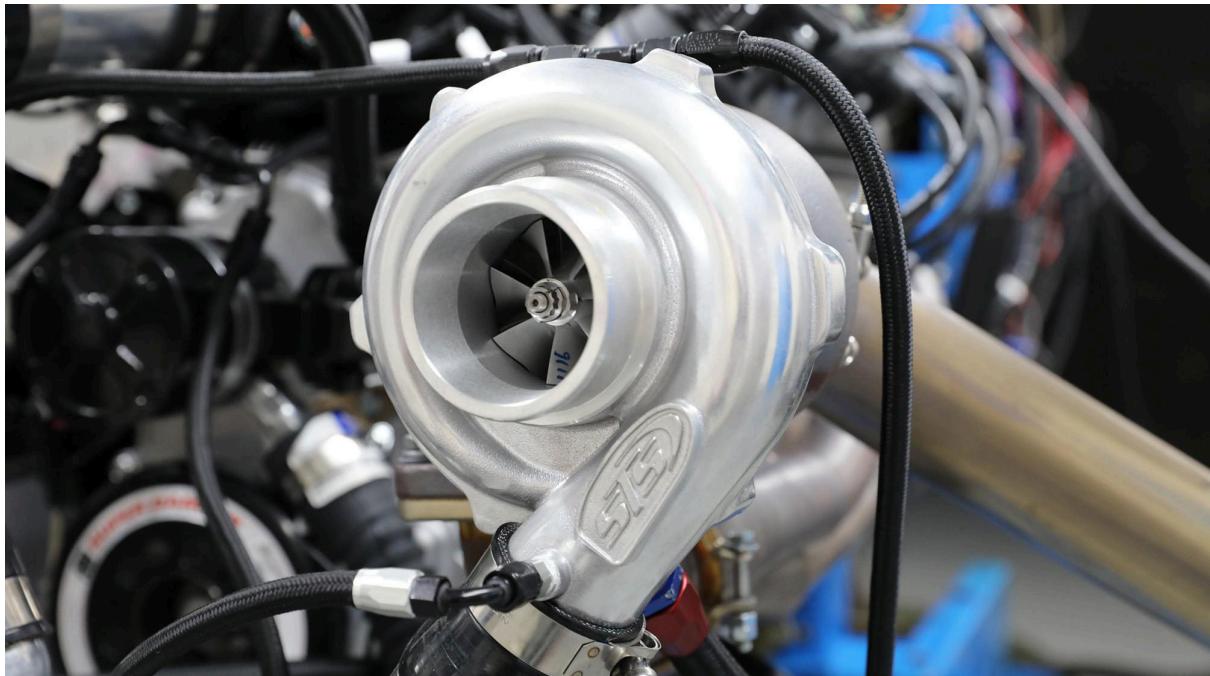


Groupe D, rapport final - Cas d'étude - Compresseur pour une pompe à hydrogène

Tristan SCUILLER, Dominka RUPCIC, Firas SAYARI



Turbocompresseur

Introduction

L'objectif de ce projet est de concevoir de A à Z le compresseur d'une pompe à hydrogène, pour des applications automobiles.



Exemple de pompe à hydrogène déjà existante

L'intérêt de ce genre de dispositif est évidemment écologique, car ils contribuent au développement de la filière hydrogène qui est une alternative prometteuse aux énergies carbonées classiques.

Notre démarche sera la suivante :

- Définition du problème et du cahier des charges
- Prédimensionnement
- CAO
- Simulation numérique - CFD
- Prototypage
- Essais
- Industrialisation

Cette démarche est celle d'un cycle de développement classique qu'on peut retrouver en bureau d'étude.

Sommaire

Introduction.....	1
Sommaire.....	2
Table des figures.....	4
Phase 1 : Analyse du problème et définition du point de design du compresseur.....	6
Objectifs.....	6
Environnement.....	6
Architecture.....	7
Cahier des charges.....	8
Phase 2 : Prédimensionnement.....	9
Objectifs.....	9
Modèle physique.....	9
Calcul de 2b.....	9
Choix du point de design.....	10
Analyse paramétrique.....	11
Synthèse des résultats.....	12
Phase 3 : CAO.....	13
Rotor (ou rouet en français).....	13
Volute bas (volute).....	15
Volute haut (shroud).....	16
Choix des dimensions.....	17
Diamètre extérieur du rotor.....	17
Chaîne de côté.....	18
Jeux radiaux.....	19
Assemblage final.....	20
Phase 4 : CFD.....	21
Géométrie.....	21
Rotor.....	21
Stator.....	23
Maillage.....	23
Modèle physique.....	23
Conditions limites.....	24
Vitesse de rotation.....	24
Débit massique.....	24
Analyse de convergence - étude de l'impact du maillage.....	24
Simulation.....	27
Nombre de simulation à réaliser.....	27
Valeurs des paramètres de débit et de vitesse de rotation pour les essais.....	27
Résultats.....	28
Analyse de l'écoulement et suggestions d'amélioration.....	30
Bilan de la CFD.....	32

Phase 5 : Prototypage.....	33
Maillage des surfaces.....	33
Positionnement des composants sur le plateau.....	33
Paramètres d'impression.....	33
Retouches nécessaires.....	34
Prototype final.....	34
Phase 6: Essais.....	36
Déroulement des essais.....	36
Résultats expérimentaux.....	37
Conclusion des essais.....	38
Phase 7: Industrialisation.....	39
Introduction.....	39
Prévision en volume.....	39
Etude de marché.....	39
Contexte du marché de l'hydrogène en France.....	39
Marché des turbocompresseurs à hydrogène.....	40
Demande projetée en France.....	40
Analyse concurrentielle.....	40
Evolution de marché.....	40
Croissance prévue.....	40
Technologies émergentes.....	40
Opportunités et défis.....	40
Planification de la production.....	41
Plan industriel et commercial (PIC).....	41
Lancement de production.....	42
Besoins de productions.....	42
Calcul de la capacité mensuelle en nombre d'heure et en nombre de turbocompresseurs.....	42
Besoins en ressources et approvisionnement.....	42
Tableau PIC.....	43
PDP.....	43
MRP.....	44
Takt time.....	45
Lead Time.....	45
Estimation du coût d'une turbine.....	45
Estimation de la main d'oeuvre.....	46
Etude de coût.....	46
Procédé.....	47
Justification du choix du marché Français.....	48
Localisation stratégique.....	48
Demande croissante de turbocompresseurs à hydrogène.....	48
Marché mature et accès à l'Europe.....	49
Analyse comparative.....	49
Bilan.....	50

Table des figures

Turbocompresseur.....	0
Exemple de pompe à hydrogène déjà existante.....	1
Evolution de la pression au cours du remplissage du réservoir de la voiture.....	7
Rotor d'un compresseur centrifuge - le fluide sort radialement, et non axialement comme dans le cas d'une pompe axiale.....	7
Orientation des pales choisie - créer de la pression.....	8
Cahier des charges du projet - groupe D.....	8
Ensemble des paramètres à déterminer.....	9
Diagramme empirique de Cordier.....	10
Impact du ratio de pression sur la puissance absorbée.....	11
Impact de Z sur le slip factor.....	11
Tableau récapitulatif des valeurs de prédimensionnement.....	12
Rendu final de la CAO (volute et rotor) - depuis Fusion 360.....	13
Capture d'écran du logiciel de CAO - rotor.....	14
Plan du rotor (les échelles ne sont pas valides comme il s'agit d'une capture d'écran).....	15
Plan de la volute (idem, pas à l'échelle).....	16
Plan du shroud (pas à l'échelle).....	17
Schéma de la chaîne de côté.....	18
Tracé de d3 en fonction de d2.....	19
Tableau récapitulatif des dimensions caractéristiques du moteur.....	19
Capture d'écran d'une vue en coupe de l'assemblage final depuis le logiciel de CAO (Autodesk Fusion 360).....	20
Plan de l'assemblage final.....	20
Volume associé au rotor - référentiel en rotation.....	22
Volume associé au stator - référentiel fixe.....	23
Modèle physique utilisé pour la simulation.....	23
Base size = 1.5mm, 1 200 000 cellules.....	25
Base size = 3mm, 400 000 cellules.....	25
Base size = 5mm, 180 000 cellules.....	26
Base size = 9mm, 93 000 cellules.....	26
Analyse de convergence pour l'isentropic efficiency (échelle semi-log).....	26
Analyse de convergence pour le pressure ratio (échelle semi-log).....	27
Courbes de convergence.....	28
Caractéristique en rendement du compresseur.....	28
Caractéristique en charge du compresseur.....	29
Champ de vitesse pour le point de design.....	30
Champ de pression.....	31
Magnitude de la vitesse.....	31
Rotor - prototype final.....	34
Volute bas - prototype final.....	35
Volute haut - prototype final.....	35

