



PETITES CENTRALES HYDRAULIQUES

POMPE FONCTIONNANT EN TURBINE AVEC RÉGLAGE DU DÉBIT (PAT-FRANCIS)

3^{ÈME} PARTIE:

DIMENSIONNEMENT DU DISTRIBUTEUR

Rapport final – février 2007

Auteur:

Jean-Marc CHAPALLAZ

Ingénieur EPFL/SIA

Rue des Jaquettes

CH-1446 BAULMES

E-MAIL: jmceng@bluewin.ch

WEB: <http://mypage.bluewin.ch/jmchapallaz/>



Résumé:

Les pompes utilisées comme turbine trouvent leur application dans les microcentrales hydrauliques. Cependant, leur application est limitée car elles ne peuvent travailler qu'à débit fixe ou peu variable.

Dans cette étude, l'auteur propose de transformer une pompe utilisée comme turbine (PAT) en turbine Francis, dite PAT-Francis, en remplaçant la bache spirale de la pompe par une nouvelle bache équipée d'un distributeur à aubes réglables tel qu'utilisé sur les turbines Francis.

La publication comporte quatre parties:

1^{ère} partie: Présentation générale – Exemples d'utilisations de pompes en turbines – Caractéristiques et limites de fonctionnement d'une PAT - Concept proposé pour une PAT à débit réglable, ou PAT-Francis

2^{ème} partie: Présélection de la pompe inversée pour fonctionnement en turbine selon la méthode statistique développée par l'auteur - Détermination du point de fonctionnement optimum et des courbes caractéristiques.

3^{ème} partie: Concept et pré-dimensionnement du distributeur à pales réglables adapté sur une pompe de série

4^{ème} partie: Pré-dimensionnement de la nouvelle bache spirale à adapter sur la PAT-Francis et propositions pour une construction simplifiée.

L'étude est illustrée par les exemples des pompes fonctionnant comme turbines à débit fixe dans deux microcentrales hydrauliques réalisées sous la direction de l'auteur.

Abstract:

Standard pumps are used as turbines in micro-hydropower plants. However their application is limited since they can only operate at fixed or slightly variable flow.

In his study, the author proposes to transform a pump used as turbine (PAT) in a turbine equipped with variable guide vanes, similar to a Francis turbine. This machine is named PAT-Francis. It can be realised by taking away the existing spiral casing of a standard pump and replacing it through a guide vane system with a new spiral.

The publication is divided into 4 parts:

1st part: General presentation – Examples of applications of pumps as turbines – Characteristic curves and operation limits of a PAT – Proposed concept for a PAT with variable flow, or PAT-Francis

2nd part: Preliminary selection of a pump to be used as a turbine, according to a statistical method developed by the author – Determination of the optimal operating point and characteristic curves.

3rd part: Concept and preliminary dimensioning of a variable guide vane system for a standard pump used as a turbine

4th part: General lay-out of a new spiral casing to be adapted on the PAT-Francis and proposals for a simplified construction.

The study is illustrated with the examples of two pumps used as fixed flow turbines in a micro-hydropower plant realized under the direction of the author

Date: février 2007

Soutenu par l'Office fédéral de l'énergie OFEN

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen

Adresse postale: CH-3003 Berne

Tél. +41 31 322 56 11, fax +41 31 323 25 00 www.bfe.admin.ch

Responsable OFEN: bruno.guggisberg@bfe.admin.ch

Numéro de projet: 101867

Table des matières :	Page
1. Introduction et méthodologie	4
2. Chutes, débits, puissances et rendements	5
3. Paramètres géométriques et triangles de vitesses	7
4. Détermination des triangles des vitesses et de l'angle du distributeur à l'entrée de la roue au point optimum	10
5. Angle d'ouverture maximum du distributeur	11
6. Longueur et position des pales du distributeur	12
7. Exemples de calcul	14



1. Introduction et méthodologie

La conception d'une PAT à distributeur réglable (nommés ci-après PAT-Francis) passe par les étapes suivantes:

Détermination des données de fonctionnement:

La caractéristique rendement-débit d'une PAT-Francis peut être comparée à celle d'une turbine Francis de vitesse spécifique lente.

Faute de données expérimentales, nous admettrons par analogie:

- Le point de fonctionnement à rendement maximum se situe à 85-90% du débit maximum.
- La limite inférieure du fonctionnement avec un rendement satisfaisant se situe à env. 40% du débit maximum.

Le débit maximum Q_{max} et la chute correspondante H_{max} de la turbine seront établis sur la base de la courbe des débits classés.

Les points de fonctionnement deviennent donc:

Débit maximum en exploitation: Q_{max}

Débit rendement maximum: $Q_t = 0.87 \times Q_{max}$ avec la chute correspondante H_t

Débit minimum en exploitation: $Q_{min} = \text{env. } 0.4 \times Q_{max}$

Sélection de la pompe transformée en PAT-Francis:

Le débit Q_t , avec la chute nette H_t correspondante servent de base pour la sélection de la pompe destinée à être transformée en PAT-Francis selon l'approche simplifiée décrite dans le rapport précédent (2^{ème} partie, Sélection..).

Dimensionnement du distributeur:

Le distributeur sera dimensionné géométriquement sur la base du diamètre extérieur de la roue de la pompe transformée en PAT-Francis. Cette présentation fait l'objet de ce rapport (3^{ème} partie, Dimensionnement....).

Dimensionnement de la bêche spirale:

La bêche spirale sera dimensionnée en fonction du diamètre extérieur du distributeur en position "ouverture maximum" (4^{ème} partie).

Ce rapport concerne le dimensionnement du distributeur de la pompe qui sera transformée en PAT-Francis.

Valeurs numériques:

Les valeurs des pertes et rendements peuvent varier fortement selon la puissance et la taille de la pompe qui sera transformée en turbine.

