 – Géométrie de l'arbre.

Recensement des charges appliquées sur l'arbre :

Couple :

Couple transmis par la poulie : $C = 498.68 \text{ N}\cdot\text{m}$

Couple appliqué sur chaque moyeu = $C_m = -C/2$

Forces appartenant au plan horizontal :

Tension dynamique de la courroie : $T = 27393.26 \text{ N}$ ▼

Tension reprise par le roulement coté poulie : $F_{R1h} = 34286.14 \text{ N}$ ▲

Tension reprise par le roulement coté opposé poulie : $F_{R2h} = 6892.88 \text{ N}$ ▼

Forces appartenant au plan vertical :

$F_{R1v} = 4929.5 + 383.67/2 + (477/368)*378.66 = 5612.15 \text{ N}$ ▲

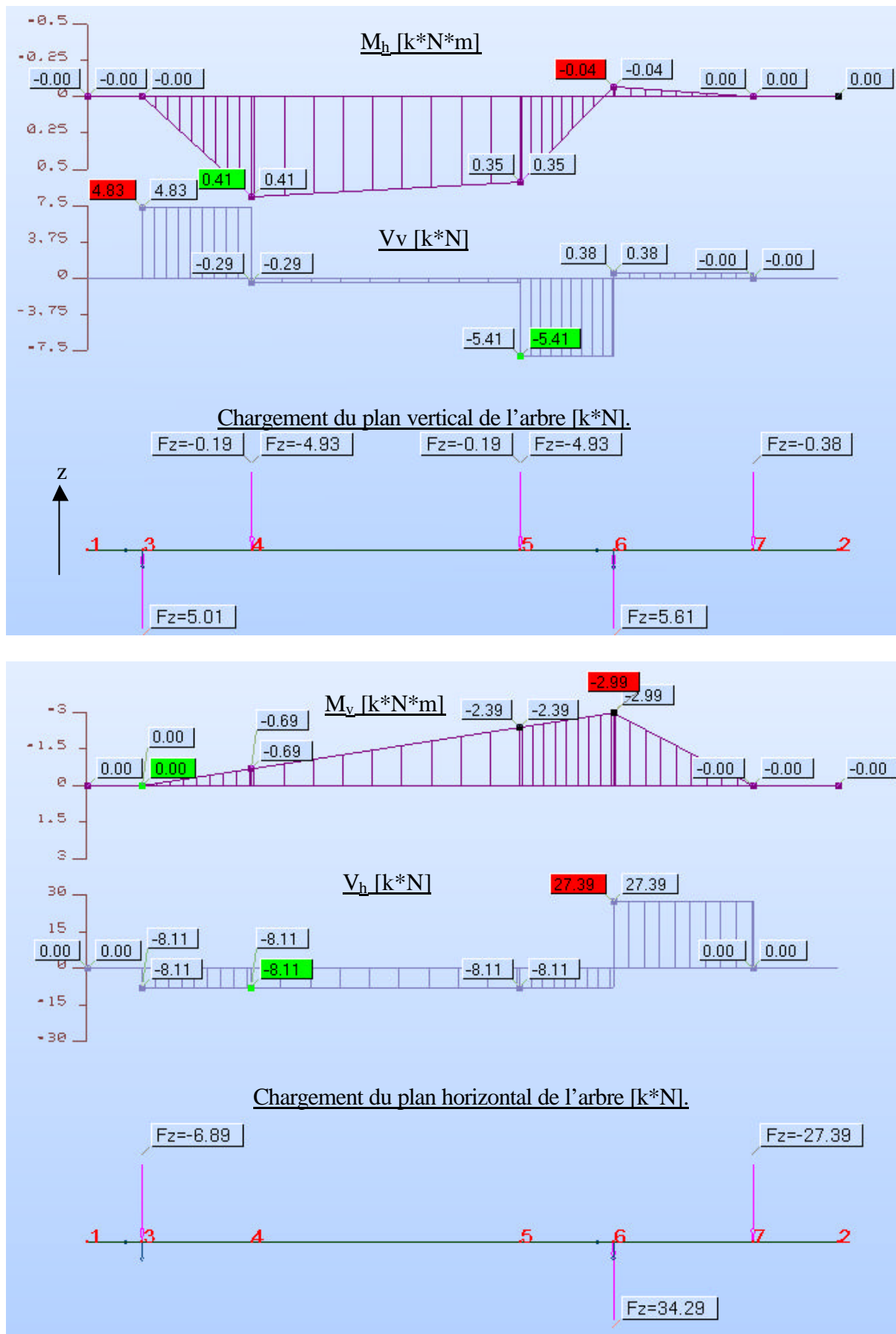
$F_{R2v} = 4929.5 + 383.67/2 - (109/368)*378.66 = 5009.18 \text{ N}$ ▲

Charge due à l'eau : $F_{\text{pression}} = 9859.05 \text{ N}$ ▼

Poids de la poulie : $P_p = m_{\text{poulie}} * g = 38.6 * g = 378.66 \text{ N}$ ▼

Poids du rotor : $P_r = m_{\text{rotor}} * g = 39.11 * g = 383.67 \text{ N}$ ▼

2) Diagramme MNV à l'aide de Robot Millenium:



Figures 4.25 et 4.26 – Obtention du moment de flexion dans chaque plan.

3) Calcul du moment résultant :

On utilise l'équation : $M = v(M_v^2 + M_n^2)$ pour calculer le moment résultant aux « nœuds » 5 et 6.

$$M_5 = v(2.39^2 + 0.35^2) = 2.41 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$M_6 = v(2.99^2 + 0.04^2) = 2.99 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

4) Section critique :

Par conséquent, la section la plus sollicitée est en 6,
avec $M_6 = 2.99 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (contraintes de flexion complètement renversées)
et $T = 498.68 \text{ N}\cdot\text{m}$ (torsion constante)

Mais la présence d'un changement de section en 5 provoque des concentrations de contraintes, il faut donc aussi vérifier ce nœud.

5) Calcul de la limite d'endurance S_e :

Limite d'élasticité : $S_y = 350 \text{ N/mm}^2$

Limite de rupture : $S_u = 900 \text{ N/mm}^2$

Fiabilité souhaitée : 90%

a) Section 6 :

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

avec

Facteur de fini de surface : $k_a = 0.73$ (pièce usinée)

Facteur de grosseur de la pièce : $k_b = 0.75$ ($d > 50 \text{ mm}$)

Facteur de la fiabilité : $k_c = 0.897$

Facteur de la température : $k_d = 1$ ($T < 71^\circ\text{C}$)

Facteur relatif à la concentration de contrainte en fatigue : $k_e = 1$

Nous n'avons pas de changement de section près de cette section critique.

Facteur des effets divers : $k_f = 1$.

$$S_e' = 0.5 * S_u \quad \text{pour } S_u \geq 1400 \text{ N}\cdot\text{mm}^2$$

$$\Rightarrow S_e' = 0.5 * 900 = 450 \text{ N/mm}^2$$

Avec S_e' la limite d'endurance de l'éprouvette de l'essai de Moore.

$$\Rightarrow S_e = 0.73 * 0.75 * 0.897 * 1 * 1 * S_e' = 0.491 * 450 = 221.00 \text{ N/mm}^2$$

b) Section 5 :

Facteur de fini de surface : $k_a = 0.73$ (pièce usinée)

Facteur de grosseur de la pièce : $k_b = 0.75$ ($d > 50 \text{ mm}$)

Facteur de la fiabilité : $k_c = 0.897$

Facteur de la température : $k_d = 1$ ($T < 71^\circ\text{C}$)

Facteur relatif à la concentration de contrainte en fatigue :

$$k_e = 1/K_f$$

avec

$$K_f = q * (K_t - 1) + 1$$

où K_f est le facteur de concentration de contraintes en fatigue et est défini par le rapport $K_f = S_e \text{ sans concentration} / S_e \text{ avec concentration}$.

K_t = facteur théorique de concentration de contraintes.

q = indice de sensibilité aux effets d'entaille.

$$q = 0.8 \text{ (rayon d'entaille} = 4 \text{ mm)}$$

$$K_t = 1.6 \text{ (} D/d = 63/60 = 1.05 \text{ et } r/d = 4/60 = 0.067)$$

$$\sphericalangle K_f = 0.8 \cdot (1.6 - 1) + 1 = 1.48$$

$$\sphericalangle k_e = 0.68$$

Facteur des effets divers : $k_f = 1$.

$$\sphericalangle S_e = 0.73 \cdot 0.75 \cdot 0.897 \cdot 0.68 \cdot 1 \cdot S_e' = 0.34 \cdot 450 = 153 \text{ N/mm}^2$$

6) Code de WESTINGHOUSE :

On peut alors déduire le facteur de sécurité FS en utilisant la formule :

$$FS = \frac{? \cdot d^3}{(16 \cdot v \cdot ((T/S_{Sy})^2 + (M/S_{Se})^2))}$$

Remarque :

Parmi les théories de limitations statiques, la théorie de la contrainte de cisaillement maximale prédisait la résistance à l'écoulement en cisaillement à

$$S_{Sy} = 0.5 \cdot S_y \quad \text{et} \quad S_{Se} = 0.5 \cdot S_e$$

a) Section 6 :

$$\sphericalangle FS = \frac{3.14 \cdot 60^3 \cdot 10^{-3}}{(16 \cdot v \cdot ((498.68/175 \cdot 10^6)^2 + (2990/110.50 \cdot 10^6)^2))} = 1.6$$

b) Section 5 :

$$\sphericalangle FS = \frac{3.14 \cdot 60^3 \cdot 10^{-3}}{(16 \cdot v \cdot ((498.68/175 \cdot 10^6)^2 + (2410/76.5 \cdot 10^6)^2))} = 1.4$$

Conclusion :

Le facteur de sécurité minimum calculé est un peu faible mais suffisant car la flexion de l'arbre et certaines charges sont surestimées. De plus, nous n'avons pas tenu compte que l'ensemble constitué des flasques et des aubes augmente de façon importante l'inertie flexionnelle de l'arbre. La tension de la courroie a été calculée en multipliant par 1.5 le couple transmis, les charges dues à l'eau ont été déterminées pour un rotor plus large et on a considéré qu'elles résultent de la pression due à la colonne d'eau sur la surface complète de l'admission du rotor.

Remarques :

Pour une turbine de plus petite puissance, il est intéressant d'utiliser un arbre ne comportant pas d'augmentation de diamètre sur les parties fretté. On achète alors un axe en acier rectifié diamètre 60 h9, l'arbre n'étant plus usiné on diminue son coût. L'emploi de ce dernier entraîne l'application d'un facteur de concentration de contrainte supplémentaire.

Calcul du couple nécessaire à la régulation de la vanne.

Ce calcul a été directement réalisé dans un fichier Excel : il suffit de changer les deux paramètres faisant varier le couple appliqué sur l'axe de la vanne pour le connaître, c'est-à-dire la hauteur d'eau et la largeur de l'admission. On peut ainsi déterminer le type de renvoi d'angle à vis-sans-fin à utiliser rapidement.

Données du site : H [m] = 15

Largeur de l'admission : L [mm] = 153,5

Calcul :

Pression dans l'admission, [N/m²] : $p = \rho \cdot g \cdot h = ?$ 147150

Position de la vanne [°] :

hauteur projetée [mm] :

		inférieur (i)	supérieur (s)	i - s
(ouverte)	0	62,62	20,79	41,83
	5	67,9	29,94	37,96
	10	73,46	38,87	34,59
	15	78,5	47,5	31
	20	82,6	55,77	26,83
(fermée)	23	85,24	60,14	25,1

Position de la vanne [°] :	bras de levier = $i/2-s/2$ [mm] :	Force [N]	Couple agissant sur l'axe de la vanne [N*m]	
(ouverte)	0	20,915	944,84	19,76
	5	18,98	857,42	16,27
	10	17,295	781,30	13,51
	15	15,5	700,21	10,85
	20	13,415	606,02	8,13
(fermée)	23	12,55	566,95	7,12

En appliquant un coefficient de sécurité = 1,5

Le couple maximum que doit supporter le renvoi d'angle à vis sans fin [N*m] = 29,64