Fonctionnement d'un capteur linéaire.....	37
Caractéristiques obtenues suite au galop d'essai.....	38
Planification de la production.....	41
Tableau du PIC (vue d'excel).....	43
Tableau PDP (vue d'excel).....	44
Tableau MRP pour le rotor.....	44
Tableau MRP pour le bâti bas.....	44
Tableau MRP pour le bâti haut.....	45
Tableau MRP pour l'Inconel 625.....	45
L'enchaînement de fabrication d'un turbo.....	46
Nomenclature.....	48

Phase 1 : Analyse du problème et définition du point de design du compresseur

L'objectif de cette phase est de mieux définir le problème afin de proposer une solution technique qui réponde à un besoin spécifié dans un cahier des charges. Notre démarche sera la suivante :

- donner les objectifs du dispositif
- préciser l'environnement du système
- choisir une architecture
- établir un cahier des charges

Objectifs

De manière macroscopique, les objectifs de ce compresseur sont les suivants :

- maximiser le rendement
- limiter le phénomène de pompage (ou surge en anglais)

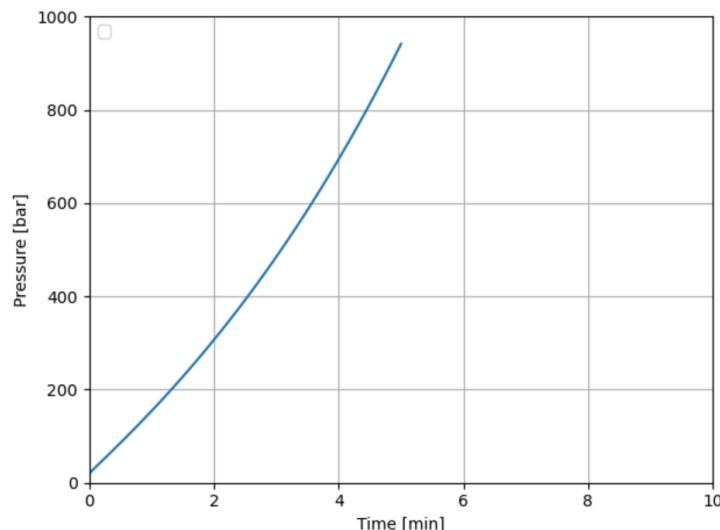
Ces deux principes guideront l'entièreté des choix de conception qui seront faits. On ajoute à cela deux autres objectifs importants

- fabricabilité du dispositif
- coût de revient

Ces deux objectifs seront particulièrement importants pour la dernière phase qui est celle d'industrialisation.

Environnement

Le compresseur doit faire le lien entre le réservoir d'hydrogène de la pompe et celui de la voiture. Dans chacun de ces réservoirs, il y a de l'hydrogène gazeux, caractérisé par ses grandeurs thermodynamiques usuelles (pression, température, masse volumique). Une simulation préliminaire a permis d'établir la courbe suivante, qui correspond à la situation de vie du remplissage du réservoir :



Evolution de la pression au cours du remplissage du réservoir de la voiture

L'ordre de grandeur des pressions atteintes dans le réservoir est de 800 bars. A l'entrée de la pompe, on maintient une pression proche de la pression atmosphérique, donc ~1 bar. Le débit de remplissage est constant et vaut 1 kg/min, soit 0.017 kg/s. De cette courbe, on tire plusieurs informations précieuses :

- La pompe doit pouvoir fonctionner avec des ratios de pression très variables, on n'aura pas seulement un fonctionnement en continu au niveau d'un point nominal, mais une plage de fonctionnement très large (allant de ~1 à ~800 en termes de ratios de pression)
- le débit de remplissage est relativement faible : 1 kg/min

Ces informations justifient les choix technologiques de la partie suivante

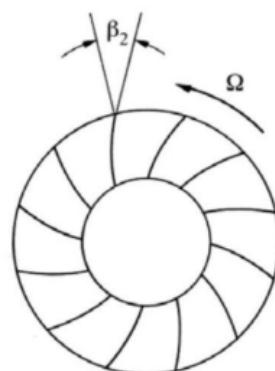
Architecture

Nous recherchons une pompe capable de produire de la pression, et pas nécessairement beaucoup de débit. Par conséquent, on se tourne vers une architecture **centrifuge**, la plus couramment utilisée dans cette situation.



Rotor d'un compresseur centrifuge - le fluide sort radialement, et non axialement comme dans le cas d'une pompe axiale.

Par ailleurs, se pose la question du sens d'orientation des pales du rotor. Nous cherchons à créer de la pression, par conséquent on attaque l'écoulement avec le dos de la cuillère :



backward

Orientation des pales choisie - créer de la pression

Cahier des charges

De manière assez évidente, nous ne sommes pas en mesure de créer au sein de l'école des pompes ayant de tels ratios de pression (ratio devant varier entre 1 et 800). De plus nous sommes limités dans les matériaux que nous pouvons utiliser (usuellement, on utilise de l'acier ou de l'inconel 625 pour la création des compresseurs, qu'on travaille en usinage ou depuis quelques années en fabrication additive), pour des raisons de temps de d'argent.

Nous allons donc réaliser une maquette, à échelle réduite, dont la conception est plus réaliste.

Le cahier des charges donné à notre groupe (le D), est le suivant :

	Groupe A	Groupe B	Groupe C	Groupe D	Groupe E	Groupe F	Group G	Group H
c_1 [m/s]	40	40	40	40	40	40	40	40
η_{nozzle}	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
r_{lh} [m]	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004
Pressure ratio - β	1.075	1.1	1.075	1.1	1.075	1.1	1.075	1.1
λ (air exce.)	2.8	2.8	2.6	2.6	2.4	2.4	2.2	2.2
pF	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
c_{m2}/c_{m1}	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0
Z	9	9	8	8	7	7	6	6
t_2 [mm]	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
η_v	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
u_2 [m/s]	-	-	-	-	-	-	-	-
b_2/D_2	-	-	-	-	-	-	-	-
η_c	-	-	-	-	-	-	-	-

Cahier des charges du projet - groupe D

L'objectif de la phase suivante est de réaliser un prédimensionnement du compresseur à partir de ces spécifications.

Phase 2 : Prédimensionnement

Voici le lien vers le rapport intermédiaire qui a été rendu à la fin de la phase de prédimensionnement [rapport_predim.pdf](#), nous allons résumer les points principaux.

Objectifs

L'objectif de cette phase de prédimensionnement est de proposer un ensemble de dimensions caractéristiques permettant de définir la géométrie de notre première itération en ce qui concerne le design du compresseur. Ces dimensions permettront de réaliser la CAO, qui sera ensuite testée en CFD. Voici notre démarche pour cette phase de prédimensionnement :

- Modèle physique
- Choix du point de design
- Analyse paramétrique
- Conclusion

Modèle physique

Nous allons employer les techniques classiques de dimensionnement des turbomachines pour établir une modélisation mathématique nous permettant de réaliser une analyse paramétrique et ainsi de proposer des dimensions caractéristiques pour notre compresseur.

Les notations utilisées sont les notations usuelles pour l'étude des turbo compresseurs centrifuges. 1 désigne l'entrée axiale, et 2 la sortie radiale.

En plus de u_2 , b_2/D_2 et le rendement, nous devons déterminer les paramètres suivants :

	Groupe A	Groupe B	Groupe C	Groupe D	Groupe E	Groupe F	Groupe G	Groupe H
β_{1h} [deg]								
β_{1t} [deg]								
b_1 [m]								
r_{1h} [m]								
r_{1t} [m]								
$\beta_{2,bl}$ [deg]								
\bar{b}_2 [m]								
D_2 [m]								
N [rpm]								

Ensemble des paramètres à déterminer

En particulier, nous allons détailler le calcul de β_{2b} .