Sur la base des données indiquées dans la littérature, les valeurs suivantes estimatives sont admises:

Rendement turbine = env. rendement de la pompe: $\eta_t = \text{env. } \eta_p$

Rendement volumique: $\eta_v = 0.98 \dots 0.96$

Rendement mécanique: $\eta_m = 0.98 \dots 0.94$

Rendement énergétique: $\eta_e = \eta_t / (0.96 \dots 0.90)$

En première approximation, l'auteur propose d'admettre les valeurs suivantes au point de rendement maximum de la machine:

$\eta_t = \text{env. } \eta_p$	η_m	η_v	$\eta_v \times \eta_m$	η_e
0.70	0.94	0,96	0.90	0.78
0.75	0.96	0.97	0.93	0.81
0.80	0.98	0.98	0.96	0.83

Recommandation:

tenant compte de la précision incertaine de ces données, faire vérifier / confirmer les rendements par le fournisseur de la pompe au moment de la sélection de la machine.

3. Paramètres géométriques et triangles de vitesses

Paramètres géométriques:

La première donnée à déterminer concernant le distributeur est l'angle d'entrée de l'eau dans la roue au point de meilleur rendement.

Ce paramètre déterminera l'angle des aubes directrices au point optimum. Pour parvenir au débit maximum tel que défini dans l'introduction (env. 1.15 x débit optimum), l'angle des aubes devra pouvoir être augmenté selon un calcul qui sera présenté ultérieurement.

Les paramètres géométriques utiles sont les suivants:

A l'entrée de la roue:

Diamètre extérieur D_1

Rayon extérieur R_1

Rayon extérieur majoré R_{1+}

Hauteur aubage B_1

Angle aubage β_1

La géométrie de la sortie de la roue n'est pas utile pour le calcul ainsi que nous le verrons plus loin.

Pour le distributeur:

Nombre de pales: z_d

Pas angulaire entre les pales $2 \times \delta$

Pour simplification du calcul, l'angle de référence δ est le demi-pas.

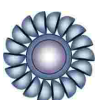
$$2 \times \delta = 2 \times \pi / z_d \quad \text{soit: } \delta = \pi / z_d \quad \text{ou} \quad \delta = 180 / z_d \quad (\text{si } p \text{ en degrés})$$

Longueur des pales $2L$ (L = demi-longueur)

Rayon du centre de rotation des pales R_0

Pour un premier dimensionnement, ce point est admis au milieu de la longueur de la pale.

Rayon extérieur des pales en position ouverte R_a



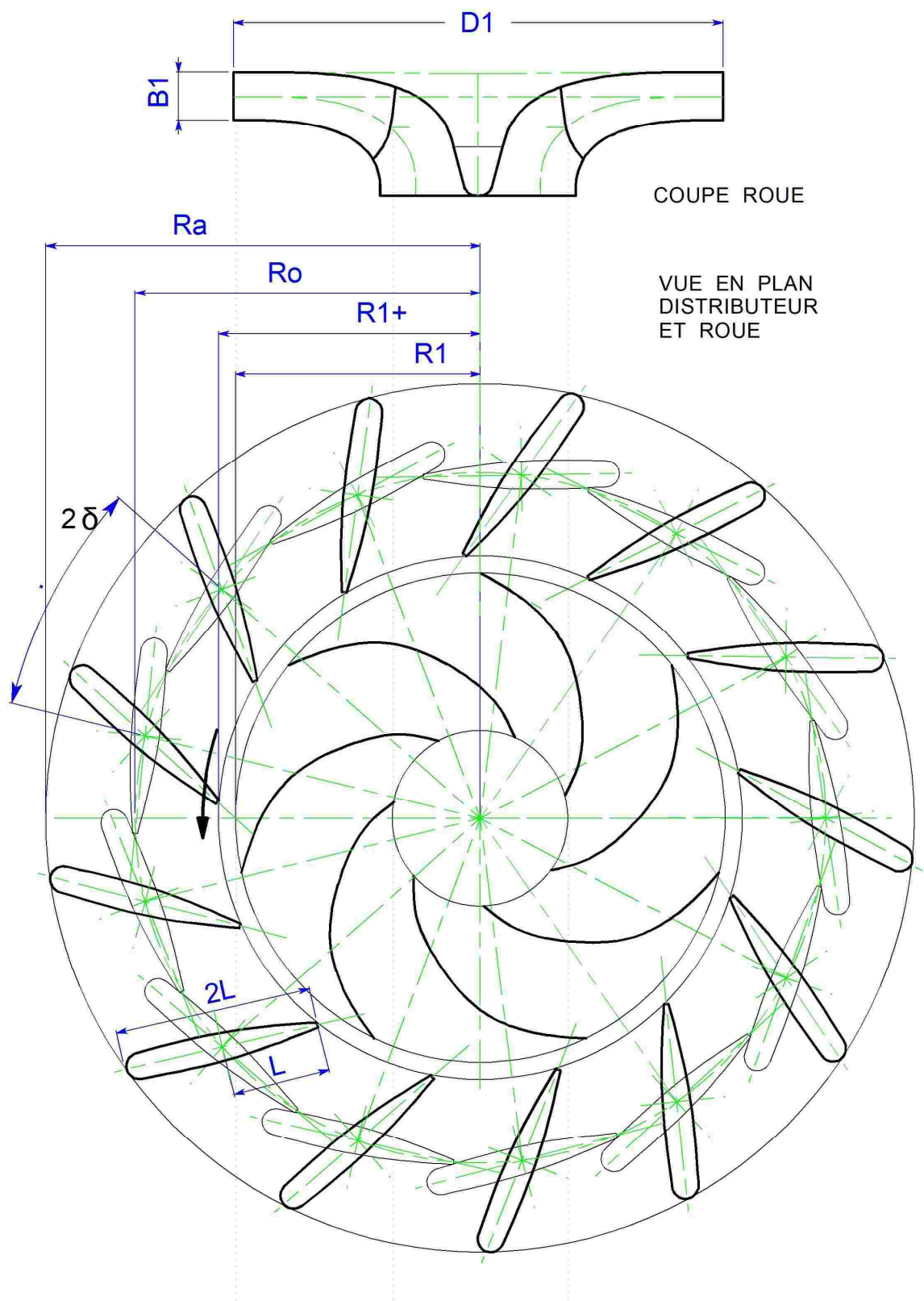


Figure 3.1.: Paramètres géométriques de la roue et du distributeur

Triangles des vitesses:

La figure 3.2. présente les triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue de la turbine.