Couple agissant sur l'axe de la vanne en fonction de sa position

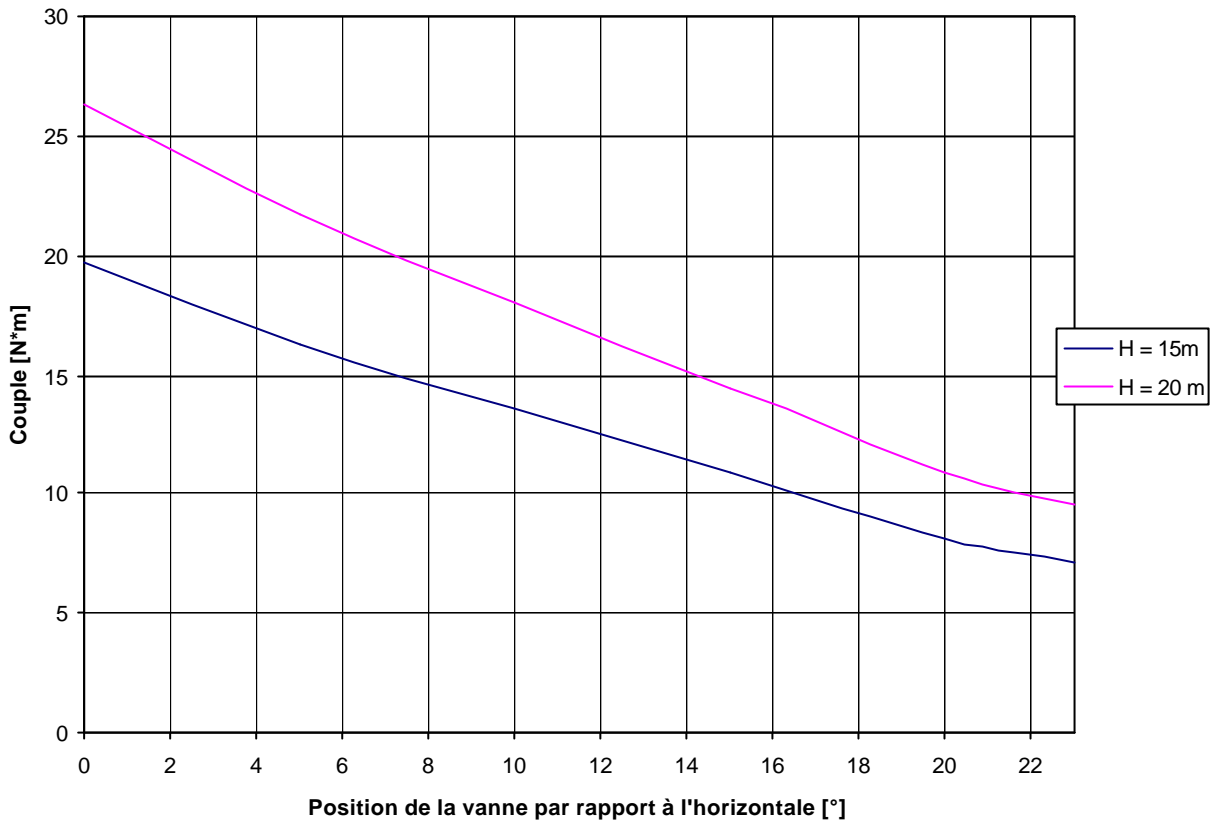


Figure 4.27 – Couple agissant sur l'axe de la vanne en fonction de sa position.

Couple agissant sur l'axe de la vanne en fonction de la hauteur d'eau

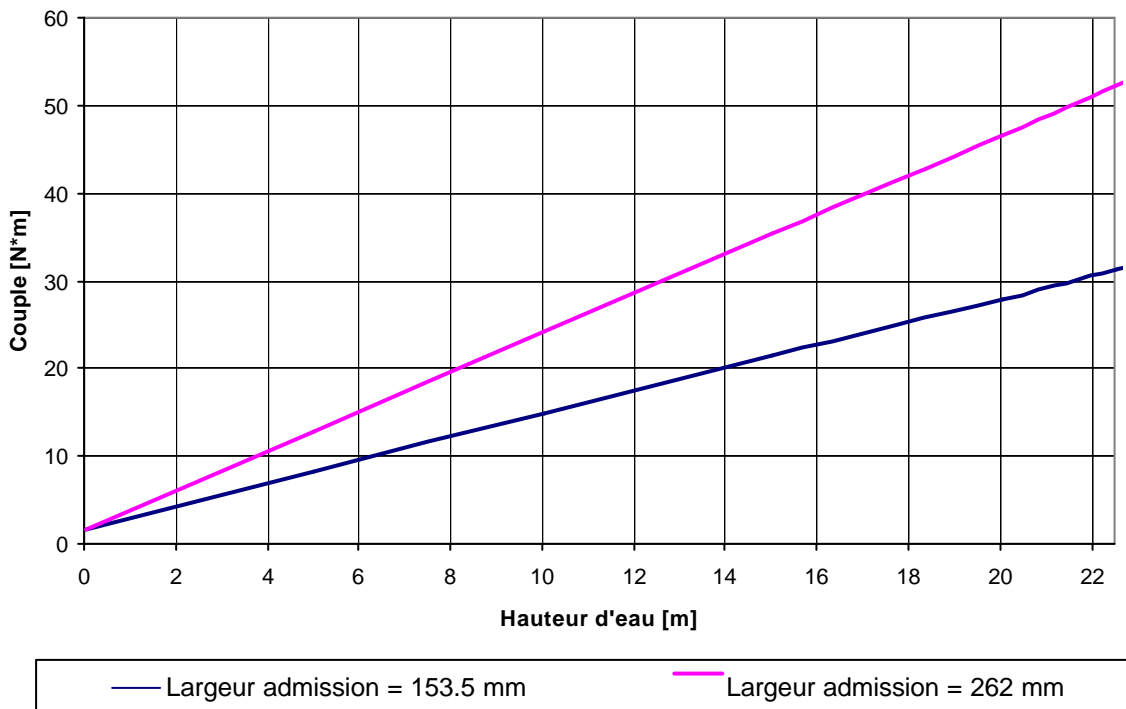


Figure 4.28 – Couple agissant sur l'axe de la vanne en fonction de la hauteur d'eau.

Conclusion sur la figure 4.27 :

Cette courbe permet de relever un inconvénient dû à la position de l'axe par rapport à la vanne. Le couple minimum se produit en position fermée, la conséquence en est que la vanne tendra naturellement à se fermer si la transmission du couple est défectueuse. Une casse brusque du renvoi d'angle pourrait donc entraîner un coup de bélier.

4. Vérification de la résistance des cordons de soudure reliant les flasques aux moyeux du rotor.

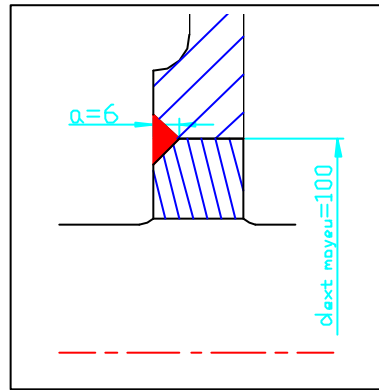
Données :

Epaisseur du cordon : $a = 6 \text{ mm}$

Nombre de flasque : $N_{\text{flasque}} = 2$

$d_{\text{ext_moyeu}} = 100 \text{ mm}$

$C_{\text{arbre}} = 498.68 \text{ N}\cdot\text{m}$



Résolution :

L'inertie polaire du cordon de soudure se calcule par la formule :

$$I_p = \frac{1}{32} * [(d_{\text{ext_moyeu}} + 2a)^4 - d_{\text{ext_moyeu}}^4]$$

$$\Rightarrow I_p = \frac{1}{32} * [(100 * 10^{-3} + 2 * 6 * 10^{-3})^4 - (100 * 10^{-3})^4] = 5.63 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

La contrainte de cisaillement correspondante vaut par conséquent :

$$\tau = \frac{C_{\text{flasque}} * d_{\text{ext_moyeu}}}{2 * I_p}$$

avec

$$C_{\text{flasque}} = C_{\text{arbre}} / N_{\text{flasque}}$$

$$\Rightarrow C_{\text{flasque}} = 498.68 / 2 = 249.34 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\Rightarrow \tau = 249.34 * 100 * 10^{-3} / (2 * 5.63 * 10^{-6}) = 2.214 * 10^6 \text{ N/m}^2 = 2.214 \text{ N/mm}^2$$

Le flasque est soudé d'un seul côté du moyeu ; on doit comparer la contrainte obtenue à la contrainte admissible tenant compte de l'aspect fatigue :

$$R_s = \frac{R_{\max} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2}{K}$$

Avec :

- ψ_1 : coefficient de forme = 0.55
- ψ_2 : coefficient de qualité = 0.8
- K : coefficient de sécurité = 2
- R_{\max} : la valeur de calcul de la limite d'élasticité en cisaillement du métal déposé
 = 290 N/mm² pour un acier du type Fe 360
 = 335 N/mm² pour un acier du type Fe 510

$$R_s = 290 \cdot 0.55 \cdot 0.8 / 2 = 6.38 \text{ N/mm}^2$$

Le coefficient de sécurité obtenu se calcule par la formule :

$$CS = R_s / \sigma = 6.38 / 2.214 = 2.88$$

En conclusion, une soudure d'épaisseur 6mm réalisée avec un métal d'apport de type Fe 360 convient très bien à notre application.

5. Domaine d'utilisation de la JLAKit.

Limite de la hauteur d'eau :

Sa valeur maximum est déterminée par la résistance de la vanne en position fermée.

$$H_{\min} = 2 \text{ m}$$

$$H_{\max} \text{ vanne} = 22.5 \text{ m pour une admission d'une largeur de 155 mm}$$

Limite de la vitesse de rotation du rotor :

Ce paramètre est uniquement fonction de la hauteur d'eau.

$$N_{\min} = 185 \text{ tr/min}$$

$$N_{\max} = 620 \text{ tr/min}$$

Limite de la puissance fournie à l'arbre :

L'élément limitant est le couple transmissible, la tension des courroies qui en découle applique des charges importantes sur l'arbre et les roulements du rotor.

$$P_{\min} \text{ arbre rotor} = 3.5 \text{ kW} = 0.47 \text{ cv}$$

$$P_{\max} \text{ arbre rotor} = 32,5 \text{ kW} = 43.58 \text{ cv}$$

La puissance maximum est obtenue pour les valeurs suivantes :

H [m]	Q [m ³ /s]	B [m]	N2 [tr/min]	C [N*m]	P [kW]
22,5	0,147	93,92	622,45	498,03	32,45

Limite du débit traversant la turbine :

Elle est due à la largeur maximum du rotor de 300 mm qui est motivée par la rigidité et le coût du rotor. Les aubages JLA sont limités à 350mm, les aubages étirés remettrons en question la conception.

$$Q_{\min} = 40 \text{ l/s}$$

$$Q_{\max} = 294 \text{ l/s}$$

Le débit max est obtenu pour les valeurs suivantes :

H [m]	B [m]	N2 [tr/min]	C [N*m]	P [kW]
8,82	300	389,72	501,90	20,47

Chapitre 5

Fabrication de la turbine.

1. Réalisation du prototype.

Réaliser un prototype permet de trouver des erreurs de conception difficilement décelable sur papier ou écran. On peut ainsi corriger les plans et améliorer la turbine pour proposer un produit fini de qualité sur le marché.

La réalisation des pièces est entièrement sous-traitée sauf pour les pièces simples demandant peu d'opération d'usinage.

1.1. Méthodes utilisées pour la fabrication des pièces.

1.1.1. Choix de la méthode de découpe des tôles :

Il existe un grand nombre de procédé permettant de réaliser cette opération comme le plasma, l'oxycoupage, le laser, le water-jet ...

Pour décider de la meilleure méthode, j'ai rencontré un technicien de chez Laser flash à Eupen et rassembler un maximum de données sur les techniques de découpage qu'il utilise.

Nous avons discuté des différences de coût, des tolérances obtenues, des avantages que des inconvénients des différentes méthodes de découpes. insi

Après avoir examiné les plans, on a décidé de réaliser toutes les découpes au laser. La précision annoncé est de 0.2 mm ce qui est largement suffisant pour notre application. Cependant les orifices de diamètre 5 et 9 mm ne peuvent être réalisé dans la tôle de 15 mm (problème de dégagement de chaleur), on sait uniquement les pointer. Il doit utiliser la découpe par water-jet pour rendre possibles de telles opérations. Cette technique est plus coûteuse que celle au laser, c'est pourquoi nous préférons réaliser nous même ces trous à l'atelier.

Le laser ne permet pas de réaliser des biseaux, on devra les usiner par la suite pour permettre l'assemblage des différents emboîtements.

La réalisation de la découpe se fait via un plan en format dxf envoyé lors de la commande par mail.

1.1.2. Réalisations des tôles pliées :

La première idée était de réaliser des outils à forme après avoir calculer le retour élastique et la puissance de presse nécessaire pour effectuer la déformation des tôles. Les outils sont constitués de tôles découpées au laser et soudées sur deux supports dont un fixe de forme concave et l'autre de forme convexe qui est attaché au piston de la presse. Cette méthode permet d'assurer la reproductibilité des pièces et un coût de production unitaire faible lors de la réalisation d'une moyenne série.

Pour la réalisation du prototype, dans le but de ne pas dépasser le budget alloué, on réalise le pliage des pièces à l'aide d'une presse et d'un V dans un atelier de chaudronnerie. Les inconvénients de ce type de mise à forme sont le manque de précision (tolérance de 1mm) et la présence de plis perpendiculaires au flux d'eau sur les zones déformées, ces derniers entraînent des pertes de charge supplémentaires.

Pour réaliser la découpe des tôles, il faut réaliser la mise à plat des plans à l'aide de l'option tôlerie du programme SolidWorks. Afin d'obtenir une précision suffisante lors du pliage en atelier et de la mise à plat sur SolidWorks, les plis sont réalisés tous les 10°.

On fournit à l'atelier de chaudronnerie deux gabarits de contrôle, découpés au laser dans une tôle de 1mm (un pour la vanne et un second pour la tôle défléctrice supérieure de l'admission) ainsi que les tôles découpées par le même procédé.