Calcul de β_{2b}

Nous avons :

$$\Delta h = pF \sigma u_2 c_{u2}$$

Par ailleurs nous avons :

$$\sigma(\beta_{2b}) = f_1(1 - \frac{\sqrt{\beta_{2b}}}{Z_{eff}^{0.7}}) k_w$$

et un calcul géométrique simple à partir de la figure ci-dessous montre :

$$c_{u2}(\beta_{2b}) = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan(\beta_{2b})}$$

le théorème d'Euler prend donc la forme :

$$f(\beta_{2b}) = 0$$

Ce qui peut être résolu numériquement, par exemple avec la méthode de Newton (implémentée dans le module python `scipy.optimize` par exemple).

Choix du point de design

Nous nous basons sur le diagramme de Cordier pour réaliser notre design :

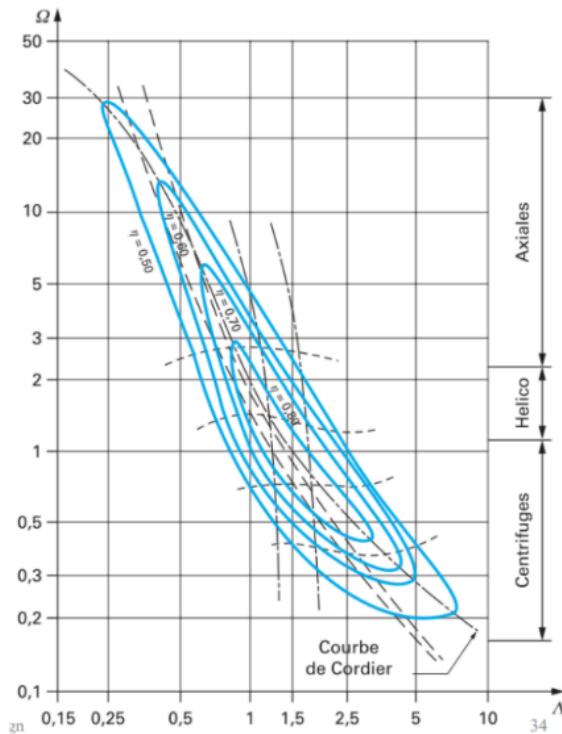


Diagramme empirique de Cordier

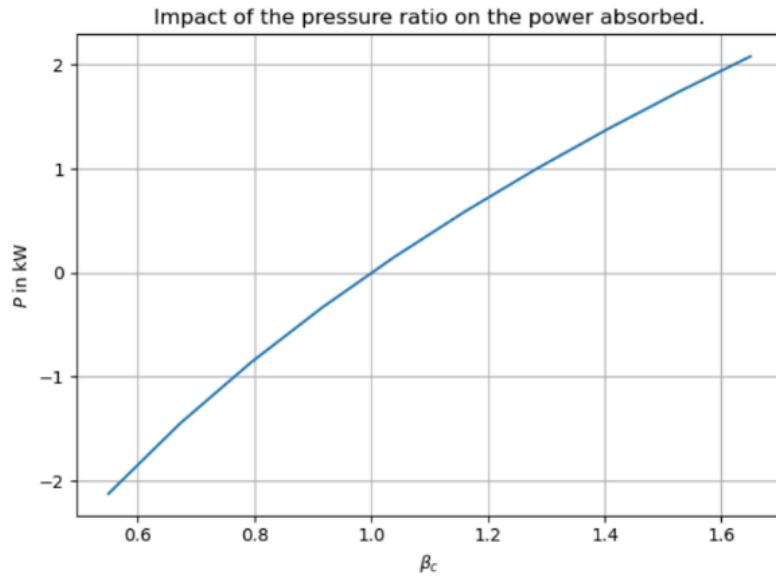
Nous sommes dans le domaine des compresseurs centrifuges, nous cherchons à optimiser le rendement. Par conséquent, nous choisissons le point :

- $N_s = 0.8$
- $D_s = 3$

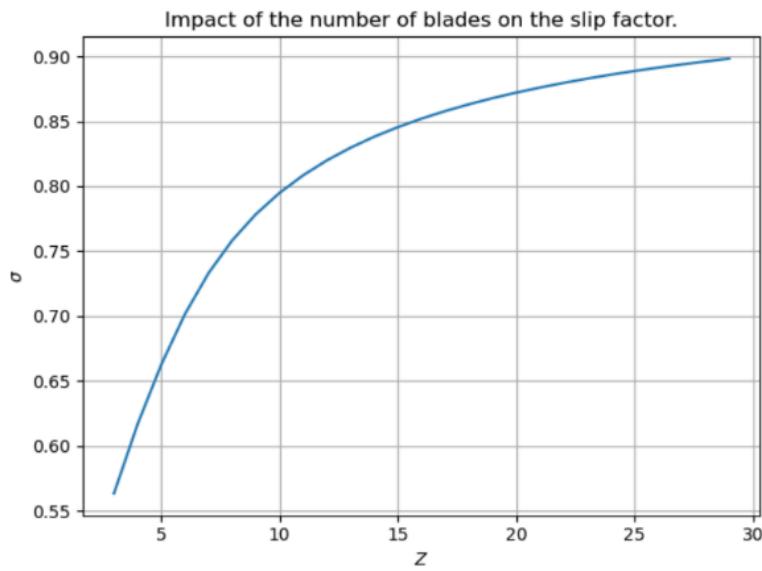
C'est ce point qui servira de référence pour toute la suite, et qui fait office de prédimensionnement.

Analyse paramétrique

L'ensemble des valeurs a été estimé avec le script Python suivant : [compr PEMFC 2023 et.py](#), il va nous permettre de réaliser une analyse paramétrique.



Impact du ratio de pression sur la puissance absorbée



Impact de Z sur le slip factor σ

Comme on peut s'y attendre, la puissance absorbée est une fonction croissante du taux de compression, et l'augmentation du nombre d'aubages implique une diminution des pertes par glissement. Par conséquent, on a tout intérêt à augmenter le nombre de pales pour améliorer les performances.

Synthèse des résultats

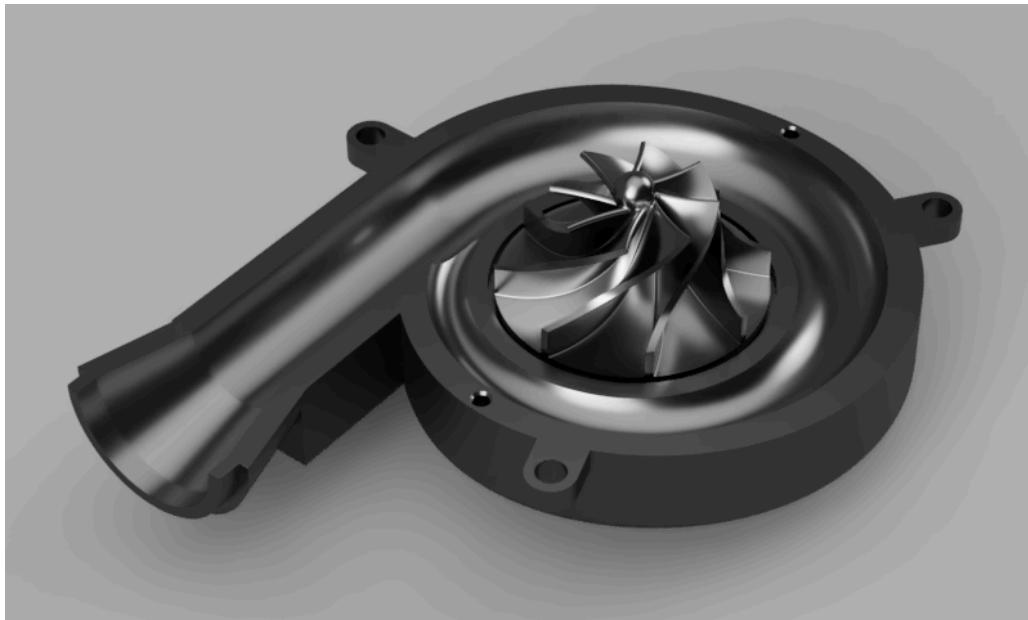
Les paramètres de notre machine sont donnés dans le tableau ci-dessous :

β_{1h}	23.7°
β_{1t}	60.7°
b1	12.2 mm
r1h	10.1 mm
r1t	16 mm
β_{2b}	70°
b2	6.4 mm
D2	53.4 mm
N	4400 rad/s
u2	117 m/s
η_{is}	85%

Tableau récapitulatif des valeurs de prédimensionnement

Ils correspondent en effet aux ordres de grandeur donnés dans l'introduction de ce projet.