Les vitesses sont définies comme suit:

Vitesse absolue C

Vitesse périphérique absolue C_u : composante de C tangente au cercle

Vitesse méridienne C_m : composante radiale de C

Vitesse circonférentielle $U = \omega \times R$: vitesse périphérique sur le diamètre de la roue

Vitesse relative W : vitesse relative par rapport à la roue,
dont la direction est donnée par l'angle de l'aube

Les angles d'entrée suivants sont à considérer:

α : angle de vitesse absolue C avec tangente (avec vitesse périphérique U)

β : angle de la vitesse relative avec tangente (avec vitesse périphérique U)

L'indice (1) correspond à l'entrée amont de la roue, l'indice (2) à la sortie de la roue (côté aspiration).

Nous avons donc:

à l'entrée:	vitesses:	C_1	C_{u1}	C_{m1}	U_1	W_1	angles: α_1	β_1
à la sortie:	vitesses:	C_2	C_{u2}	C_{m2}	U_2	W_2	angles: α_2	β_2

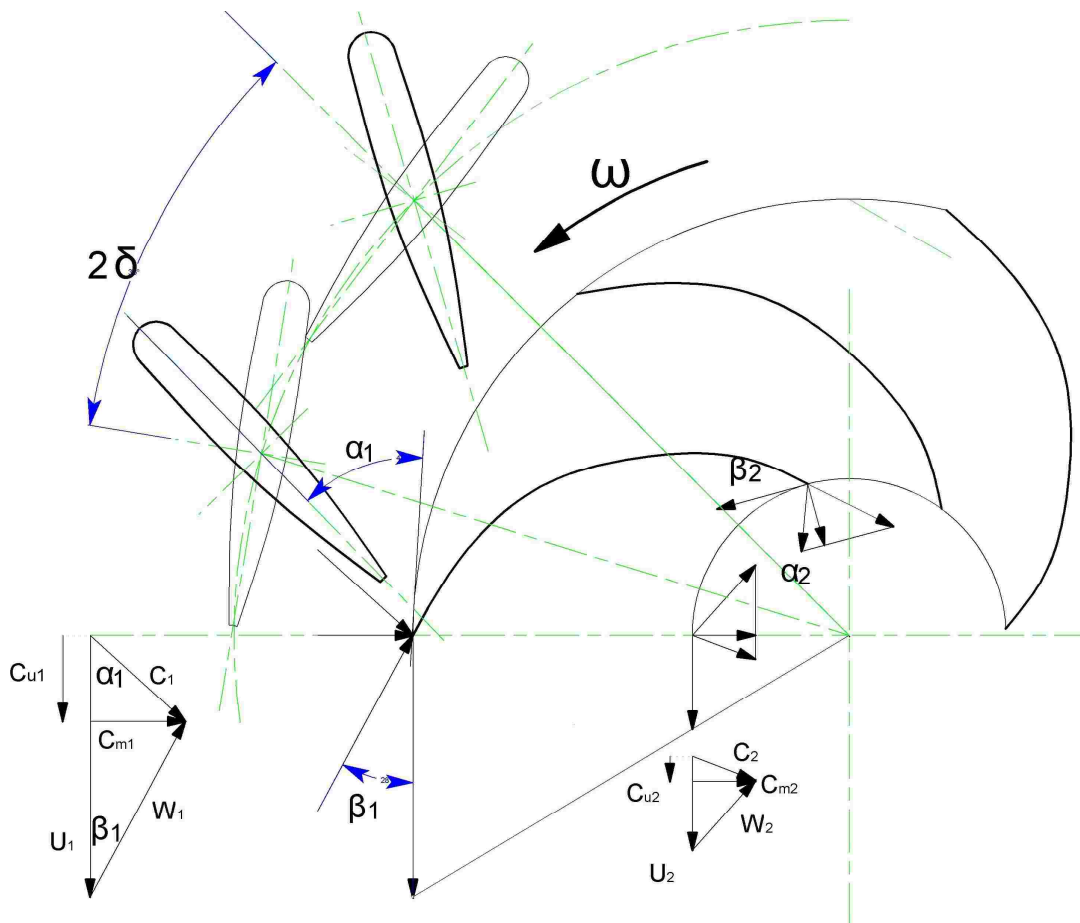
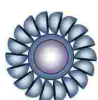


Figure 3.2.: Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue



4. Détermination des triangles des vitesses et de l'angle du distributeur à l'entrée de la roue au point optimum

Vitesse méridienne C_{m1}

Base de calcul: débit efficace $Q_e = \eta_v \times Q$ Q = débit au point optimum

$$C_{m1} = Q_e / (\pi \times D_1 \times B_1)$$

Vitesse périphérique U_1

$$U_1 = \omega \times R_1 = n \times \pi / 60 \times D_1 \quad \text{avec } \omega = n \times 2\pi / 60 \text{ et } R_1 = D_1 / 2$$

Vitesse périphérique absolue C_{u1}

La vitesse périphérique absolue est régie par la loi d'Euler:

$$\text{Energie efficace: } gH_e = U_1 \times C_{u1} - U_2 \times C_{u2}$$

$$gH_e = \eta_e \times gH$$

$$\text{avec } H = \text{chute nette} \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2 \quad \eta_e = \text{rendement énergétique}$$