1.2.Demande d'offre de prix.

Il est préférable de faire trois demandes ou plus pour toutes les pièces afin de pouvoir comparer les prix et les délais proposés par chaque entreprise. De grandes différences de prix variant du simple au double ont été constatées.

Après l'envoi de la demande, il est toujours nécessaire de contacter la firme pour s'assurer que le courrier est bien parvenu à destination et que tous les plans et références sont compris et clairs.

Les magasins et ateliers contactés ont donc été nombreux, c'est pourquoi je n'exposerais pas les demandes d'offre dans ce travail, elles se trouvent dans le dossier T093-JLAKit chez Codéart.

1.3.Commande des pièces.

Un AC10 (tableau comptable) a été réalisé, le tableau ci-dessous en est un extrait. Les colonnes comportant les prix unitaires des différentes pièces et le prix total des commandes ont été masqués.

Qté	Unité	Notre désignation	Fournisseur	Délai [Semaine]	N° plan
DECOUPE AU LASER					
2	pces	Tôle principale	LASERFLASH	1,5	T093-22
2	pces	Tôle d'étanchéité	LASERFLASH	1,5	T093-18
1	pce	Profil lat. adm. démontable	LASERFLASH	1,5	T093-06
1	pce	Profil lat. adm. fixe	LASERFLASH	1,5	T093-05
1	pce	Tôle longitudinale inférieure Rem: faire le biseau chez Codéart	LASERFLASH	1,5	T093-15
2	pces	Liaison arbre-vanne	LASERFLASH	1,5	T093-02
1	pce	Profil inférieur admission	LASERFLASH	1	T093-07
1	pce	Partie supérieure vanne à plat	LASERFLASH	1	T093-04
1	pce	Profil inférieur vanne à plat	LASERFLASH	1	T093-03
1	pce	Profil supérieur admission à plat	LASERFLASH	1	T093-08

1	pce	Gabarit profil supérieur admission	LASERFLASH	1	T093-29
1	pce	Gabarit vanne	LASERFLASH	1	T093-30
PIECES DU COMMERCE					
1	pce	Quad-ring 1354 NBR 70 Dim.24,99 x 3,53 Réf. : 2001354	CO-JOINT	De stock	
3	pces	Bague d'étanchéité Type R NBR 70 DIN 3760 A Dim. 25x38x7 Réf. : 2100842	CO-JOINT	De stock	
5	pces	Bague d'étanchéité Type R avec ressort inox NBR 70 DIN 3760 A Dim. 60x75X8	CO-JOINT	3	
2	pces	Bague d'étanchéité Type M avec ressort inox NBR 70 DIN 3760 B Dim. 60x75X8	CO-JOINT	3	
1	pce	Joint de caoutchouc para épaisseur 2mm Rectangulaire 200 x 100mm Réf 14036	CO-JOINT	0,5	
2	pces	V-Seal A V-60A Réf. : 2500001	CO-JOINT	De stock	
2	pces	V-Seal A V-25A Réf. : 2500032	CO-JOINT	De stock	
5	pces	Speedi-sleeve CR 99235 Diamètre nominal 60 réf. : 6770087	CO-JOINT	0,5	
2	pces	Roulement NTN RTL rotule/rouleaux à alésage conique 22314 EK	VERMEIRE-BELTING EO 2005/8811	De stock	
2	pces	Manchon de montage H 2314	Vermeire-belting EO 2005/8812	De stock	
2	pces	Ecrou SKF KM 14	VERMEIRE-BELTING EO 2005/8813	De stock	
2	pces	Rondelle Frein MB 14	VERMEIRE-BELTING EO 2005/8814	De stock	
2	pces	Rotule vanne : GE 25 EC (=SAR1-25)	VERMEIRE-BELTING EO 2005/3442	De stock	
6	pces	Rondelle biaise M12 DIN 434 Réf: Flotte-carrée Biaise à 8%U	MOULAN RM-DP 196/4	De stock	

1	pce	Moyeux de serrage TOLLOCK "Blocaxe" 25x50 Code 022TLK200025x050	VERMEIRE-BELTING EO 2005/4579	De stock	
4	pces	Graisser modèle H1 droit Filetage M8 DIN 71412	MOULAN RM-DP 196/4	De stock	
1	pce	Fer mouluré à froid 60x40x4 Lg. 6000	MOULAN	De stock	
1	pce	Réducteur à vis motovario NVR 40 50/1	VERMEIRE-BELTING EO 2005/7667	De stock	
1	m	Tubes en cuivre recuit dia 4 X1 en rouleau	MOULAN RM-DP 196/4	1	
1	pce	Tuyau soudé iso moyen noir 1/2" 500 mm	MOULAN JPN	De stock	
4	pces	Raccord bicône male Serto matière laiton dia 1/8" x 4 Mâle	MOULAN JPN	De stock	
27	kg	UPN 80 st 37 3 mètres	MOULAN JPN	1	
1	pce	Transport global des pièces			
USINAGE					
1	pce	Couvercle borgne rotor	HMI Offre du 12 mai	2	T093-25
1	pce	Couvercle troué rotor	HMI Offre du 12 mai	2	T093-24
2	pces	Palier rotor	HMI Offre du 12 mai	2	T093-23
2	pces	Porte bague d'étanchéité	HMI Offre du 12 mai	2	T093-19
1	pce	Couvercle troué vanne	HMI Offre du 12 mai	2	T093-11
1	pce	Couvercle borgne vanne	HMI Offre du 12 mai	2	T093-10
2	pces	Palier Vanne	HMI Offre du 12 mai	2	T093-09
1	pce	Bride d'entrée	HMI Offre du 12 mai	2	T093-12
1	pce	Arbre vanne inox 304	HMI Offre du 12 mai	2	T093-01
1	pce	Arbre rotor inox 341	Codéart		T093-13
6	pces	Fixation tôle-bride	Codéart		T093-21
2	pces	Fixation graisseur	Codéart		T093-28
1	pce	Bride de sortie :	Codéart		T093-20
2	pces	Disque de liaison arbre-rotor	Codéart		T093-14
7	pces	Coupe UPN	Codéart		
1	pce	Moyeu Blocaxe	Codéart		T093-16
Pliage					
1	pce	Partie supérieure de la vanne	BERTON offre du 12 mai	0,5	T093-04
1	pce	Profil inférieur vanne	BERTON offre du 12 mai	0,5	T093-03
1	pce	Profil supérieur admission	BERTON offre du 12 mai	0,5	T093-08

VISSERIE			MOULAN	De stock
16	pces	Vis M4*10 DIN 933		
6	pces	Vis M6x18 DIN 933		
12	pces	Vis M6x30 DIN 933		
4	pces	Vis M6x35 DIN 933		
6	pces	Vis M10x20/S = 16 DIN 933		
6	pces	Vis M10x40/S = 16 DIN 933		
6	pces	Vis M12x30/S = 19 DIN 933		
6	pces	Vis M12x35/S = 19 DIN 933		
4	pces	Tige filetée M16x380		
6	pces	Ecrou H M12		
8	pces	Ecrou H M16		
16	pces	Rondelle Grower M4 DIN 127B		
22	pces	Rondelle Grower M6 DIN 127B		
12	pces	Rondelle Grower M10 DIN 127B		
12	pces	Rondelle Grower M12 DIN 127B		
8	pces	Rondelle Grower M16 DIN 127B		

1.4. Réception des commandes.

Il est important de vérifier si le cahier de charge a été respecté avant d'accepter des fournitures. Par exemple, un accord a été passé avec HMI stipulant que les cotes fonctionnelles des pièces usinées, soulignées en rouge sur les plans, seront vérifiées à la réception et que toute cote hors tolérance équivaut à un renvoi de la pièce à l'atelier.

1.5. Préparation du prototype.

1.5.1. Matériel utilisé :

- Fraiseuse à un axe.
- Fraise en bout à une taille de diamètre 30mm.
- Fraise en bout à deux tailles de diamètre 5 mm.
- Tour et outil à dresser les faces.
- Meuleuse d'angle + disques à meuler et couper.
- Poste à souder à l'arc.
- Scie à ruban.
- Lime plate et couteau à denture fine.
- Appareils de fixations (serre-joint, cale en bois, pince grippe).

1.5.2. Opérations réalisées :

- 1) Réalisation à la lime des biseaux des encastresments de l'admission.
- 2) Réalisation à la meuleuse et finition à la lime du biseau inférieur de la tôle supérieur de l'admission.
- 3) Usinage du biseau à 17° de la tôle déflectrice inférieur de l'admission à la fraiseuse :
On positionne la pièce dans l'étau de la machine outil grâce à un niveau à bulle monté sur un rapporteur. On utilise une fraise en bout à une taille.
- 4) Découpe et mise à longueur des entretoises :
A l'aide de la scie à ruban on découpe 8 morceaux de 32 mm et 8 autres de 30 mm (2 mm sont prévu pour le dressage des faces et la mise à longueur).
On dresse une face au tour, retourne la pièce, dresse la deuxième face et ensuite on effectue la mise à longueur.
- 5) Pointer au marteau les points tracés au laser sur les tôles principales.
Forer et chanfreiner les trous de diamètre 5 et 9
Réaliser le taraudage des filets M6, M10.
- 6) Chanfreiner et Tarauder les trous M10 des tôles d'étanchéité.
- 7) Découpe de l'UPN 80.

Longueur [mm]:	Quantité :	Remarques :
390	2	
298	2	tolérance sur la longueur = ?1 mm
684	2	Angle de 45°
500	1	

- 7) Souder la bride de sortie et forer les trous de diamètre 13 mm.
- 8) Chambrer le profil latéral démontable.
- 9) Réalisation des fixations tôle-bride.
- 10) Réalisation des fixations graisseur.
- 11) Usiner au tour le diamètre 6 et tarauder le filet mâle M6 sur deux bicônes Serto.
- 12) Découpe du joint para.

2. Matériel nécessaire au montage du kit.

- Une lime plate et une lime couteau à denture moyenne et fine.
- Une meuleuse d'angle et disque à meuler.
- Un pied à coulisse de longueur 300 mm au minimum.
- Un poste à souder à l'arc ou semi automatique.
- Un marteau muni d'un pic pour enlever le laitier.
- Appareils de fixations (serre-joint, cale en bois, pince grippe).

3. Assemblage du kit, mode opératoire.

Remarque :

Les soudures réalisées pour les assemblages doivent être limitée afin de ne pas créer trop de contraintes internes dans les tôles, elles entraîneraient des déformations importantes de l'ensemble de la turbine.

3.1. Montage de la vanne :

Se référer au plan d'ensemble numéro T093-100.

Vous munir des pièces :

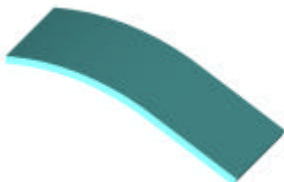
Nom :	N° plan :	Quantité :
Axe vanne	T093-01	1
Liaison vanne-arbre	T093-02	2
Profil inférieur vanne	T093-03	1
Profil supérieur vanne	T093-04	1



Axe vanne



Liaison vanne-arbre



Profil inférieur de la vanne



Profil supérieur de la vanne

Opérations à réaliser :

1) Préparation des profils de la vanne :

Réaliser quatre chanfreins de 3*3 mm comme indiqué sur la figure suivante.

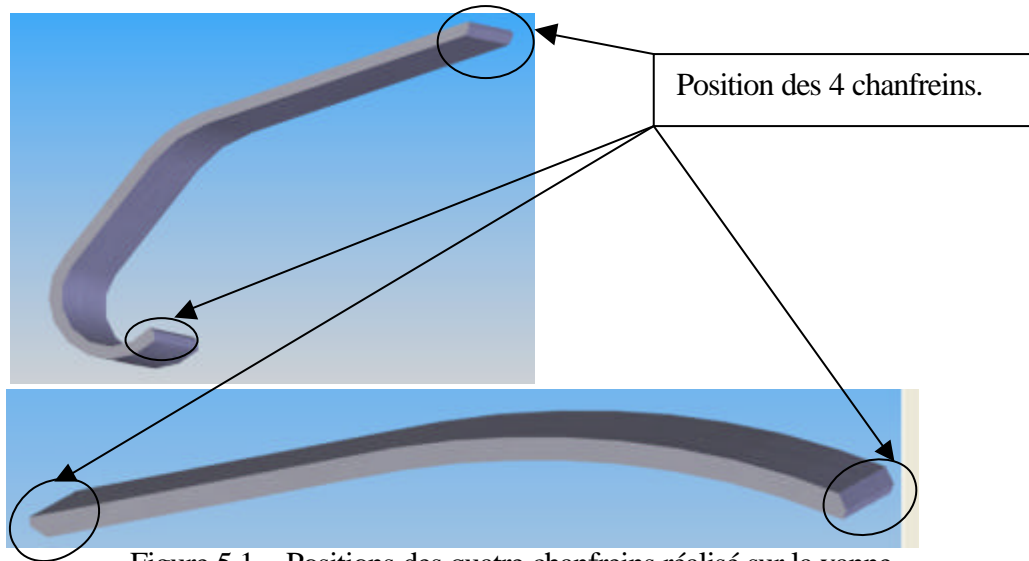


Figure 5.1 – Positions des quatre chanfreins réalisés sur la vanne.