Phase 3 : CAO



Rendu final de la CAO (volute et rotor) - depuis Fusion 360

La phase de CAO est la phase durant laquelle nous allons proposer une solution précise pour répondre au cahier des charges. Nous utiliserons les licences CATIA des ordinateurs de l'école, même si certains clichés seront pris sur Autodesk Fusion 360 en raison d'un dysfonctionnement informatique général empêchant l'accès au bureau virtuel élève depuis son ordinateur personnel, au moment où nous écrivons ce rapport.

L'architecture du compresseur est relativement simple. On a 3 pièces principales :

- la volute en 2 pièces, séparées d'un plan de joint longitudinal
- le rotor en 1 pièce

Voici l'ensemble des informations à garder à l'esprit au cours de la CAO :

- maximiser le rendement
- limiter le surge
- procédé de fabrication : fabrication additive polymère
 - tolérances de fabrication contraignant entre autres la définition des jeux
- coût de revient à minimiser
 - quantité de matière
 - temps de fabrication

Rotor (ou rouet en français)

Nous attaquons la CAO avec le design du rotor car c'est lui qui constraint le plus la conception. En effet, en vue d'optimiser l'aérodynamisme du dispositif, des profils de pales très précis sont imposés.

La stratégie pour la définition de la géométrie du rotor est la suivante :

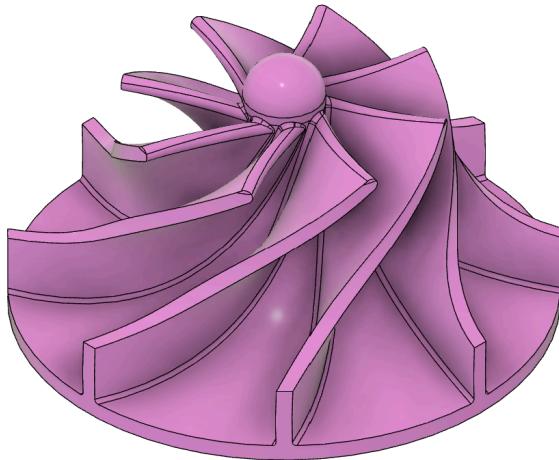
- Le script Python suivant [FaitMachineRadiale.py](#) permet d'établir un ensemble de N points régulièrement espacés, pris le long d'une courbe de Bézier à 3 points de contrôle.
- Le fichier excel suivant [Scuiller.csv](#) permet de définir une macro qui envoie l'ensemble des points calculés à partir du script Python dans CATIA
- On trace le profil final des pales par interpolation spline d'ordre 2

L'avantage de cette technique est qu'elle permet de définir des courbes de Béziers quand cette fonctionnalité n'est pas directement disponible dans le logiciel de CAO (en l'occurrence dans CATIA on peut bel et bien définir directement des courbes de Bézier, on suppose que le script a été proposé pour les groupes souhaitant utiliser un autre logiciel de CAO).

Voici l'ordre des opérations géométriques réalisées pour définir le rotor :

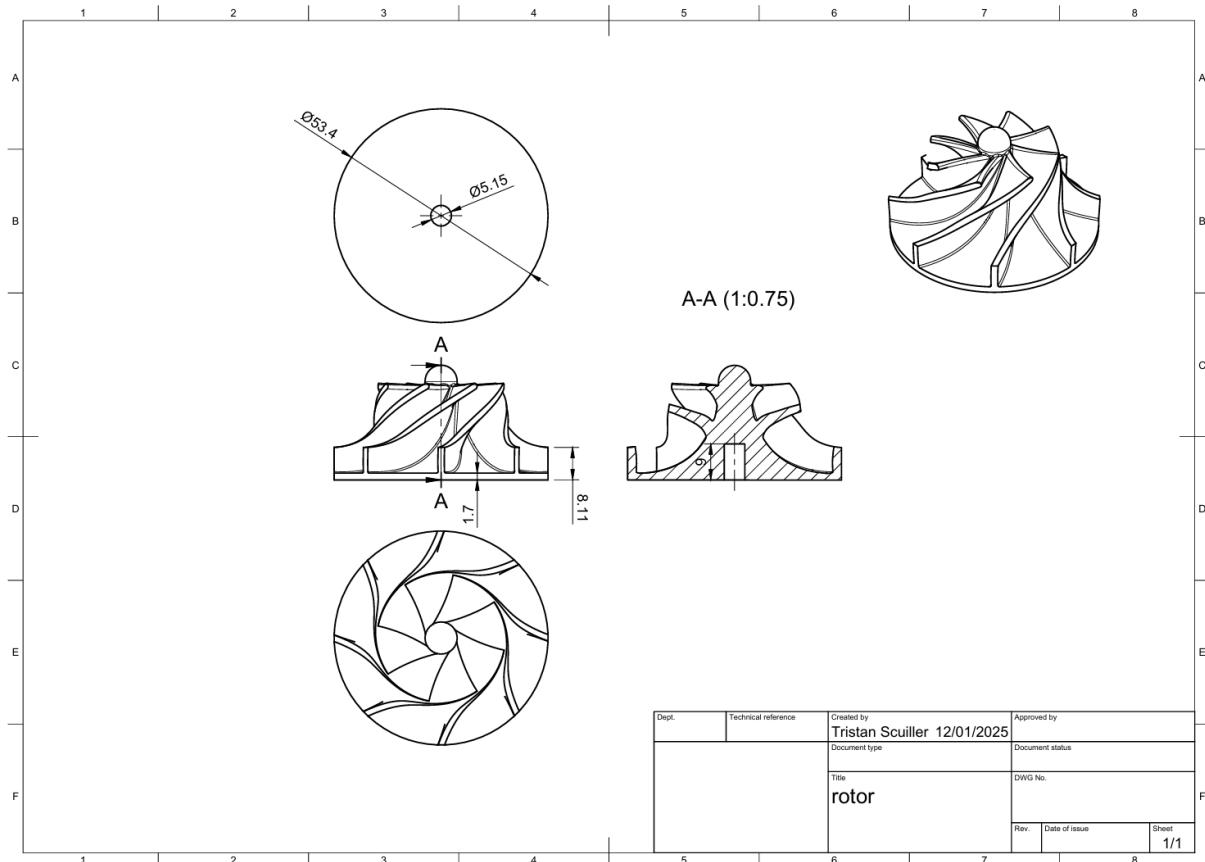
- importation des points avec la macro excel
- tracé des splines
- répétition circulaire des courbes - en faire autant que le nombre de pales définies dans le cahier des charges
- création des surfaces avec GSD
- finitions volumiques dans Part design (création de congés et pour améliorer l'aérodynamisme des surfaces, perçage du trou borgne servant à accueillir l'arbre dont nous discutons plus bas dans cette partie, en particulier en ce qui concerne les jeux fonctionnels).

Voici le résultat final :



Capture d'écran du logiciel de CAO - rotor

Et voici le plan :



Plan du rotor (les échelles ne sont pas valides comme il s'agit d'une capture d'écran)
Nous expliquons le choix de ces dimensions dans la suite, en particulier en ce qui concerne l'alésage.