Pour un calcul estimatif simplifié, nous pouvons admettre que le meilleur rendement est atteint pour $C_{u2} = 0$

(composante périphérique de la vitesse absolue nulle, écoulement axial à la sortie de la roue).

$$\text{D'où la simplification: } gH_e = U_1 \times C_{u1} \quad \text{et} \quad C_{u1} = gH_e / U_1$$

Angles de l'écoulement:

$$\text{Angle absolu = angle de l'aube du distributeur:} \quad \alpha_1 = \text{arc tg} (C_{m1} / C_{u1})$$

$$\text{Angle relatif = env. angle de l'aubage de la roue:} \quad \beta_1 = \text{arc tg} (C_{m1} / (U_1 - C_{u1}))$$

5. Angle d'ouverture maximum du distributeur

Nous avons admis que le débit maximum de la turbine égale env. $1.15 \times Q$ au point optimum.

Pour sécurité, le coefficient peut être augmenté à 1.2. afin d'assurer une certaine réserve.

Ceci signifie que la vitesse méridienne, proportionnelle au débit, sera augmentée d'un même facteur:

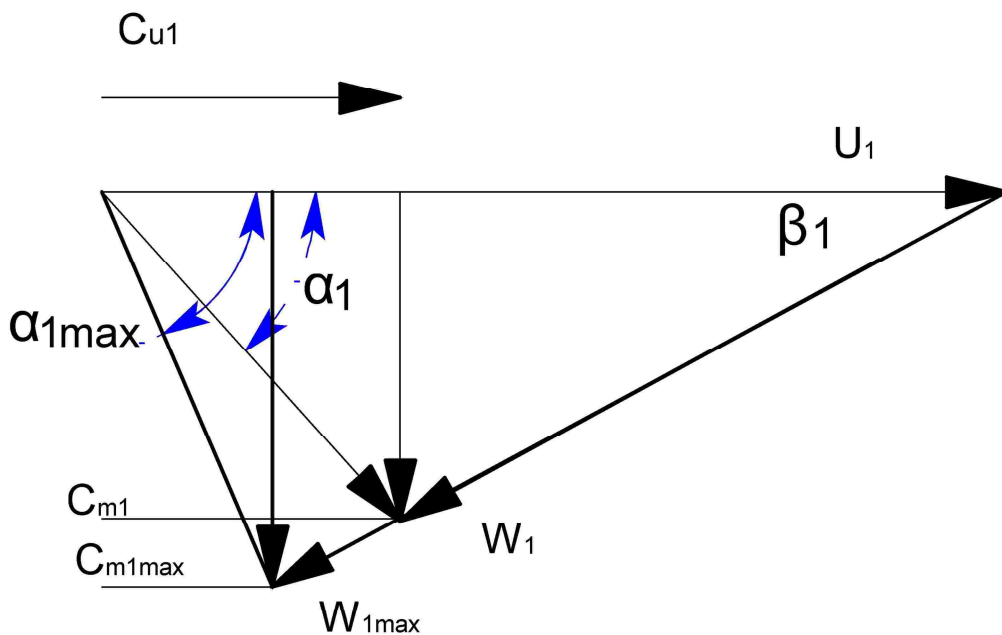
$$C_{m1max} = 1.15 \dots 1.2 \times C_{m1}$$

Pour le calcul, il est admis que l'angle relatif β_1 de l'écoulement reste le même (soit l'angle de l'aubage)

Avec: $\text{tg } \beta_1 = C_{m1max} / (U_1 - C_{u1max})$

$$C_{u1max} = U_1 - (C_{m1max} / \text{tg } \beta_1)$$

et: $\alpha_{1max} = \text{arc tg } (C_{m1max} / C_{u1max})$



6. Longueur et position des pales du distributeur

Voir figure 3.1.

Paramètres:

Nombre de pales: z_d admis 8, 10, 12, éventuellement jusqu'à 16 pales.

Le nombre de pales sera choisi en tenant compte de:

- espace requis pour la réalisation du mécanisme de commande
- encombrement (diamètre extérieur) adapté pour la bêche spirale
- nombre de pales minimum pour réduire la complexité mécanique et le nombre de pièces à fabriquer

Pas angulaire entre les pales $2 \times \delta$:

Comme mentionné précédemment, l'angle de référence δ est le demi-pas.

$$2 \times \delta = 2 \times \pi / z_d \quad \text{soit: } \delta = \pi / z_d \quad \text{ou} \quad \delta = 180 / z_d \quad (\text{si } \delta \text{ en degrés})$$

Longueur des pales $2L$ et rayon du centre de rotation des pales R_0 :

La longueur des pales est la plus courte possible, mais suffisante pour qu'un contact entre bord d'attaque et bord de fuite soit possible à la fermeture.

Cette longueur va déterminer le rayon R_0 du cercle des axes de rotation des pales.

En vue de simplifier de calcul:

- L = demi-longueur des pales
- centre de rotation des pales à la demi-longueur

Pour le pré-dimensionnement nous calculerons avec le triangle formé par R_{1+} , R_0 et L , et les angles δ et α_1 (**α_1 étant dans ce cas l'angle à ouverture maximum du distributeur**).

Cette simplification se justifie par le fait qu'en pratique l'angle α_1 reste généralement, pour les PAT, inférieur à 30° .

R_{1+} est le rayon extérieur de la roue R_1 augmenté d'une réserve (par exemple +5mm) pour assurer un jeu entre roue et pale du distributeur en position ouverte.