2) Souder les deux liaisons vanne-arbre sur le profil supérieur de la vanne :

- Poser ces deux premières pièces à 6 mm des faces latérales du profilé en faisant correspondre la courbure des faces en contact, ensuite on les fixe à l'aide de deux pinces grippe.
- Vérifier leurs positions en posant le profil inférieur de la vanne et en emmanchant l'axe dans les deux alésages des liaisons, cette manœuvre permet de voir la cohérence de l'assemblage.
- Pointer les deux liaisons avec l'axe monté. On réalise 2 points du côté intérieur et deux du côté extérieur de la vanne.
- Après avoir retiré l'axe, souder uniquement le côté extérieur à la vanne.

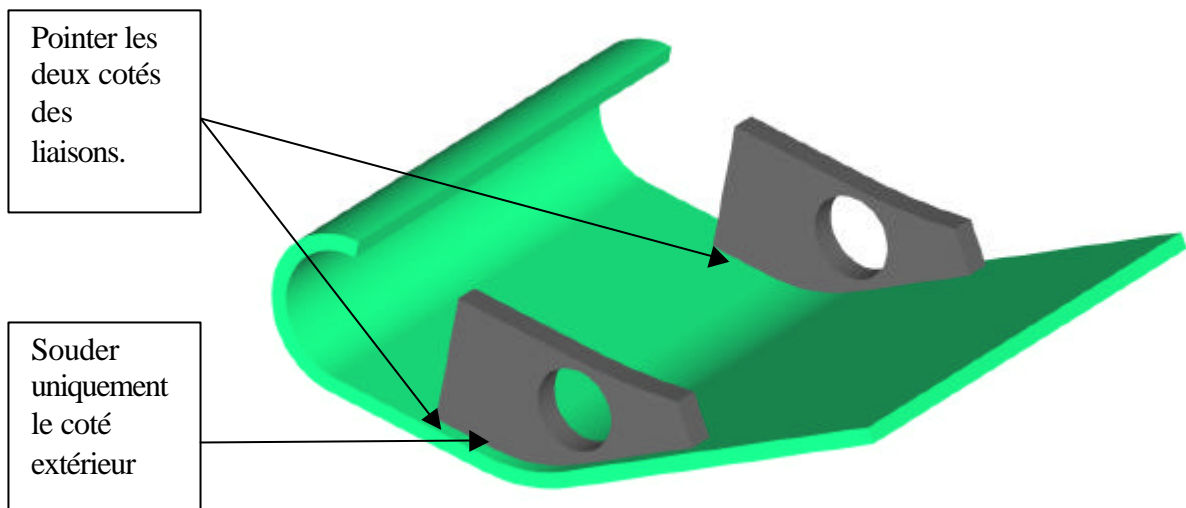


Figure 5.2 – Soudage des liaisons sur le profil supérieur.

3) Souder le profil inférieur :

- Ajuster au mieux sa position puis le bloquer à l'aide d'une pince grappe.
- Pointer les deux pièces puis les souder.

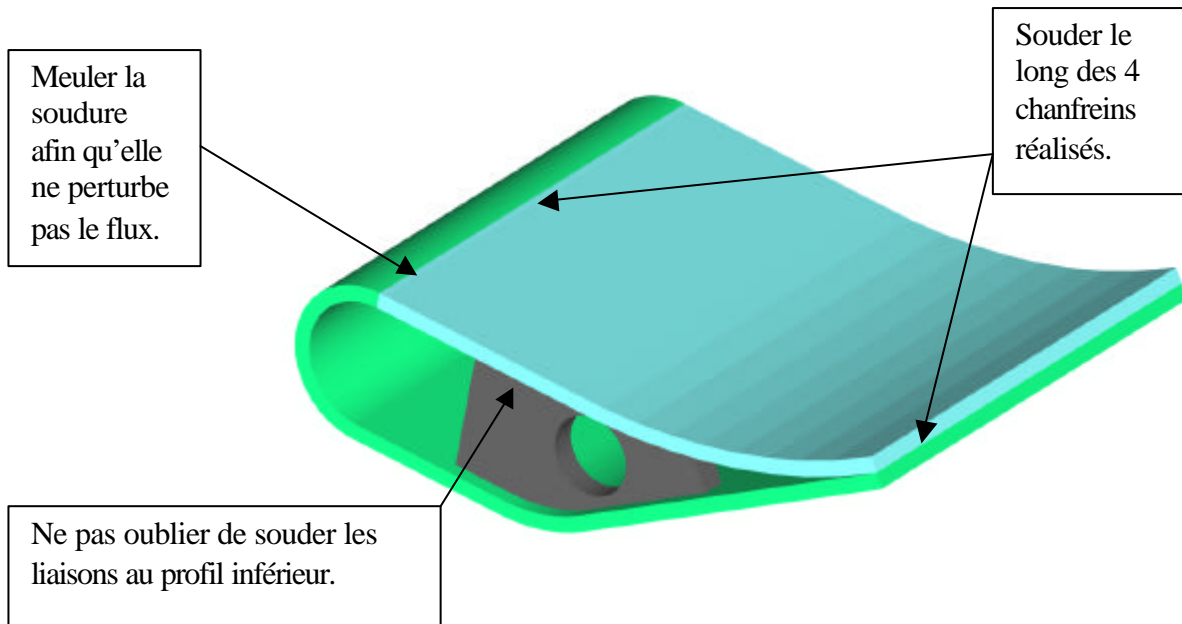


Figure 5.3 – Soudage du profil inférieur de la vanne.

3.2.Montage de l'admission :

Se référer au plan d'ensemble numéro T093-300.

Vous munir des pièces :

Nom :	N° plan :	Quantité :
Profil latéral fixe admission	T093-05	1
Profil latéral démontable admission	T093-06	1
Profil inférieur admission	T093-07	1
Profil supérieur admission	T093-08	1
Tôle principale	T093-22	2
Tôle d'étanchéité	T093-18	2
Tige filetée		4
Ecrou H M16		8
Entretoises	T093-17	16
Axe vanne	T093-01	1
Tôle longitudinale inférieure	T093-15	1



Profil latéral fixe



Profil latéral démontable



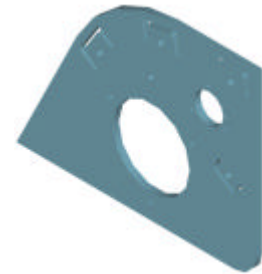
Profil supérieur



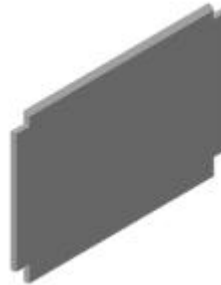
Profil inférieur



Tôle d'étanchéité



Tôle principale



Tôle longitudinale inférieure

Opérations à réaliser :

Pour s'assurer que l'alignement des trous permettant le passage de l'axe de la vanne est correct, on pointe l'admission quand elle est montée dans le corps de la turbine :

1) Monter l'admission et le corps de la turbine :

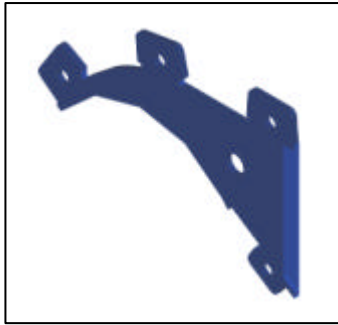


Figure 5.4

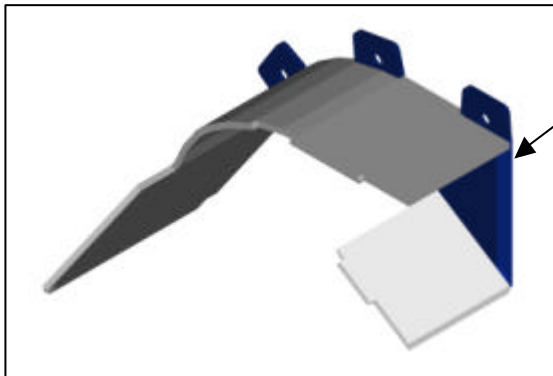


Figure 5.5

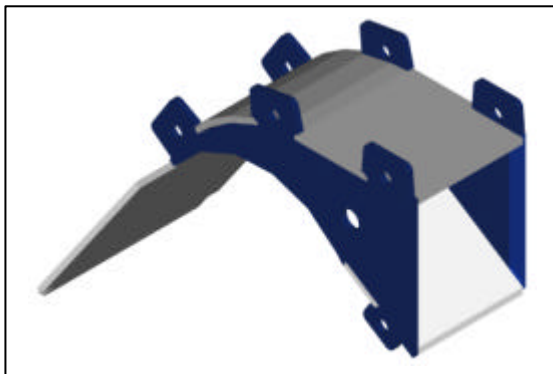


Figure 5.6

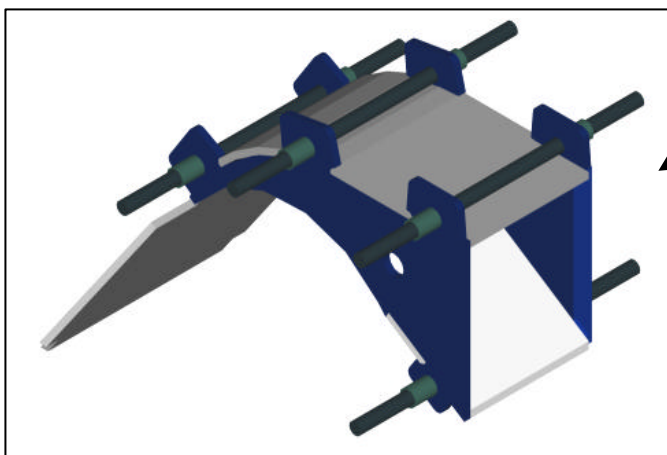


Figure 5.7

Prendre le flasque latéral démontable et emboîter les tôles déflectrices de l'admission de sorte que le flasque soit à droite en regardant le sens de l'écoulement de l'eau et que sont chambrage se trouve à l'intérieur de l'admission.

Emboîter le flasque latéral fixe dans les tôles déflectrices.

Placer les tiges filetées M16 dans les oreilles des flasques latéraux puis emmancher les 8 entretoises de longueur 28 mm sur les tiges filetées.

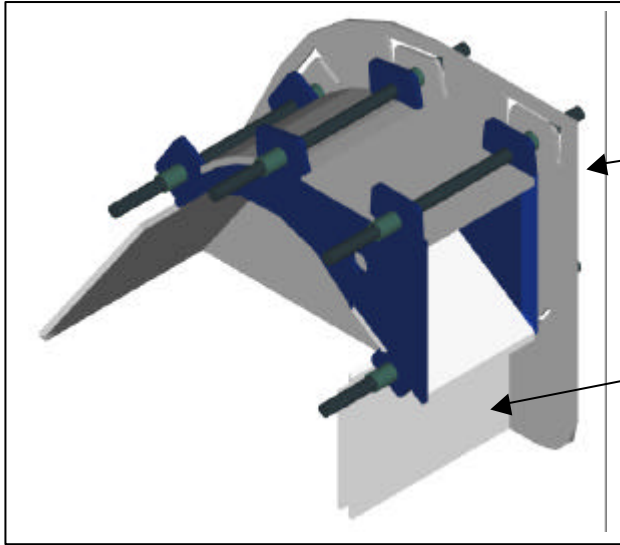


Figure 5.8

Mettre une tôle d'étanchéité contre les entretoises en faisant passer les tiges filetées dans les trous internes aux encastresments des UPN.

Placer la tôle inférieure longitudinale dans son logement.

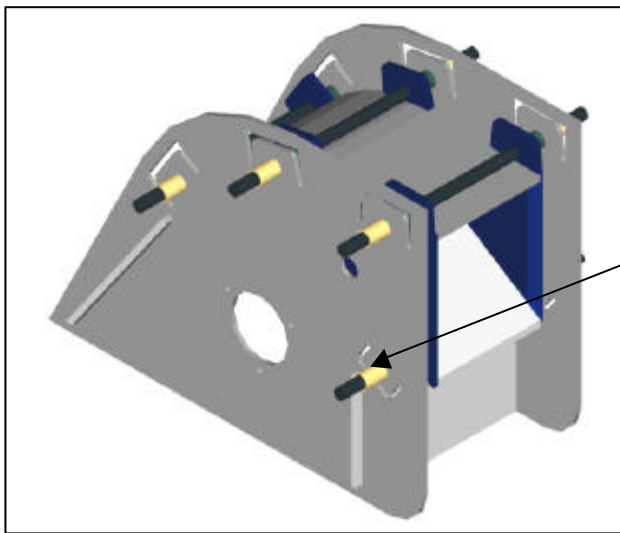


Figure 5.9

Placer la deuxième tôle d'étanchéité.

Emmancher les huit entretoises de longueur 30 mm sur les tiges filetées à l'extérieur des tôles d'étanchéité.