Volute bas (volute)

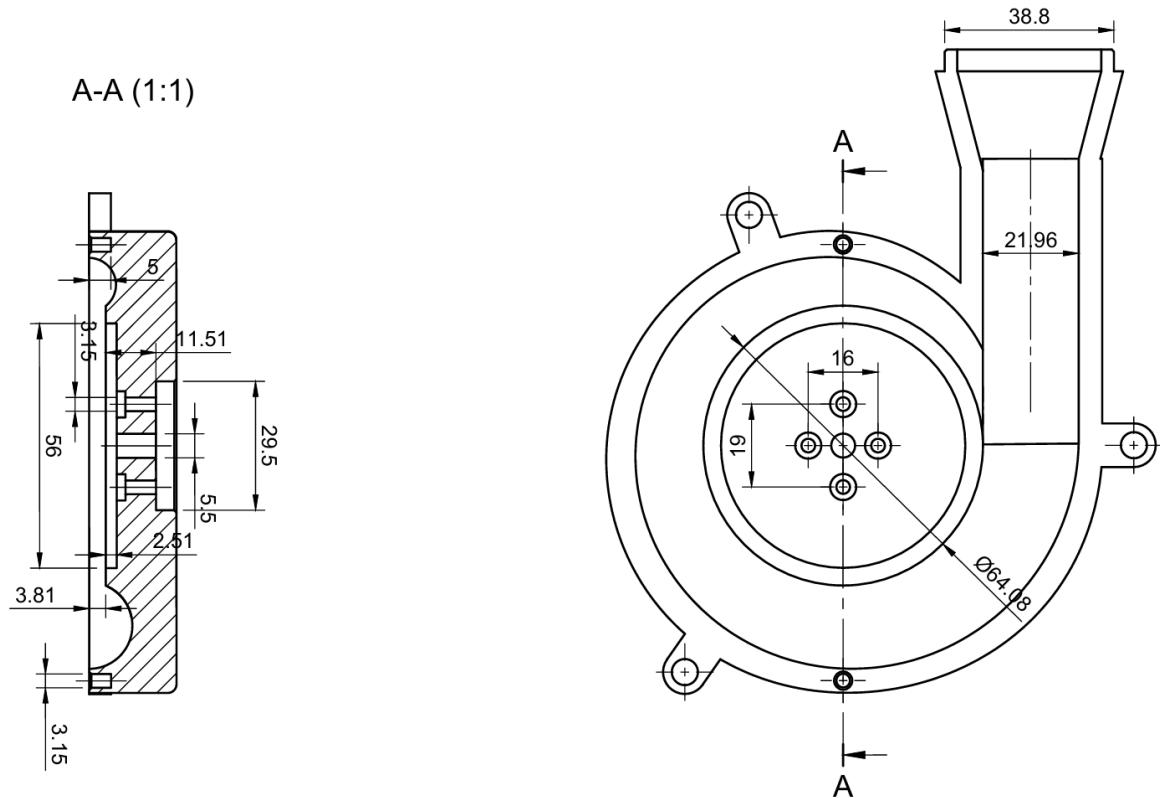
Pour la conception de la volute, on a utilisé une technique astucieuse qui consiste à appliquer une répétition circulaire avec progression arithmétique de diamètre pour définir la surface multisection qui fait office de guide du fluide en sortie du rotor. Cela peut se faire en enregistrant une macro CATIA et en éditant son code au moyen d'une boucle for pour créer la répétition arithmétique.

Les points auxquels nous avons veillé au cours de la conception de la volute :

- maintenir une épaisseur de plastique suffisante à l'interface avec le moteur (11.51 - 2.51 = 9 mm dans notre cas), afin de limiter l'échauffement et retarder au maximum le passage de la température de transition vitreuse.
- il y a une chaîne de côté 1D entre le moteur, la partie basse de volute, le rotor et la partie haute de la volute. Nous en parlons dans la section dédiée plus bas.
- Maintenir des jeux suffisants avec le rotor pour éviter tout frottement qui serait un facteur d'échec de notre système.
- Adapter le diamètre en sortie au tuyau qui permettra de réaliser les essais

- Pour notre procédé de fabrication additive, on a des tolérances de fabrication de ± 0.05 , par conséquent pour obtenir un jeu mini de 1/10, on doit prendre des tolérances de 0.15.

Voici le plan de la partie basse de la volute. Nous avons coté un maximum de dimensions utiles :



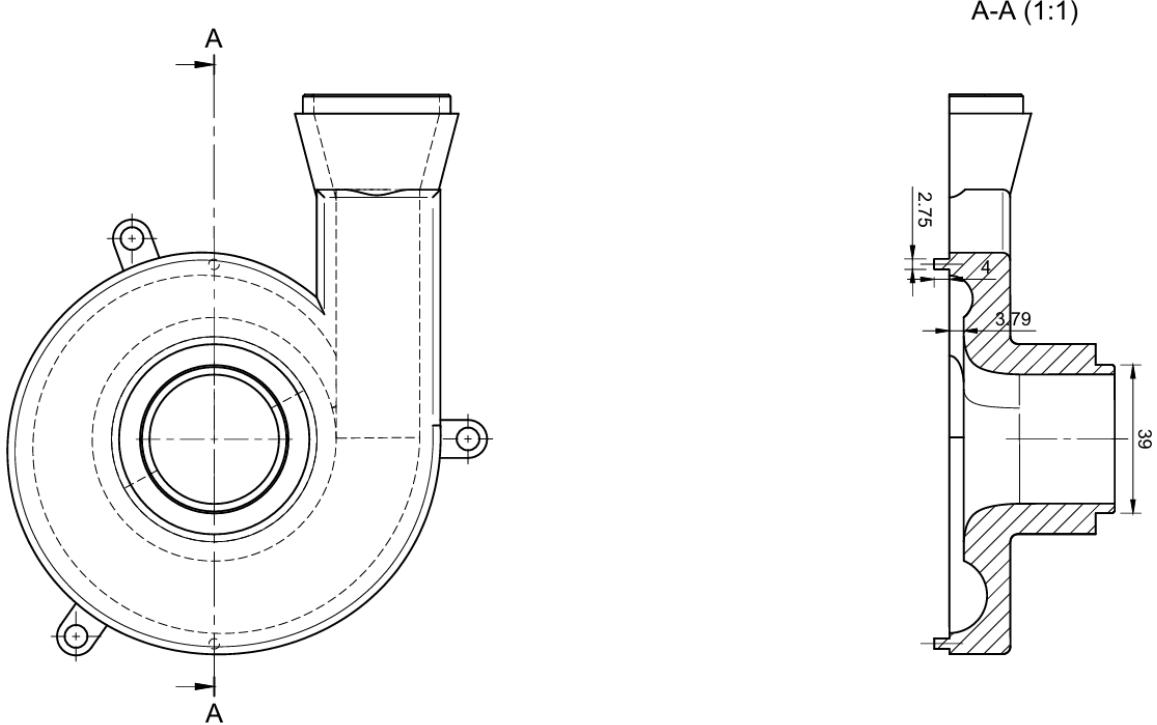
Plan de la volute (idem, pas à l'échelle)

Volute haut (shroud)

Pour la partie haute de la volute, l'élément à prendre en compte est l'enveloppe du rotor. En effet, il est nécessaire de maintenir suffisant entre la volute et le rotor afin d'éviter tout frottement. On peut aisément créer l'enveloppe du rotor en reprenant les courbes guide qui ont servi à la définition des pales et en réalisant une révolution autour de l'axe de rotation. On peut ensuite pousser la surface d'une distance égale au jeu que l'on souhaite obtenir (nous avons choisi 1mm, nous développons cela dans la partie chaîne de cote), et on n'a plus qu'à répéter les mêmes étapes que pour la partie basse.

Le point supplémentaire à prendre en compte est l'adaptation au diamètre du tube en entrée.

Voici le résultat obtenu :



Plan du shroud (pas à l'échelle)

On notera que deux pions de centrage ont été ajoutés pour assurer la mise en position. Le maintien en position se fait par 3 boulons (le système est donc hyperstatique).

Nous allons maintenant expliquer comment nous avons fait notre choix de dimensions.

Choix des dimensions

Il y a 3 points principaux qui conditionnent le choix des dimensions :

- la chaîne de cote comprenant
 - le moteur électrique
 - le rotor
 - la partie basse de la volute
 - la partie haute de la volute
- le diamètre extérieur du rotor
- les jeux radiaux

Diamètre extérieur du rotor

Nous reprenons notre script Python de prédimensionnement. Nous avons un diamètre extérieur de 53.4mm. Afin d'éviter tout frottement, on cherche des jeux de l'ordre du millimètre (les tolérances de fabrication étant de l'ordre du dixième). En choisissant le diamètre intérieur de la partie centrale de la volute à 56mm, nous avons un jeu de $(56 - 53.4) / 2 = 1.3\text{mm}$, qui est bien dans l'ordre de grandeur de ce que nous recherchons.