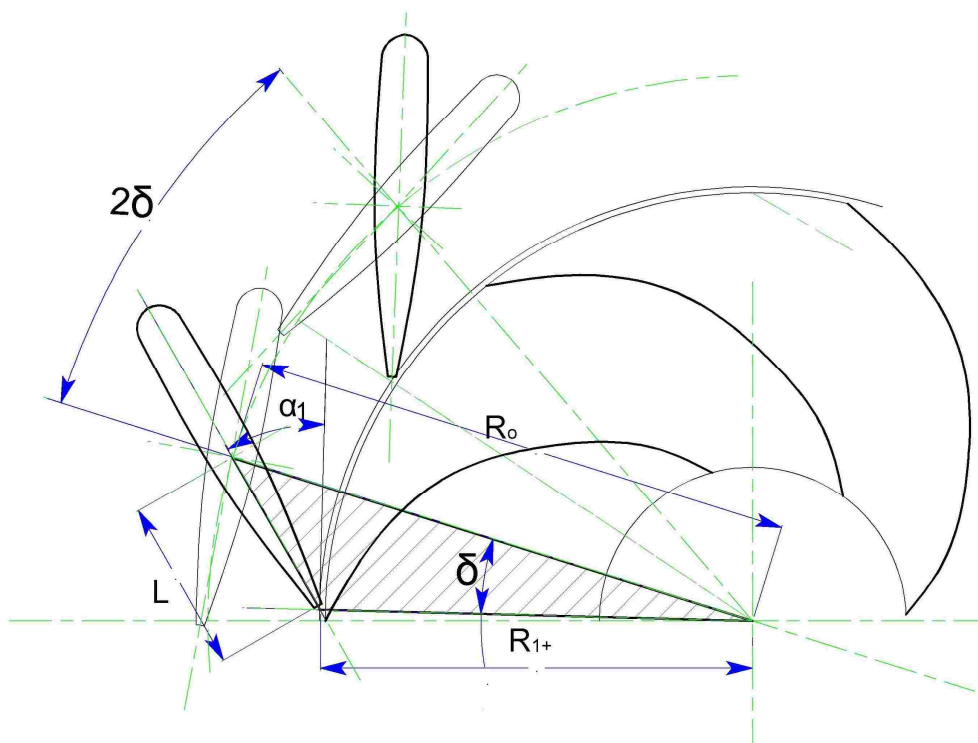


Figure 6. Schéma géométrique adopté pour le calcul du distributeur

Loi des sinus: $L / \sin(\delta) = R_0 / \sin(90 + \alpha_1) = R_{1+} / \sin(90 - \delta - \alpha_1)$

D'où: $L = R_{1+} \times \sin(\delta) / \cos(\delta + \alpha_1)$

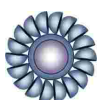
$R_0 = R_{1+} \times \cos(\alpha_1) / \cos(\delta + \alpha_1)$

Rayon extérieur des pales en position ouverte R_a :

Le rayon extérieur R_a du distributeur en position ouverte est calculé avec la loi du cosinus:

$R_a^2 = R_{1+}^2 + (2L)^2 - 2(2L \times R_{1+}) \times \cos(90 - \alpha_1)$

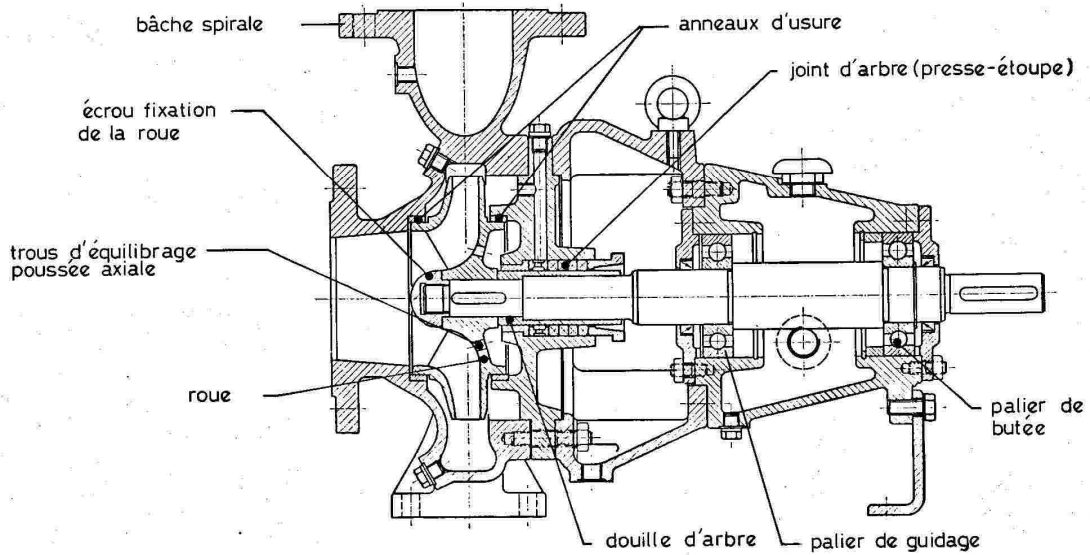
D'où: $R_a^2 = R_{1+}^2 + 4L^2 + 4L \times R_{1+} \times \sin(\alpha_1)$