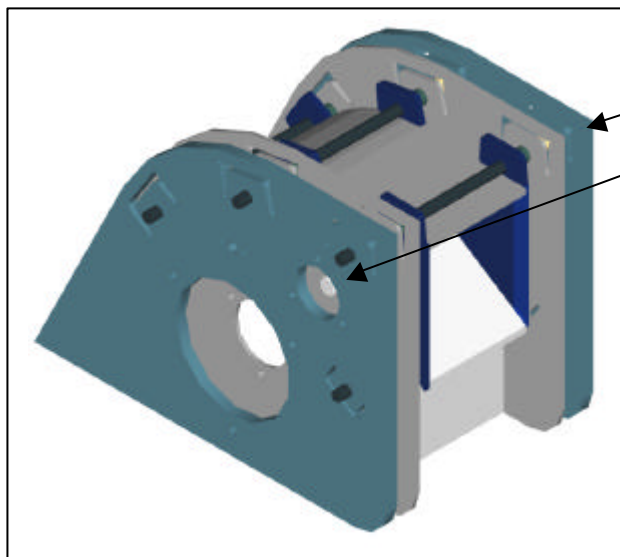


Figure 5.10

Placer les deux tôles principales contre les entretoises extérieures.

Entrer l'arbre de la vanne dans l'admission de façon à ce qu'il traverse toute la machine.

Serrer les 4 tiges filetées à l'aide d'une clé de 24.

Vérifier, après serrage que l'arbre de la vanne tourne librement. Si ce n'est pas le cas desserrer les tiges filetées et repositionner correctement les éléments constituant le montage.

2) Pointer et souder le coté fixe de l'admission :

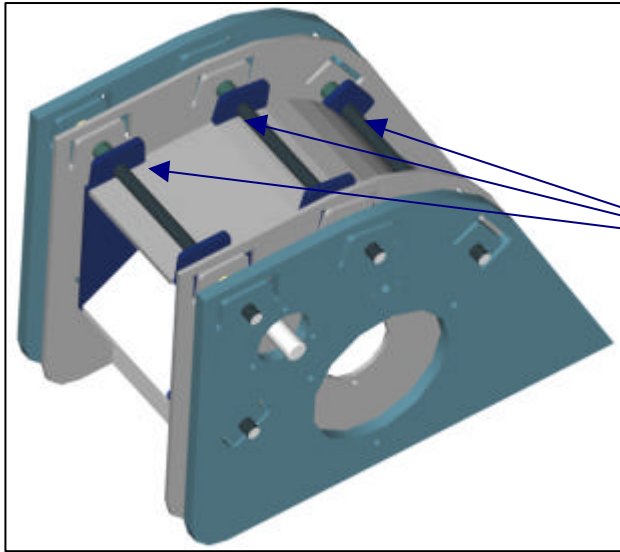


Figure 5.11

Pointer derrière les trois oreilles supérieures du flasque latéral fixe.

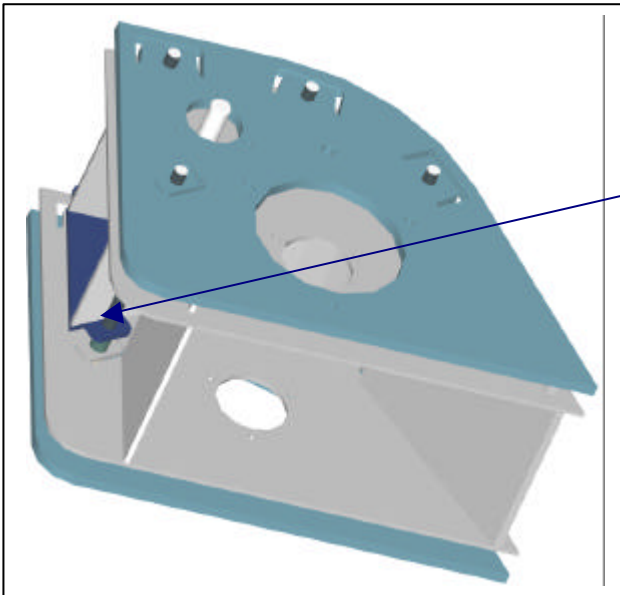


Figure 5.12

Pointer derrière l'oreille inférieure du flasque latéral fixe.

3) Démonter l'admission du corps de la turbine et effectuer des cordons de soudure d'une longueur de 1cm aux endroits indiqués ci-dessous :

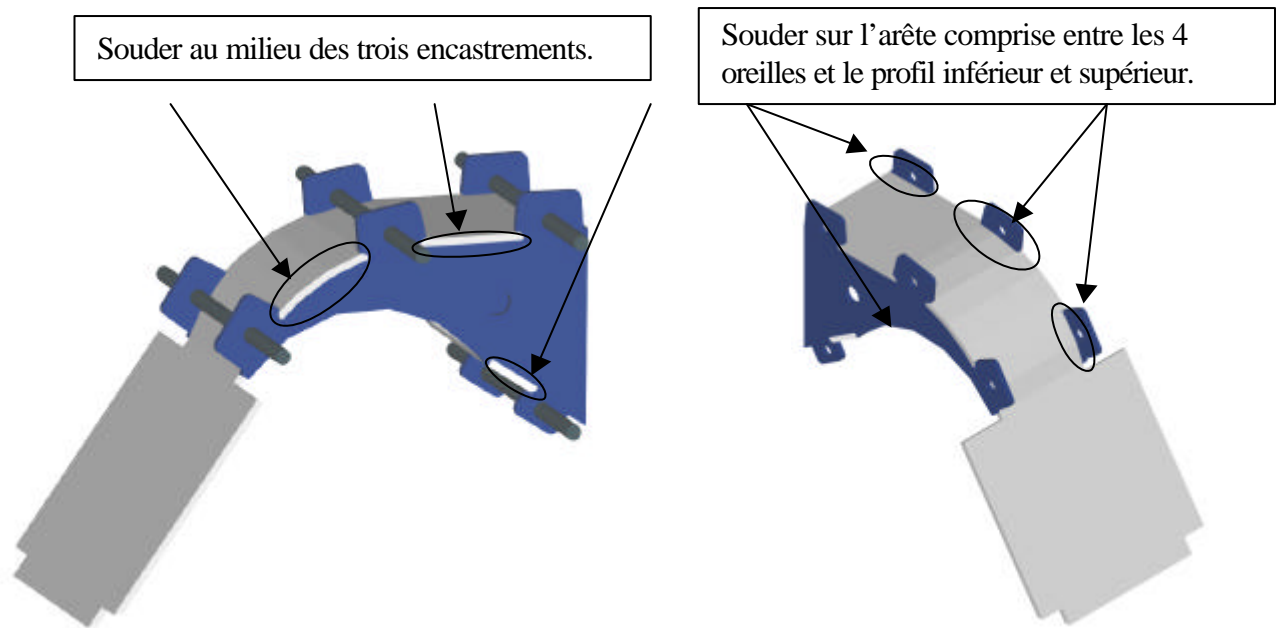


Figure 5.13

Remarque :

Des coups de pointeau peuvent être donnés le long des encastrements pour réduire le jeu existant entre les pièces et ainsi réduire les fuites.

4) Découper la partie inférieure de la tôle déflectrice supérieure de l'admission :

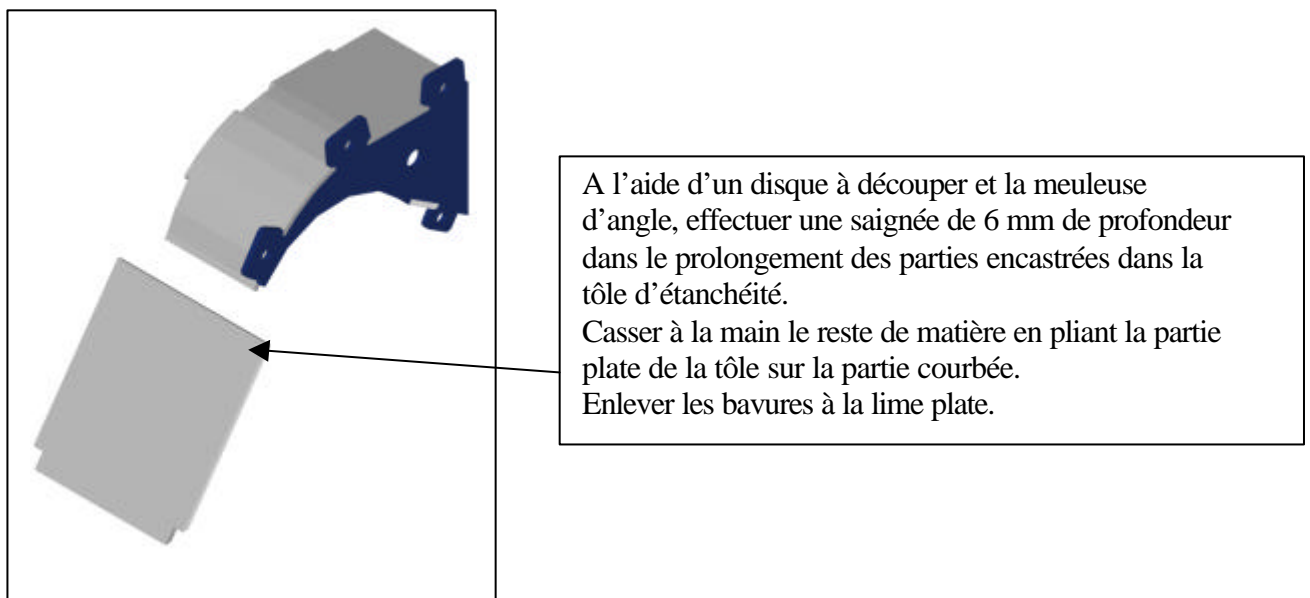


Figure 5.14 – Découpe de la partie inférieure de l'admission.

3.3. Ajuster la largeur de la vanne et souder son axe :

Vous munir des pièces :

Nom :	Quantité :
Vanne	1
Admission	1
Tige filetée	4
Ecrous H M16	8

Opérations à réaliser :

1) Ebauche

Dresser les faces latérales de la vanne à la fraiseuse avec une fraise en bout à une taille :

Placer la vanne dans l'étau de façon à ce que l'axe de l'arbre de la vanne soit parallèle à l'axe de la broche. Pour cela on met l'arbre dans les alésages des deux liaisons et on appuie un niveau à bulle sur sa face cylindrique. La bulle doit se trouver entre les deux traits du niveau lorsque l'étau est serré.

Fraiser la face latérale de la vanne jusqu'à l'obtention d'une surface plane.

Retourner la vanne et la placer correctement dans l'étau.

Dresser la deuxième face et mettre la vanne à longueur, elle doit être 0.2 mm plus large que la largeur de l'admission afin de réaliser la finition.

Remarque :

Cette opération peut être effectuée à l'aide de la meuleuse et d'une lime plate si l'atelier ne possède pas de fraiseuse.

2) Finition

Méthode utilisée :

De l'encre noire appliquée sur les profils latéraux nous permet de déterminer les parties de la vanne entrant en contact avec l'admission. Ces parties sont usinées afin d'augmenter le pouvoir d'étanchéité de la vanne. On recommence cette opération jusqu'à l'obtention de deux surfaces complètement noire.

1. Démonter les tiges filetées et retirer le profil latéral démontable.
2. Appliquer l'encre sur les deux profilés latéraux.
3. Mettre la vanne dans l'admission puis remonter le profil latéral et les tiges filetées.
4. Faire tourner la vanne dans l'admission.
5. Démonter le profil latéral et les tiges filetées.
6. Retirer un peu de matière à la lime plate et fine sur les parties noircies par l'encre.
7. Nettoyer les faces de la vanne.
8. Recommencer les opérations 2 à 7 jusqu'à l'obtention de deux surfaces complètement noire.

3) Souder l'axe de la vanne :

- Positionner l'arbre à 72 mm de la face de la vanne se trouvant du côté de la régulation du débit.

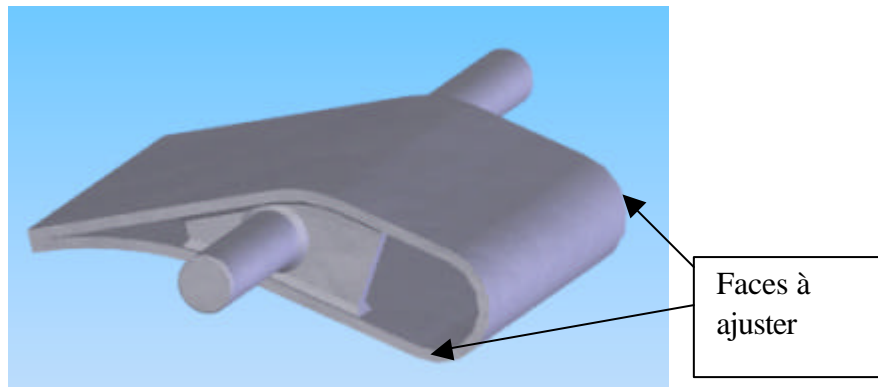


Figure 5.15 – Vanne de la JLAKit.