Chaîne de côté

L'élément le plus contraignant sur les dimensions est la chaîne de côté dont voici un schéma :

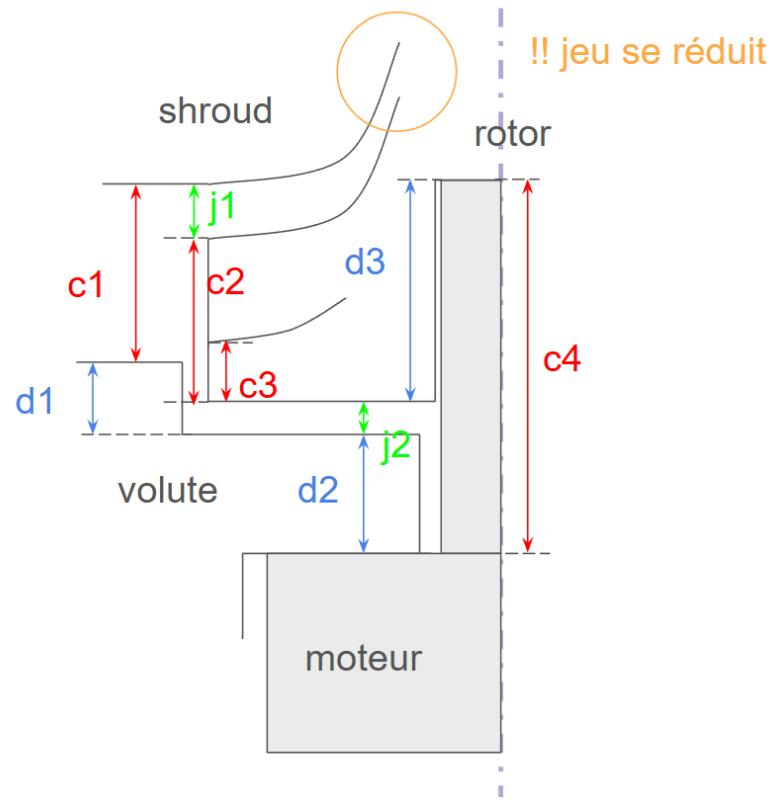


Schéma de la chaîne de côté

En rouge, on a représenté les dimensions qui étaient contraintes, en bleu celles que l'on pouvait ajuster, et en vert les jeux. On a :

$$\begin{aligned}c_4 &= d_2 + j_2 + d_3 \\d_1 + c_1 &= j_2 + c_2 + j_1 \\j_2 + c_3 &> d_1\end{aligned}$$

Par ailleurs, on peut fixer $j_2 = j_1 = 1 \text{ mm}$. Ce choix permet de s'assurer que même avec des tolérances de fabrication de $1/10$ on ait bien un espace entre le rotor et la volute. Alors on obtient après résolution :

$$\begin{aligned}d_1 &= 2j_1 + c_2 - c_1 \\d_3 &= c_4 - d_2 - j_1\end{aligned}$$

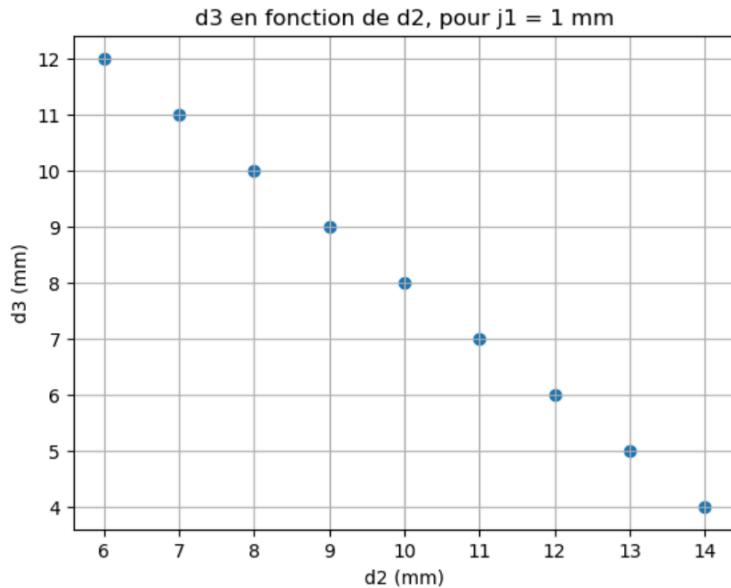
d'après les plans, on a :

- $c_1 = 3.81 + 3.79 = 7.6 \text{ mm}$
- $c_2 = 8.11 \text{ mm}$
- $c_3 = 1.7 \text{ mm}$
- $c_4 = 19 \text{ mm}$

On peut donc calculer d_1 , vérifier que $d_1 < j_1 + c_3$, tracer d_3 en fonction de d_2 et choisir un couple (d_2, d_3) pertinent. En particulier :

- on cherche à maximiser l'épaisseur de plastique d_2 afin de retarder au maximum le passage de la température de transition vitreuse

- on cherche un enfoncement d_3 de l'arbre dans le rotor suffisamment profond pour éviter que le rotor ne sorte de son logement, mais pas trop non plus pour le pas traverser jusqu'à l'autre côté du rotor.



Tracé de d₃ en fonction de d₂

On peut prendre le couple **d₂ = d₃ = 9mm**, qui répond aux exigences listées ci-dessus. De cette manière on assure un jeu de 1mm en dessous et au-dessus du rotor. Par ailleurs, le calcul montre **d₁ = 2.51mm < c₃ + j₁ = 2.7mm**. Cela correspond aux cotes choisies dans les plans ci-dessus.

Jeux radiaux

On cherche à déterminer les jeux radiaux pour le moteur. On souhaite :

- Un jeu serré entre l'axe du moteur et l'alésage du rotor
- un jeu lâche entre le bâti du moteur et la volute
- un jeu serré entre les vis du moteur et la volute.

Par ailleurs, on a les caractéristiques suivantes pour le moteur :

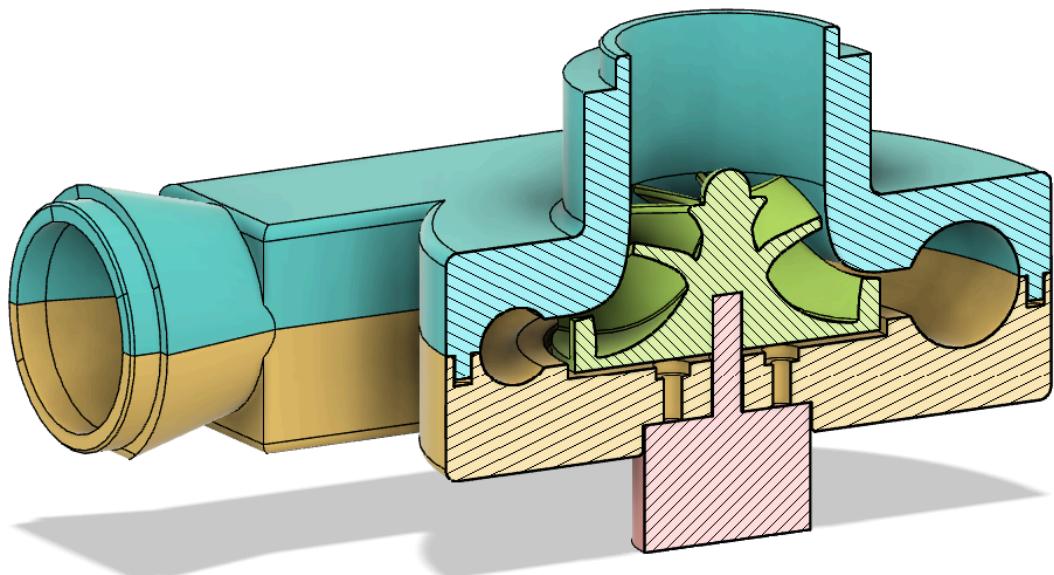
diamètre de l'arbre	diamètre du bâti	diamètre des vis
5 mm	29 mm	3 mm