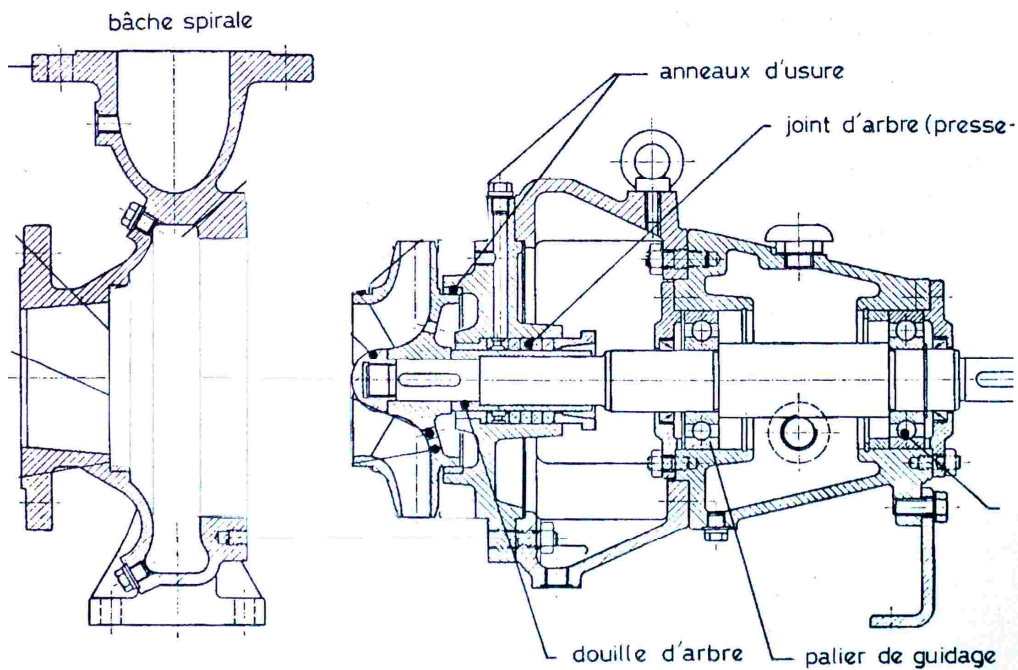
7. Exemples de calcul

Aspects constructifs:

Pour transformer une pompe standard, la pièce intégrant la bêche spirale et la tubulure d'aspiration sera démontée.



Il restera un bloc comprenant paliers, joint d'arbre, roue et le support des parties rotatives sur lequel seront adaptés le distributeur et une nouvelle bâche spirale.



Bâche spirale / aspiration

Roue – joint d'arbre – palier - support

Le dimensionnement du distributeur devra tenir compte de la faible taille de la roue de la pompe en comparaison avec une turbine Francis de plus grande puissance.

En particulier, le cercle des axes de rotation des aubes du distributeur devra être assez écarté du bâti pour permettre le montage du système de manœuvre (bielles et leviers).

En première approximation, l'auteur estime que le diamètre de ce cercle sera d'au moins 60 à 100mm supérieur au diamètre extérieur de la roue, ce qui déterminera d'une part l'encombrement du distributeur et d'autre part le nombre et la longueur des aubes.

Pour illustrer de manière pratique la méthode de calcul décrite dans ce rapport, l'auteur a repris les pompes inversées de l'adduction du Morand (La Rise et HautePierre), dont les caractéristiques et dimensions générales sont connues, et a effectué le dimensionnement d'un distributeur pour ces deux machines.

Ces deux pompes sont intéressantes dans le sens où elles se situent chacune à l'extrémité du champ d'application des pompes centrifuges à un étage, tel que défini en fonction de la vitesse spécifique n_q .

Finalisation des dimensions du distributeur et couple sur les aubes directrices.

En première étape, le distributeur sera pré-dimensionné comme indiqué.

La demi-longueur de la pale L sera définie pour assurer assez d'espace pour le mécanisme de commande des aubes directrices.

Pour la suite, la longueur amont de la pale (extérieure au rayon de rotation des pales R_0) pourra être ajustée, ce qui déterminera définitivement le rayon extérieur R_a .

La variation du nombre de pales par rapport à la valeur admise pour le calcul aura une influence sur le couple hydraulique agissant sur les aubes.

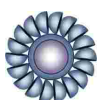
En position fermée, ce couple variera selon le nombre d'aubes directrices finalement choisi.

Pour un nombre d'aubes supérieur ou égal à la valeur de calcul, le couple hydraulique aura tendance à ouvrir les aubes en position fermée.

En diminuant le nombre d'aubes et en les allongeant vers l'extérieur sans changer le rayon R_0 , il est possible d'obtenir une tendance à la fermeture de l'aubage directeur. En ce cas, il faudra prendre en compte une augmentation du rayon maximum R_a , d'où un encombrement supérieur du distributeur et de la bêche spirale.

Pour des turbines de petite taille telles que considérées dans cette étude, le couple de frottement est important par rapport au couple hydraulique, ce qui fait que ce dernier perd en importance par rapport au couple total de manœuvre nécessaire.

De l'avis de l'auteur, il est préférable de privilégier un encombrement minimal du distributeur, donc de la bêche spirale. Le couple de fermeture contrôlé peut être réalisé par un organe externe, tel qu'un ressort, un contrepoids ou un moteur à courant continu secouru par batteries. Si les aubes devaient, pour une raison ou une autre, se mouvoir librement, une tendance à une fermeture qui pourrait être rapide peut même s'avérer défavorable et source de problèmes (génération de coup de bélier et surpressions associées).



Calcul de l'angle d'ouverture maximum du distributeur:

Selon § 3., §4. et §5.