3.4.Souder les UPN 80 servant à la rigidification de l’admission :

Vous munir des pièces :

Nom :	Quantité :
UPN longueur 390 mm	2
UPN longueur 500 mm	1
Fer mouluré à froid	1
Admission	1
Vanne	1
Ensemble des pièces constituant le corps de la turbine	34

Remarques :

Si la turbine est galvanisée, il faut échancre les oreilles des profils latéraux de l’admission, laisser 1 mm entre les UPN, le fer mouluré à froid et les tôles déflextrices de l’admission. Ces opérations assurent une bonne répartition du liquide de galvanisation lors du passage dans le bain. Il faut aussi faire partir tout le laitier des soudures.

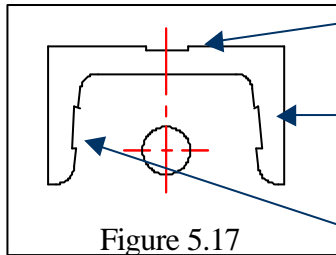
Opérations à réaliser :

1) Monter l’admission dans le corps de la turbine et la pointer:

Recommencer les opérations effectuées aux figures 5.7 à 5.10.

Passer les UPN et le fer mouluré à froid dans les découpes des tôles principales et d’étanchéités.
 Laisser dépasser les fers U de 30 mm du coté opposé à la régulation.
 Pointer les fers U sur les tôles déflextrices de l’admission en 4 points. Pour ne pas souder aux endroits où la bride d’entrée vient se placer, le fer U de 500 mm sera pointé en 3 points, dont deux sur l’arrête opposée à celle où se place la bride et un au milieu de l’entrée de l’admission.

Figure 5.16



Si les UPN ne rentre pas dans les découpes, il faut enlever de la matière sur les trois surfaces d'assise présente dans ces dernières. Elles ont été prévues pour permettre l'ajustage des fers dans les tôles latérales.

Figure 5.17

2) Souder les fers U :

Après avoir démonté le corps de la turbine et la vanne, on soude les 4 fers U.

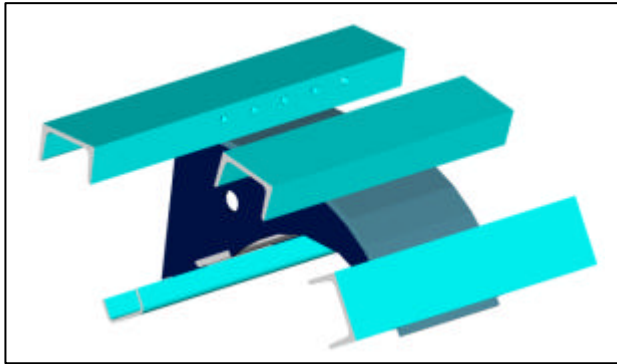


Figure 5.18 – Admission soudée et rigidifiée.

Faire 3 cordons de 2 cm de longueur sur les 7 arêtes se trouvant à l'intersection des Fer U et des tôles défectrice de l'admission. Deux aux extrémités et un au milieu des ces tôles. Attention à ne pas souder où vient se positionner la bride d'entrée.

3.5. Montage de la bride d'entrée :

Vous munir des pièces :

Nom :	N° plan :	Quantité :
Admission rigidifiée		1
Bride d'entrée	T093-12	1



Bride d'entrée

Opérations à réaliser :

1) Souder la bride sur l'admission :

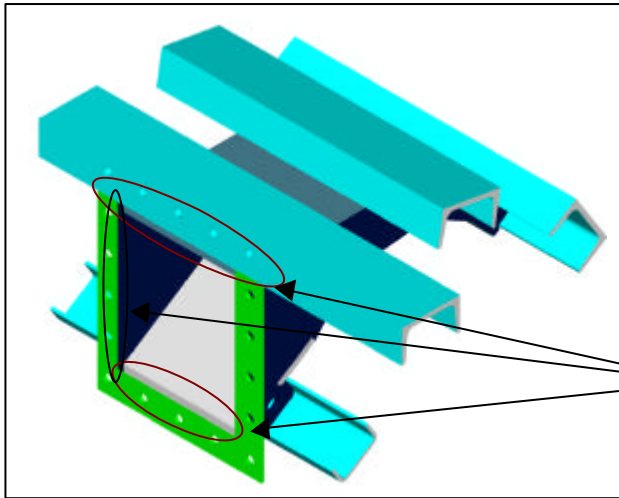


Figure 5.19

En premier lieu, il faut fixer la bride de sortie sur l'admission à l'aide de 2 pinces grippe et d'un serre-joint. Les faces de l'UPN et de la bride constituent le support du joint d'étanchéité permettant le raccord du réducteur de section de la conduite. L'ensemble de ces deux pièces doivent former une surface plane. Ensuite on pointe la bride en 7 points, constitués des extrémités et des milieux des 3 cordons de soudure à réaliser. Pour terminer, on soude sur toute la longueur des trois arêtes indiquées par les flèches.

2) Dresser la face de la bride :

Clamer l'admission sur la table de la fraiseuse tel que le plan de la bride soit perpendiculaire à l'axe de la broche.

Dresser la face.

3.6. Assemblage du rotor :

Se référer au plan d'ensemble numéro T093-400.

Vous munir des pièces :

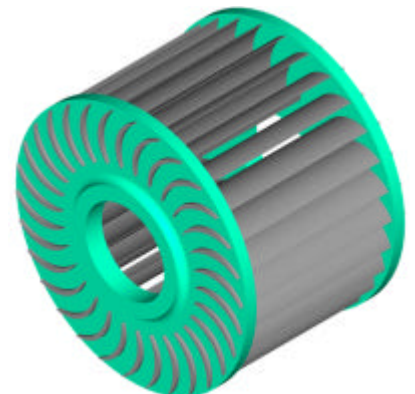
Nom :	N° plan :	Quantité :
Axe rotor	T093-13	1
Moyeu fretté	T093-14	2
Rotor JLA	T093-27	1



Arbre du rotor



Moyeu fretté

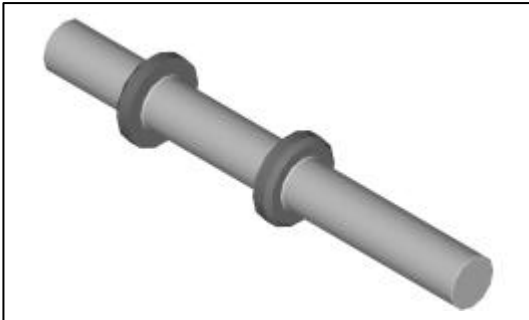


Rotor

Opération à réaliser :

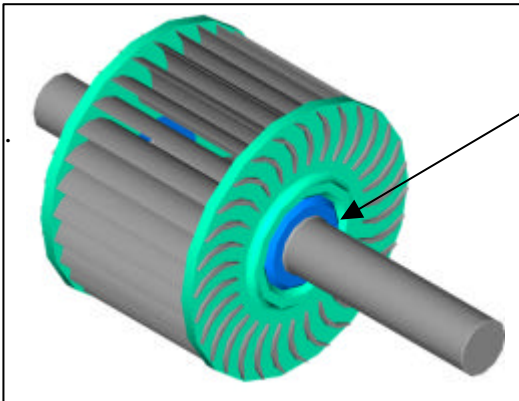
1) Réalisation du frettage :

Il faut obtenir une différence de température minimum de 220°C entre l'arbre et les deux moyeux pour permettre le montage.



Chauffer le moyeu à une température de 250°C dans un bain d'huile ou un four à température.
Emmancher les moyeux sur les diamètres de 63 mm de l'arbre en plaçant les chanfreins vers l'extérieur.

2) Réalisation des deux soudures permettant l'assemblage des moyeux au rotor :



Souder le rotor aux deux moyeux le long des deux rainures.

Figure 5.21

3.7. Ajustage des lignes de contact permettant la fermeture de la vanne :

Vous munir des pièces :

Nom :	N° plan :	Quantité :
Admission		1
Vanne		1
Ensemble des pièces constituant le corps de la turbine		34
Corps du palier de la vanne	T093-09	2
Rotule de la vanne		2



Corps du palier de la vanne

Opérations à réaliser :

1) Monter le corps de la turbine :

- Mettre la vanne dans l'admission.
- Recommencer les opérations effectuées aux figures 5.5 à 5.9.
- Fixer les paliers sur les tôles principales à l'aide des vis M10*40, ne pas oublier de mettre les rondelles Grower M10.

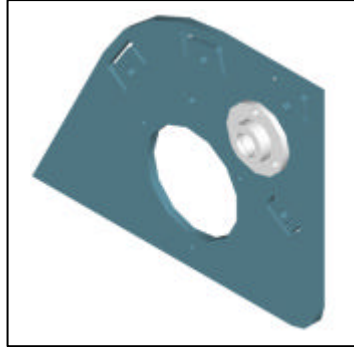


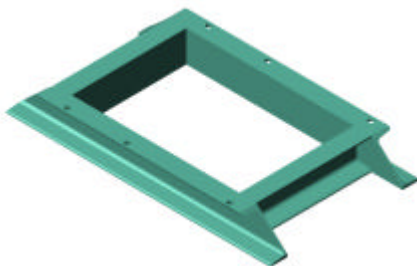
Figure 5.22

- Recommencer les opérations effectuées à la figure 5.10, l'axe de la vanne étant déjà présent. Placer les tôles principales de telle sorte que les paliers se trouvent situés dans l'espace compris entre les tôles d'étanchéités et principales.
- Monter les rotules dans les paliers et sur l'arbre.
- Regarder si la ligne de contact de fermeture inférieur de la vanne touche la tôle défectrice de l'admission. Si ce n'est pas le cas, estimer la matière à enlever sur le bec de la vanne pour que le contact soit assuré.
- Démontez la vanne du corps de la turbine.
- Enlever l'excédant de matière du bec de la vanne.
- Remonter la vanne et vérifier si le contact est créé. Si ce n'est pas le cas recommencer les opérations précédentes.

3.8.Souder les fixations de la bride de sortie aux tôles principales :

Vous munir des pièces :

Nom :	N° plan :	Quantité :
Corps de la turbine		1
Bride de sortie	T093-20	1
Fixation tôle-bride	T093-21	6
Vis et boulon M12		6



Bride de sortie



Fixation tôle-bride

Opérations à réaliser :

1) Positionner le corps de la turbine par rapport à la bride sortie :

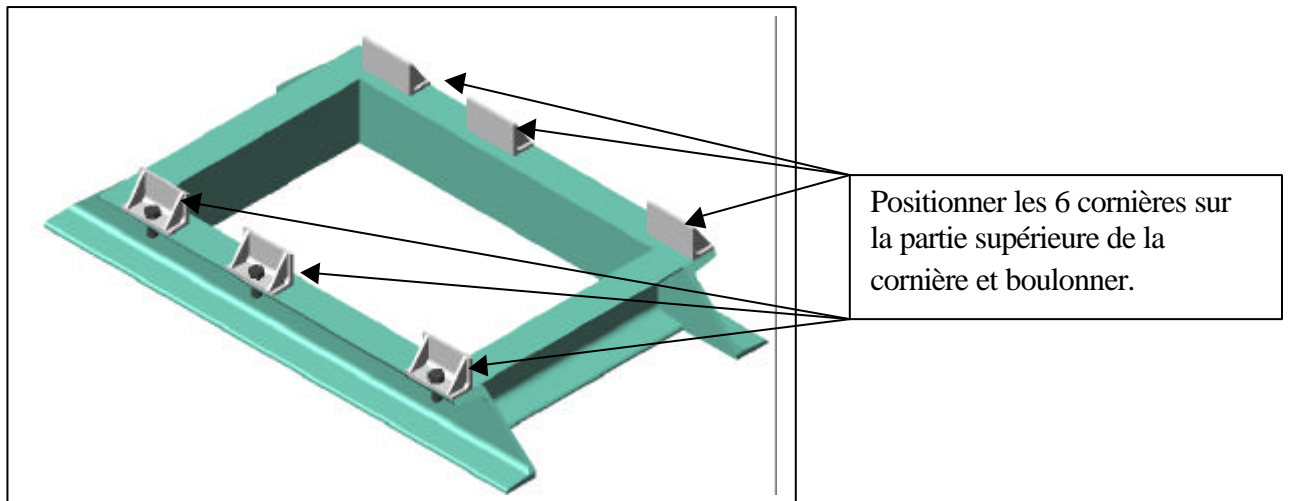
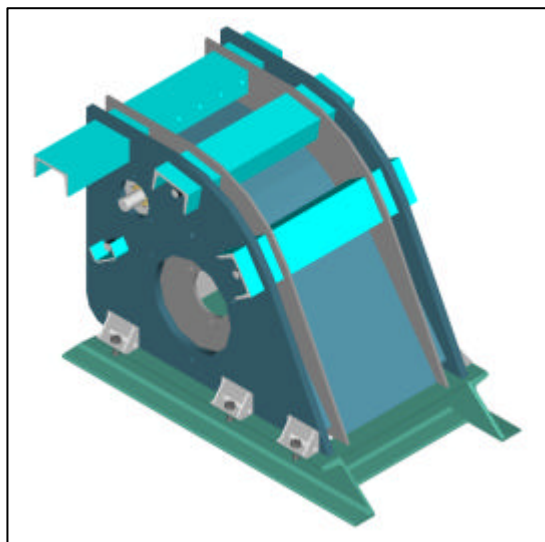


Figure 5.23



Poser le corps de la turbine entre les cornières.