Tableau récapitulatif des dimensions caractéristiques du moteur

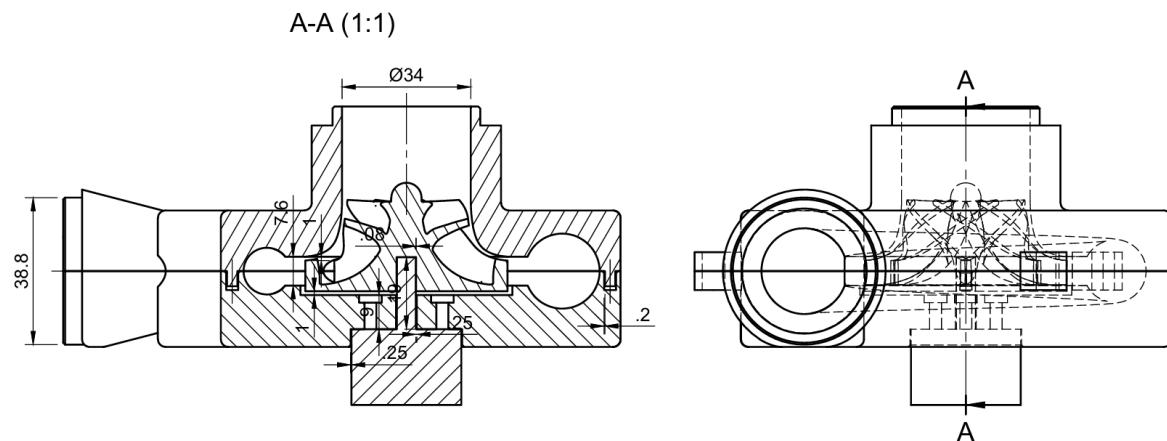
Afin de gérer l'effet patte d'éléphant ainsi que les tolérances de la fabrication additive, nous choisissons les jeux suivants :

- **5.5 mm** pour le diamètre de l'alésage de la volute
- **5.15 mm** pour le diamètre de l'alésage du rotor
- **29.5 mm** pour le diamètre de l'enfoncement de la volute
- **3.15 mm** pour le diamètre de l'alésage de la volute où passent les vis

Assemblage final



Capture d'écran d'une vue en coupe de l'assemblage final depuis le logiciel de CAO
(Autodesk Fusion 360)



Plan de l'assemblage final

La prochaine étape est de simuler le fonctionnement de ce design en CFD.

Phase 4 : CFD

L'objectif de la phase de CFD (Computational Fluid Dynamics) est de comparer les performances attendues du compresseur (premières phases de dimensionnement), avec les performances réelles, du moins une simulation numérique qui présente l'avantage principale d'être moins coûteuse que des essais réels, tout en proposant des performances comparables, bien que l'essai réel s'avère nécessaire dans la plupart des applications.

Nous utiliserons le logiciel Star CCM+ de Siemens, qui propose une implémentation de la méthode des volumes finis, ainsi que différents modèles de turbulence, et autres phénomènes physiques utiles à la simulation industrielle des écoulements de fluide.

La démarche en CFD est la suivante :

- définition du volume fluide à étudier pour la CFD
- choix d'une méthode de maillage appropriée
- choix du modèle physique utilisé
- définition des conditions limites et initiales
- étude de l'influence du maillage - analyse de convergence
- galop d'essais - tracé des courbes caractéristiques du compresseur "réel".
- analyse de l'écoulement et propositions d'amélioration du design

Géométrie

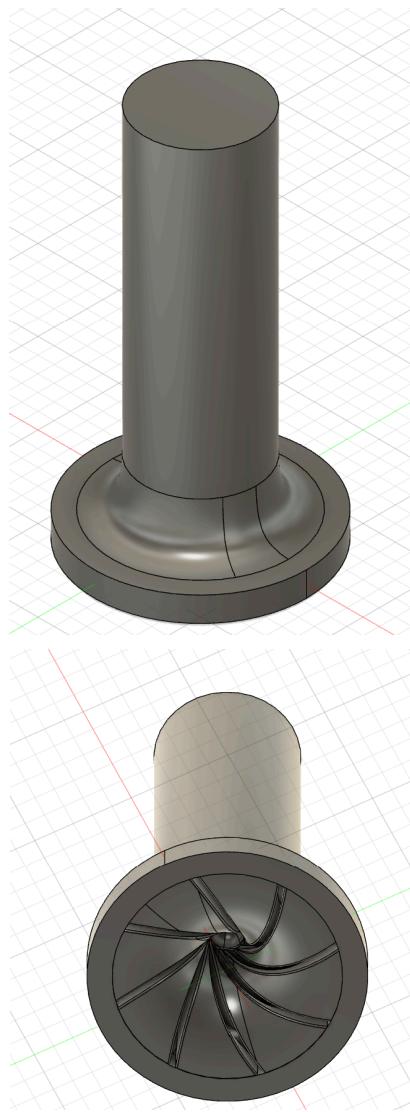
Le volume fluide que nous voulons étudier peut être décomposé en deux parties :

- un volume associé au rotor et à l'entrée, qui se situe dans un référentiel en rotation
- un volume associé au bâti, qui se situe dans un référentiel fixe

Star CCM+ nécessite une connexité entre ces deux volumes, sans quoi la CFD n'est pas possible. Nous utiliserons CATIA pour extraire ces deux volumes à partir de l'assemblage de notre compresseur.

Rotor

A défaut de pouvoir visualiser l'arbre de construction CAO sur CATIA, voici une visualisation du fichier .stp avec Autodesk Fusion 360 :



Volume associé au rotor - référentiel en rotation

Les points importants de notre modélisation sont :

- Les jeux entre la volute et le rotor ont été préservés, afin d'étudier leur impact sur les performances, il faudra toutefois veiller à raffiner le maillage dans cette région.
- Les principales opérations utilisées sur CATIA sont :
 - opérations booléennes de soustraction pour obtenir le volume intérieur de l'assemblage
 - opérations de découpe pour séparer le volume obtenu en rotor et stator, et assurer la connexité.

Stator



Volume associé au stator - référentiel fixe

Les points importants sont essentiellement les mêmes que ceux mentionnés dans la partie précédente sur le rotor.

Maillage

Comme mentionné précédemment, la présence de jeux dans nos volumes fluides implique une stratégie de maillage à pas adapté. Dans les zones de forte divergence de l'écoulement (donc proche des surfaces), on cherche à avoir une maillage plus fin que dans les régions plus intérieures, où les écoulements sont plus uniformes. De cette manière, on peut optimiser le temps de calcul sans réduire significativement la précision de la simulation, et a fortiori la pertinence des résultats. Une étude du maillage a été menée dans l'une des parties ci-dessous.

En raison de la présence des jeux, nous avons coché l'option **Automatic Surface Repair**, qui permet au logiciel de mieux gérer les singularités dans le cas des surfaces complexes.

Modèle physique

The screenshot shows a list of simulation models under the heading "Enabled Models". A note to the right states "<Not required by other models>". The listed models are all checked:

- ✓ Gamma Transition
- ✓ All y+ Wall Treatment
- ✓ Wall Distance
- ✓ SST (Menter) K-Omega
- ✓ K-Omega Turbulence
- ✓ Reynolds-Averaged Navier-Stokes
- ✓ Turbulent
- ✓ Steady
- ✓ Coupled Energy
- ✓ Ideal Gas
- ✓ Gradients
- ✓ Coupled Flow
- ✓ Gas
- ✓ Three Dimensional

Modèle physique utilisé pour la simulation

Voici un récapitulatif des paramètres de la simulation :

- modèle de transition laminaire-turbulent : transition gamma
- **régime temporel : stationnaire**
- modèle de gaz : parfait
- nombre de dimensions du problème : 3

Le paramètre qui influence le plus la simulation est le choix de l'écoulement stationnaire. Dans la réalité, l'écoulement n'est absolument pas stationnaire, en raison de la rotation du rotor. Néanmoins, une astuce couramment utilisée en CFD pour les compresseurs est de simuler un écoulement stationnaire avec un référentiel du rotor en rotation. Comme nous ne cherchons pas à étudier le régime transitoire mais établi, ce choix est justifié, car il permet de réduire drastiquement le temps de calcul (une simulation temporelle étant la succession de plusieurs simulations stationnaires).

Conditions limites

Pour fixer notre système nous avons besoin de deux paramètres. Notre premier choix était la vitesse de rotation du rotor et le ratio de pression (qui se manifeste ici par la pression en entrée, en la pression en sortie). Néanmoins, suite à des singularités dans la simulation le cas présent, nous avons changé le jeu de paramètres à :

- la vitesse de rotation
- le débit massique entrant (qui est aussi le débit massique sortant, par conservation de la masse, notre système ne présentant pas d'ouvertures autre que l'entrée et la sortie dans la CFD).

Vitesse de rotation

Nous cherchons à estimer les performances de la machine autour de son point de design, qui en théorie correspond à son point de fonctionnement nominal (nous verrons toutefois dans les simulations que ce n'est pas forcément le cas).