Pompe – turbine de:	La Rise	Hautepierre
----------------------------	----------------	--------------------

Données turbine:

H (m)	17.0	52.5
Q (m ³ /s)	0.070	0.055
n (t/min)	1510	1510

Vitesses spécifiques:

n_{qt}	48	18
$n_{qp} = n_{qt} / 0.89$	54	20

Données roue:

D ₁ (mm)	210	314
B ₁ (mm)	31	11

Données rendements:

η_t (%)	79.0	77.0
η_v (%)	0.97	0.96
$\eta_v \times \eta_m$ (%)	96.0	95.0
η_e (%)	82.0	81.0

Transmis à l'aubage:

Q _e (m ³ /s)	0.068	0.053
g _{He} (J/kg)	137	417

Vitesses et angles:

U ₁ (m/s)	16.60	24.8
C _{u1} (m/s)	8.25	16.8
C _{m1} (m/s)	3.32	4.88
α_1 (deg)	21.9	16.2
β_1 (deg)	21.6	31.4

Ouverture max.:

C _{m1max} (m/s)	4.00	5.86
C _{u1max} (m/s)	6.5	15.2
α_{1max} (deg)	31.6	21.0

$$C_{m1max} = 1.2 \times C_{m1}$$

Géométrie du distributeur:

La Rise:

Nombre pales du distributeur	z_d :	8	10	12
Angle $\frac{1}{2}$ pas des pales	δ (deg)	22.5	18	15
Angle distributeur ouverture max.	α_1 (deg)	32	32	32
	$\delta + \alpha_1$ (deg)	54.5	50	47
Diamètre roue	D_1 (mm)	210		
Rayon roue	R_1 (mm)	105		
Rayon augmenté + 5mm	R_{1+} (mm)	110		
$\frac{1}{2}$ longueur pales distributeur	L (mm):	72.5	52.9	41.75
Longueur pale distributeur	L (mm):	145.0	105.8	83.5
Rayon centre rotation distributeur	R_0 (mm)	175.0	145.1	136.8
Rayon extérieur maximum	R_a (mm)	213.0	188.8	154.4

Variante proposée: $z_d = 10$ pales

Les calculs ont été effectués pour 8, 10 et 12 aubes distributrices.

Tenant compte d'un diamètre de roue $D_1 = 210\text{mm}$, si nous ajoutons la réserve nécessaire pour placer la commande du distributeur (+ env. 80mm), c'est la variante à 10 aubes qui est proposée ($R_0 = 145\text{mm}$, $D_0 = 290\text{mm}$)

Cette variante représentée sur la figure 7.1.



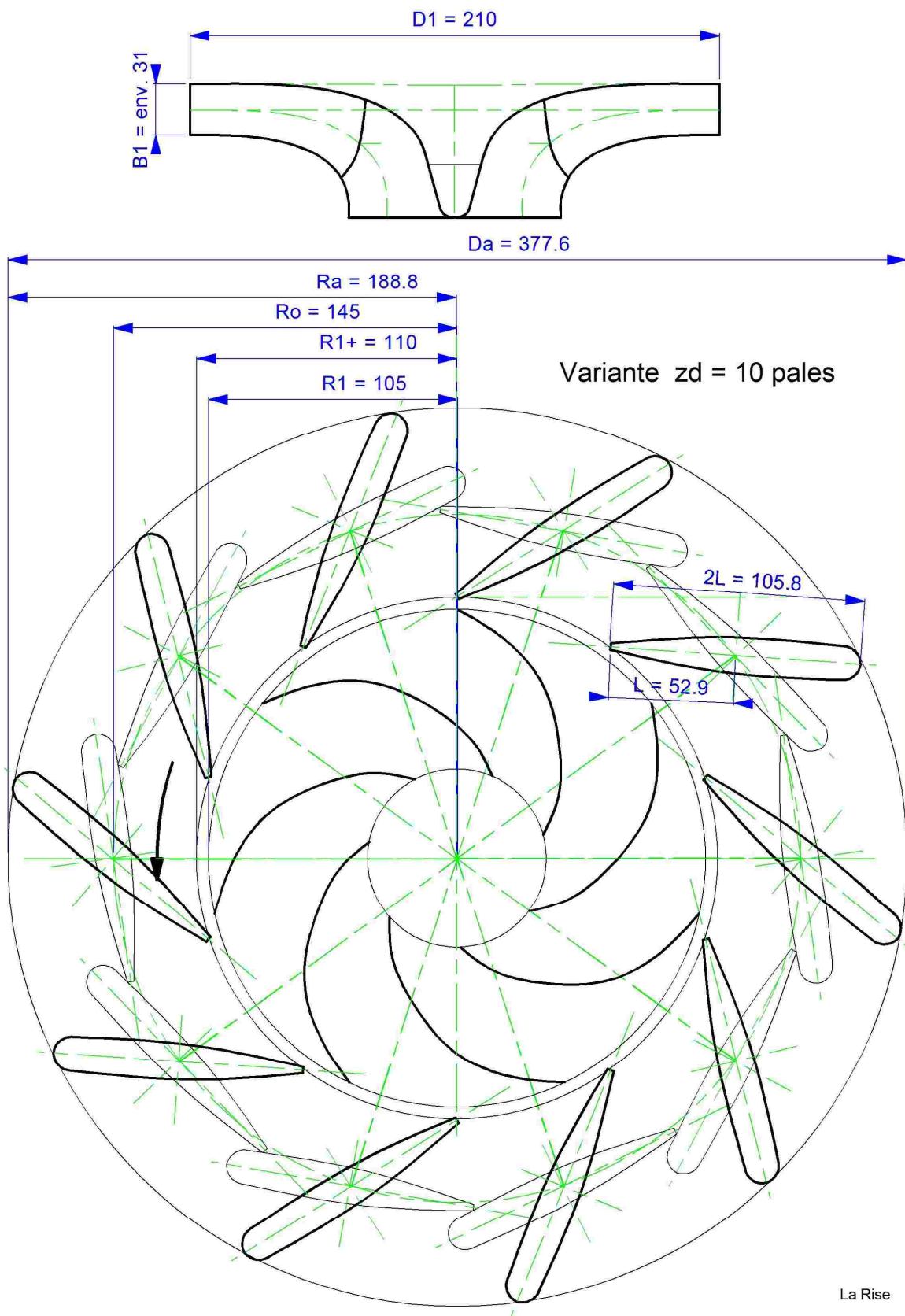


Figure. 7.1. Distributeur proposé pour PAT-Francis "La Rise"

Géométrie du distributeur:

Hautepierre:

Nombre pales du distributeur	z_d :	10	12	14
Angle $\frac{1}{2}$ pas des pales	δ (deg)	18	15	12.857
Angle distributeur ouverture max. α_1 (deg)		21	21	21
	$\delta + \alpha_1$ (deg)	39	36	33.857
Diamètre roue	D_1 (mm)	314		
Rayon roue	R_1 (mm)	157		
Rayon augmenté + 8mm	R_{1+} (mm)	165		
$\frac{1}{2}$ longueur pales distributeur	L (mm):	65.6	52.8	44.2
Longueur pale distributeur	L (mm):	131.2	105.6	88.4
Rayon centre rotation distributeur R_0 (mm)		198.2	190.4	185.5
Rayon extérieur maximum	R_a (mm)	244.9	256.7	213.3

Variante proposée: $z_d = 10$ pales

Les calculs ont été effectués pour 10, 12 et 14 aubes distributrices.

Tenant compte d'un diamètre de roue $D_1 = 314$ mm, si nous ajoutons la réserve nécessaire pour placer la commande du distributeur (+ env. 80mm), c'est la variante à 10 aubes qui est proposée ($R_0 = 198$ mm, $D_0 = 396$ mm)

Cette variante représentée sur la figure 7.2.

Observations:

- Pour la machine à faible vitesse spécifique de Hautepierre, l'angle de rotation des aubes distributrices est plus faible (environ 21°) que pour la pompe de La Rise, de vitesse spécifique plus élevée (environ 32°)
- Le rapport entre diamètre de la roue et diamètre extérieur maximum du distributeur est de l'ordre de 1.6 à 1.8
- Malgré la différence des diamètres de roue, le nombre de pales du distributeur est identique. En comparaison avec la turbine Francis classique, les aubes distributrices de la PAT-Francis sont plus longues, leur angle de rotation ainsi que leur nombre plus faibles.



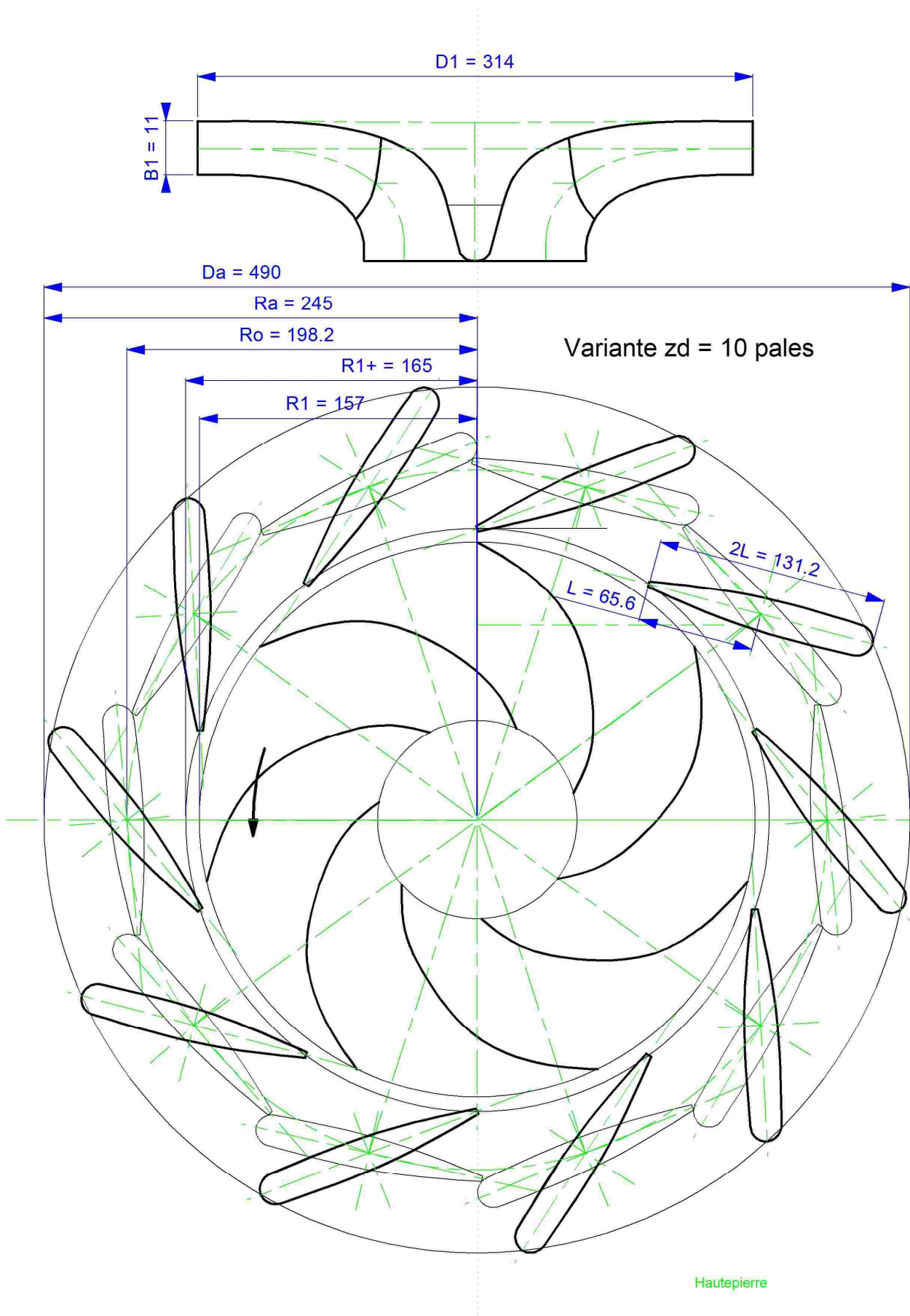


Figure 7.2. Distributeur proposé pour PAT-Francis "Hautpierre"