Figure 5.24

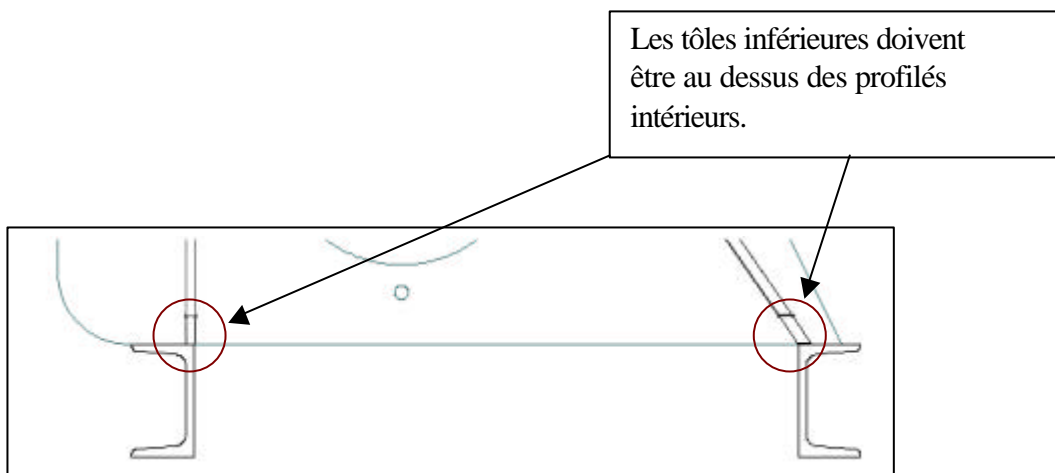
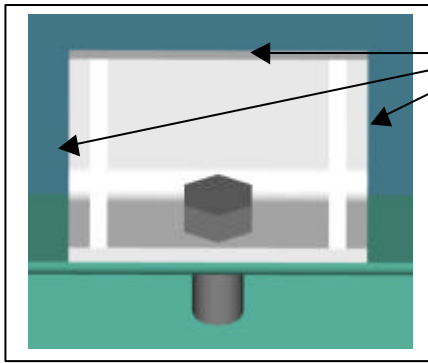


Figure 5.25

2) Souder les 6 cornières aux deux tôles principales :



Souder le long des trois arrêtes indiquées par les flèches.

Figure 5.26

3) Souder les deux tôles inférieures aux deux profilés intérieurs de la bride de sortie :

Opérations à réaliser :

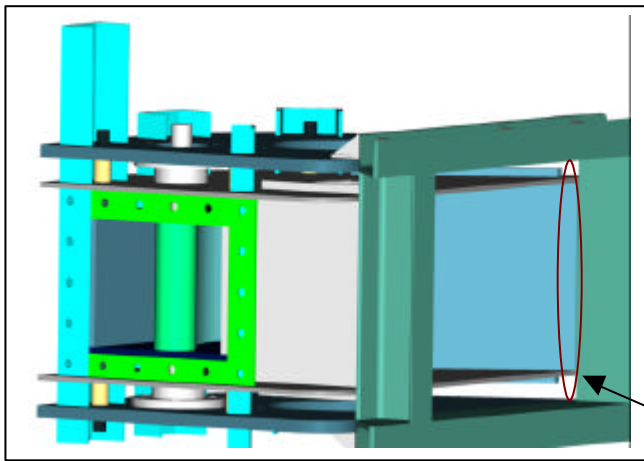


Figure 5.27

Coucher la turbine sur le coté.
Souder tout le long des arrêtes indiquées par les flèche.

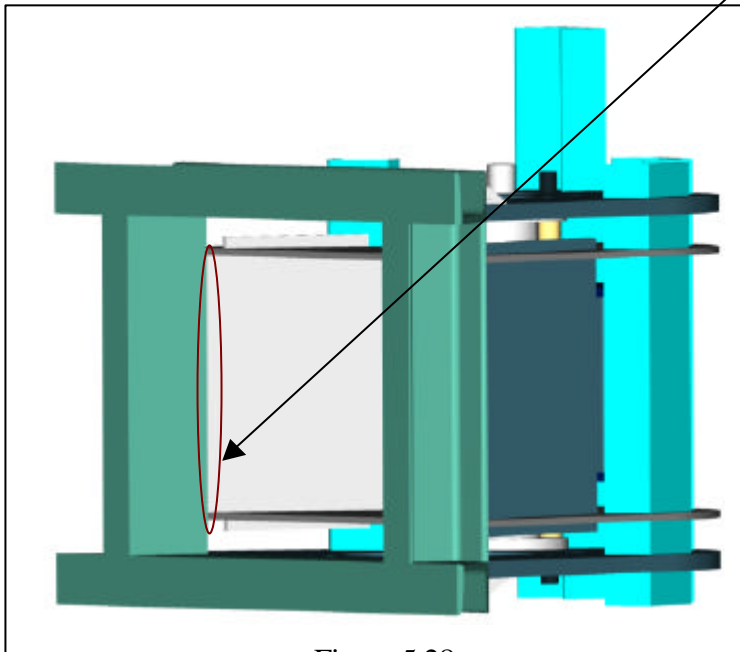


Figure 5.28

3.9. Montage final de la turbine :

Vous munir des pièces :

Nom :	N° plan :	Quantité :
Couvercle borgne rotor	T093-25	1
Couvercle troué rotor	T093-24	1
Palier rotor	T093-23	2
Porte bague d'étanchéité	T093-19	2
Couvercle troué vanne	T093-11	1
Couvercle borgne vanne	T093-10	1
Fixation graisseur	T093-28	2
Moyeu Blocaxe	T093-16	1
Capot	T093-26	1
Admission		1
Vanne		1
Rotor		1
Ensemble des pièces constituant le corps de la turbine		34



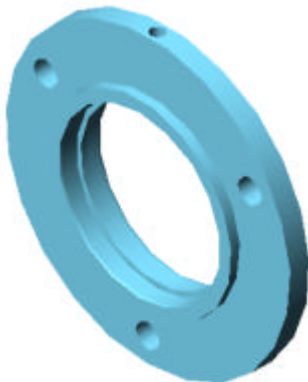
Couvercle borgne rotor



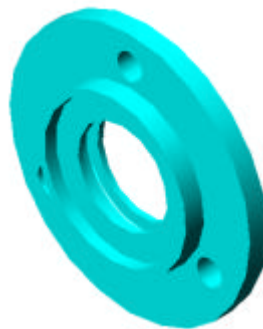
Couvercle troué rotor



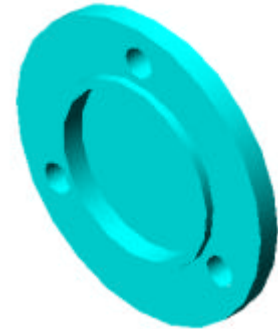
Palier rotor



Porte bague d'étanchéité



Couvercle troué vanne



Couvercle borgne vanne



Fixation graisseur



Moyeu Blocaxe

Opérations à réaliser :

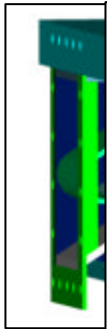


Figure 5.29

- 1) Positionner la vanne dans l'admission.
- 2) Mettre le joint para dans le chambrage du profil latéral démontable et emboîter se dernier sur l'admission.




Figure 5.30

- 3) Placer les tiges filetées M16 et les entretoises de longueur 28 mm.
- 4) Emmâcher les deux V-Seals diamètre 25 sur l'arbre de la vanne. Les lèvres dirigées vers l'extérieur.

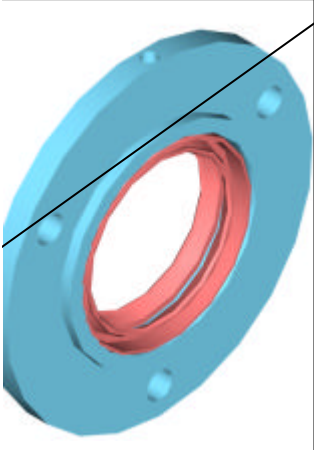
Figure 5.31

- 5) Mettre les deux bagues d'étanchéités de type M dans les paliers du rotor en positionnant leur manteau métallique vers l'extérieur du palier.

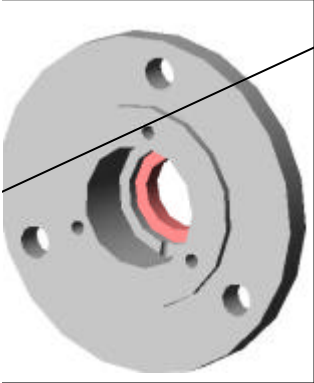
Figure 5.31



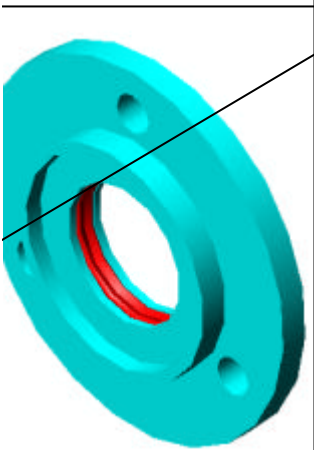
6) Placer une bague d'étanchéité de type R dans le couvercle borgne du palier du rotor.



7) Monter deux bagues d'étanchéité de type R en tête bêche dans le porte bague.



8) Mettre une bague d'étanchéité de type R dans le palier de la vanne.



9) Positionner le Quad-ring dans le couvercle troué de la vanne.

Remarques :

Se référer au plan d'ensemble pour plus d'information.

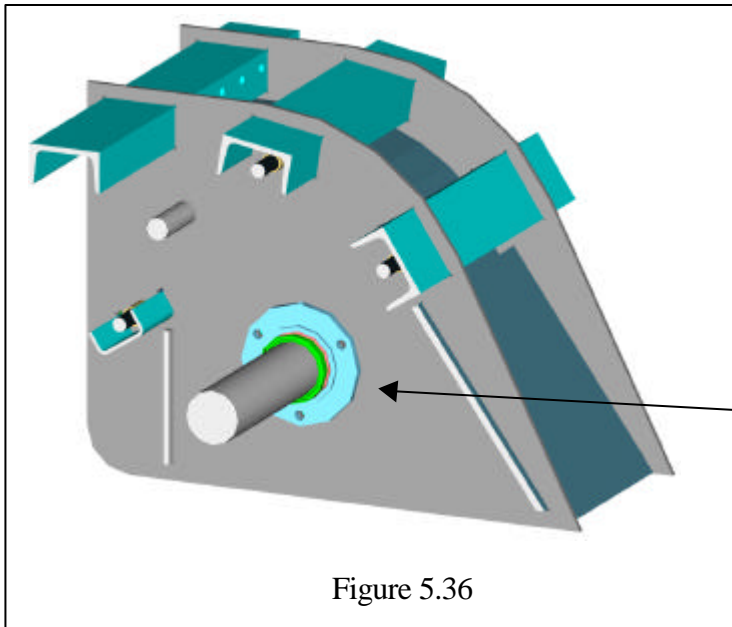


Figure 5.36

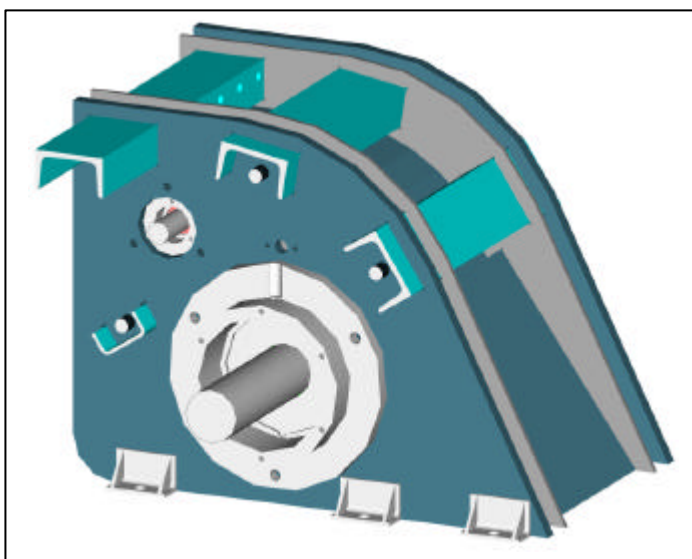
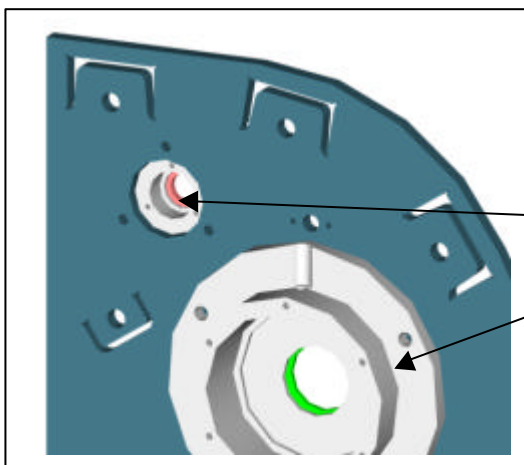
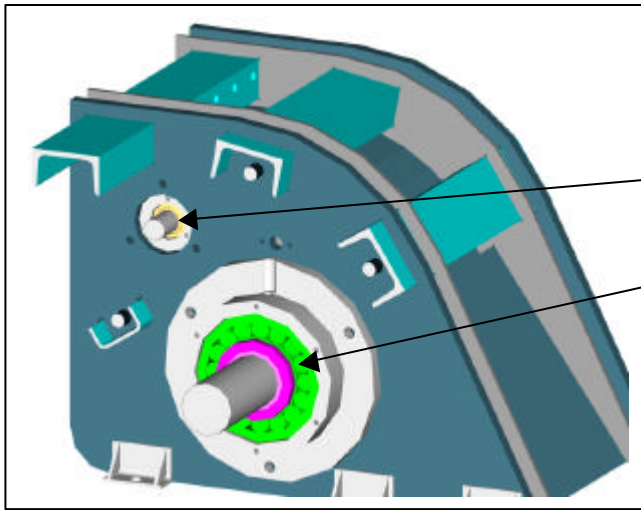
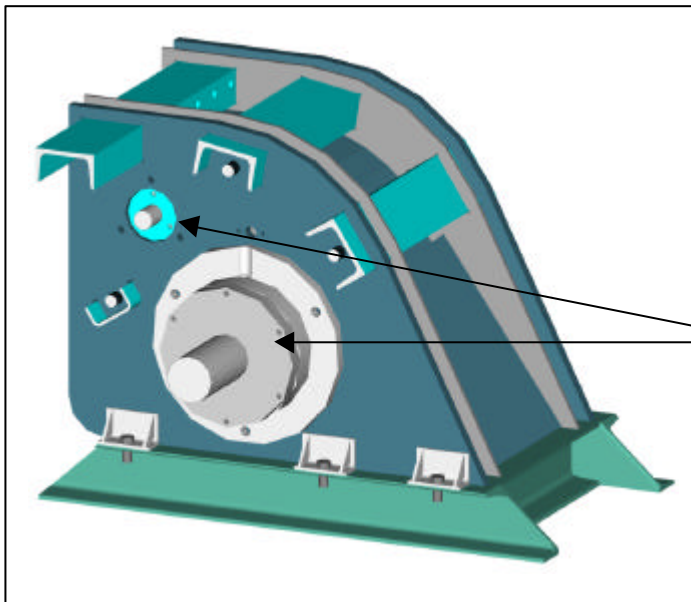


Figure 5.38

- 7) Positionner les tôles d'étanchéité contre les entretoises intérieures après avoir placé le rotor et ses Speedisleeves.
- 8) Glisser les portes bagues d'étanchéité sur l'axe du rotor et les fixer à l'aide des vis M10*20.
- 9) Mettre les deux V-Seals diamètre 60 contre les portes bagues d'étanchéité avec les lèvres vers l'extérieur.
- 10) Emmancher les entretoises de longueur 30 mm sur les tiges filetées.
- 11) Visser les deux bicône Serto sur les portes bagues d'étanchéité et y monter les deux tuyaux en cuivre mou.
- 12) Effectuer le montage des paliers du rotor et de la vanne sur les tôles principale à l'aide des vis M12*35 et M10*40.
- 12) Placer les tôles principales contre les entretoises extérieures après avoir fait passer les tuyaux de cuivre dans les orifices prévu à cet effet.
- 13) Serrer les 4 tiges filetées.

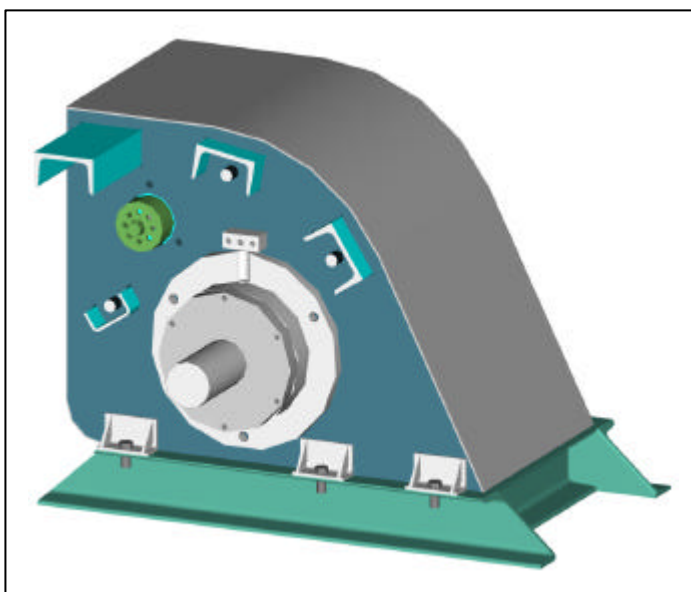


- 14) Monter les rotules de la vanne.
- 15) Placer les roulements du rotor.



- 16) Boulonner le corps de la turbine sur la bride de sortie à l'aide des vis M12*25 et écrou H M12.
- 17) Fixer les 4 couvercles des paliers de la vanne et du rotor à l'aide des Vis M 6*20.

Figure 5.40



- 18) Monter 2 bicônes Serto sur les fixations des graisseurs et raccorder y les tuyaux en cuivre.
- 19) Mettre les fixations des graisseurs sur la tôle principale à l'aide des vis M6 *35
- 20) Visser les 4 graisseurs.
- 21) Monter la bague de serrage et son moyeu avant de fixer la régulation.
- 22) S'assurer que les V-seals sont bien contre leur surface d'appui.

Figure 5.41

4. Conclusion sur la réalisation du prototype :

Changement réalisé sur les plans:

- Supprimer les congés réalisés pour limiter les arrondis créés par le laser dans les coins. On demandera au technicien chargé de la découpe de marquer un léger temps d'arrêt lors de tout changement brusque de direction du faisceau laser, cette option augmentera le coût des pièces découpées.
- Diminuer de 1mm les oreilles des profils latéraux de l'admission s'encastrent dans les UPN.
- Aggrandir de 1.5 mm les chambrages permettant de laisser passer les UPN et créer trois points d'assise.
- Ne plus réaliser des biseaux sur les encastremets de l'admission.
- Ne plus réaliser un biseau sur la partie traversant la tôle d'étanchéité de la tôle déflectrice supérieure de l'admission.
- Pour le pliage de la vanne, laisser 35 mm (pour une épaisseur de 8 mm) après le dernier pli. Cette valeur correspond à une demi largeur de V.
- Réaliser des repères sur les pièces pliées et leur gabarit.
- Ajout de matière entre le bec de l'admission et la partie inférieure de la tôle déflectrice en laissant 1 mm de jeu entre les deux.
- Recouper de 20 mm les côtés des tôles inférieures car ces dernières empêchent les tiges filetées de serrer l'admission.

Le délai de livraison n'ayant pas été respecté par l'entreprise réalisant l'usinage des pièces et le chaudronnier ayant commis une erreur lors du pliage du profil inférieur de la vanne, le montage du prototype n'a pu être terminé avant la remise de mon travail de fin d'études. Son montage, étant déjà bien avancé, sera néanmoins réalisé avant la présentation orale du projet.

Chapitre 6

Conclusion générale sur la réalisation de mon travail de fin d'études.

Les objectifs fixés ont été atteints, la JLAKit correspond aux spécifications du cahier de charge fourni par l'entreprise Codéart et Willot JLA.

- La fiabilité de la turbine est assurée, a priori, par un dimensionnement sécuritaire des pièces d'usures et par une étanchéité complète des paliers.
- Sa conception de type mécano soudé la rend compétitive en terme de coup et permet aux ateliers du sud de la monter avec de faibles moyens techniques.
- L'accès au rotor et à la vanne par le coté de la turbine rend sa maintenance simple à réaliser.
- La possibilité d'avoir les deux bouts d'arbre disponibles lui offre une souplesse d'utilisation : elle peut entraîner un alternateur et produire alors de l'énergie électrique et il est loisible à l'utilisateur d'entraîner par le second bout d'arbre des machines agricole en prise directe.
- Elle permet d'exploiter des sites dont la puissance est située entre 3 et 30 kW en adaptant la largeur de l'injection de l'eau dans le rotor.
- Un prototype a été construit.
- L'emploi de profilé standard de type UPN pour rigidifier l'admission permet de réaliser des fixations pour les machines entraînées directement au dessus de la turbine.

Le temps imparti à la réalisation de ce projet ne m'a pas permis d'approfondir certains points qui me semblent intéressant.

Il aurait été opportun de définir avec exactitude les domaines d'utilisation de la JLAKit et d'aboutir à un graphique débit - hauteur les représentants.

On aurait pu créer un programme donnant en sortie toutes les caractéristiques de la turbine (coût, type de roulement, coefficient de sécurité,...) quand on lui spécifie en entrées les caractéristiques du site.

La réalisation de la turbine JLAKit constitue pour moi une précieuse expérience, car elle m'a permis de faire un travail d'études complet. J'ai pu, en effet, parcourir toutes les différentes étapes d'un projet concret et passionnant allant de la conception à la fabrication d'un produit répondant aux besoins et attentes exprimées par une demande bien réelle, me préparant ainsi à ma future vie d'ingénieur. De plus elle m'a confirmé dans le choix de ma profession.

Bibliographie.

Ouvrages :

- ANONYME, L'installation de turbine à impulsion radiale, équipe Hydro-Borda.
- ANONYME, Projet micro-centrale commune Satinsyi prefecture Gisenyi Rwanda.
- COLE J., Croosflow Turbine Abstracts.
- DROUIN G. et THIRRY P., Eléments de machines, deuxième édition revue et augmentée, édition de l'école polytechnique de Montréal.
- FISCHER G., Harnessing water power on a small Scale volume 2, 3 et 4.
- HAIMERL L.A., The Cross-Flow Turbine, Munich-Pasing.
- HARVEY A., Micro-hydro design manual. A guide to small-scale water power schemes.
- MHPG, Service Harnessing Water Power GATE/Skat On a smale Scale.
- OURY C. et OURY F., Machines hydrauliques, cours à l'institut Gramme, 1993.
- SMALL WATER TURBINE GATE, Instruction Manual for the Construction of a Crossflowturbine, 1980.
- TROTIGNON J.P., Construction mécanique tome 3 : projets-calculs, dimensionnement, normalisation, édition Nathan.

Sites internet :

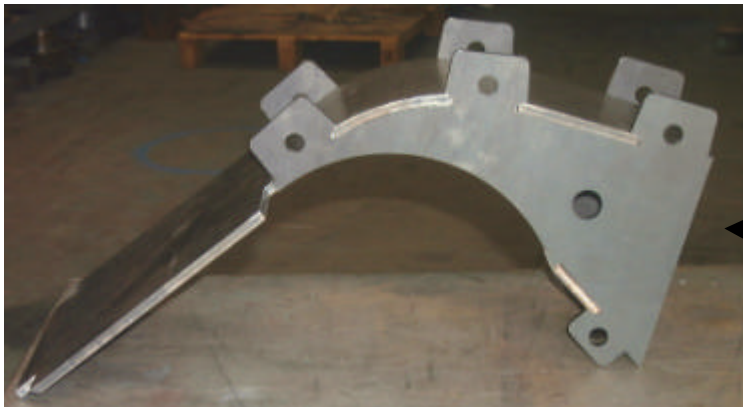
<http://www.entec.ch>
<http://www.mhpp.org>
<http://www.microhydro.bizhosting.com/JLA/>
<http://www.parvex.com>
<http://www.pienergies.com>
<http://www.tycovalves-pc.com>

Catalogues utilisés pour les pièces marchandes :

ABM : Courroies Habasit
ERIKS : Bagues d'étanchéité, speedi-sleeves, V-seals
GMN : joints sans contact
HAHETI : Elément de fixation
LOCTITE : worldwide design handbook
RINGSPANN : transmission de puissance, star disc, clamping disc

Annexe.

Photos des tôles découpées au laser prise pendant le début du montage du prototype :



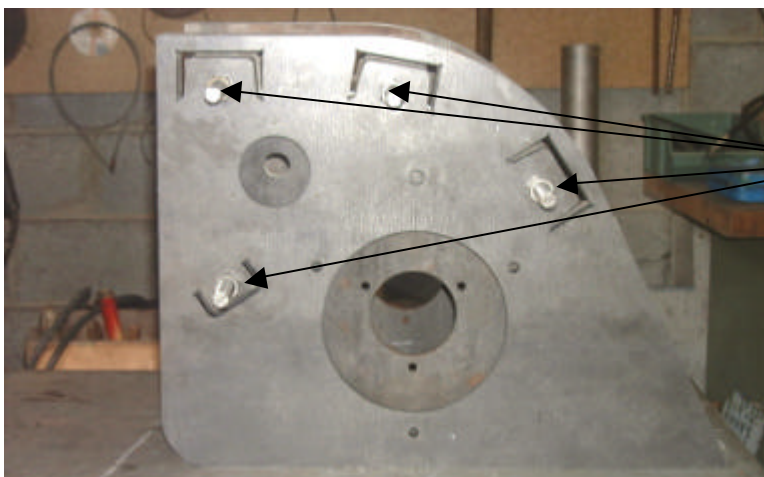
Admission



Tôles d'étanchéités



Tôle inférieure latérale



Tiges filetées M16