Nous reprenons donc le script Python qui a servi au pré dimensionnement de la turbomachine. On a une vitesse de rotation nominale de **4400 rad/s**. C'est la valeur que nous utiliserons pour l'analyse de convergence.

Débit massique

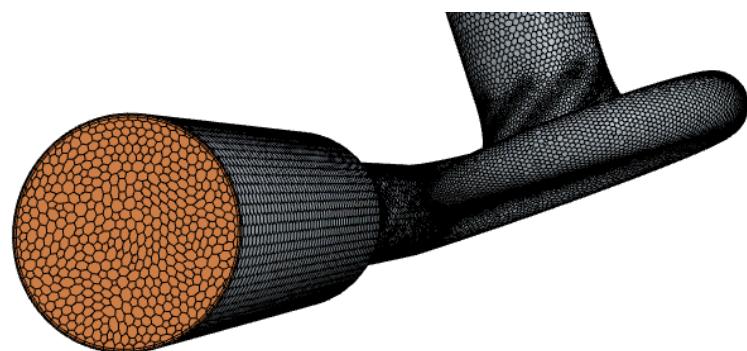
Notre cahier des charges impose un débit de **0.0371 kg/s**. On retrouve à nouveau cette valeur à l'exécution du script Python.

Analyse de convergence - étude de l'impact du maillage

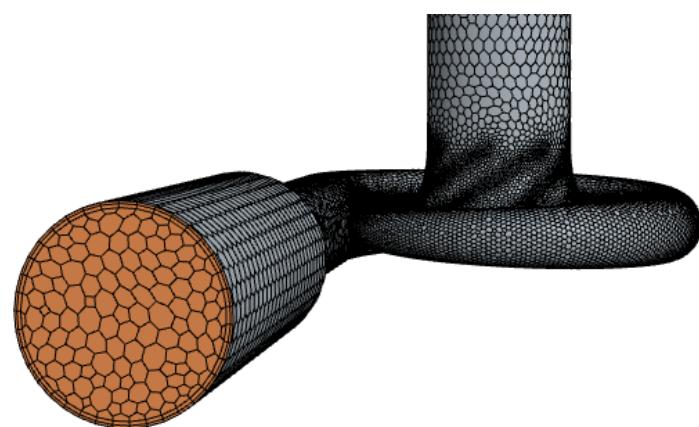
Nous cherchons à obtenir le maillage optimal pour réaliser nos simulations. Sur Star CCM+, un maillage est caractérisé par sa **base size**. Cela correspond à la dimension caractéristique d'une cellule. Notons que le logiciel raffine automatiquement le maillage autour des frontières, afin de mieux appréhender les phénomènes de couche limite.

Le diamètre de l'entrée étant de l'ordre de 50mm, nous avons choisi une taille de base de l'ordre du dixième de ce diamètre (soit donc 5mm), puis construit une liste de tailles de bases qui s'étalait autour de ce point de référence.

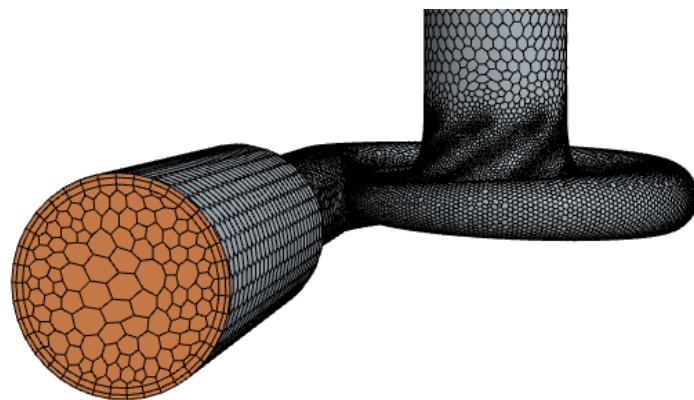
Voici la capture d'écran de quelques maillages que nous avons réalisés



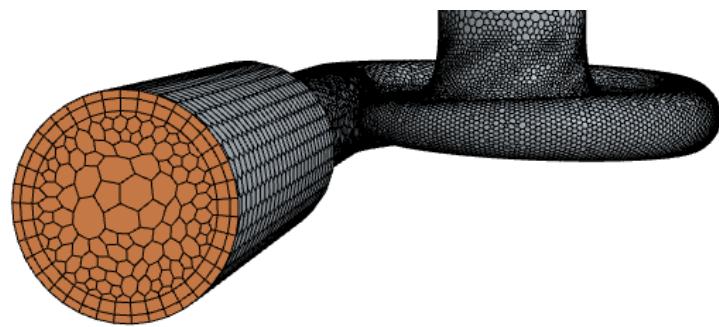
Base size = 1.5mm, 1 200 000 cellules



Base size = 3mm, 400 000 cellules



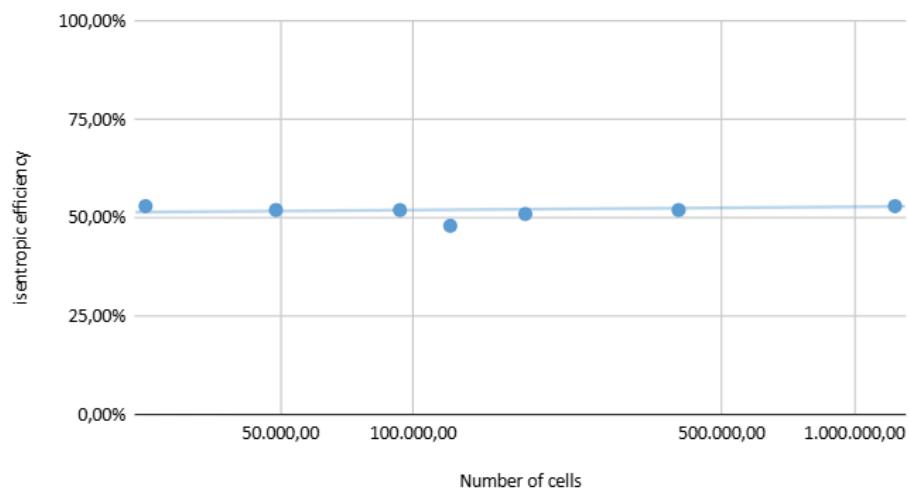
Base size = 5mm, 180 000 cellules



Base size = 9mm, 93 000 cellules

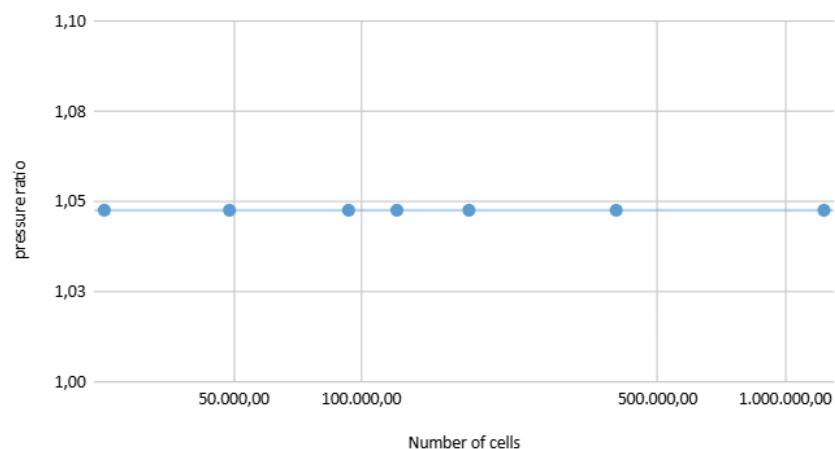
Et voici les résultats que nous obtenons pour l'ensemble des maillages testés :

Isentropic efficiency as a function of the number of cells



Analyse de convergence pour l'isentropic efficiency (échelle semi-log)

Pressure ratio as a function of the number of cells



Analyse de convergence pour le pressure ratio (échelle semi-log)

De manière inhabituelle, la qualité de la simulation ne semble pas dépendre du nombre de cellules. Nous avons bien vérifié que le maillage était reconstruit à chaque fois que nous changions la taille de base (comme en témoignent les figures plus haut où l'on voit les différents maillages). Notre hypothèse pour expliquer ce résultat est que nous utilisons l'option **Automatic Surface Repair**, qui raffine le maillage dans les zones critiques, en particulier dans le cas de plus gros maillage (ex : base size = 9mm). Les autres groupes n'ayant pas coché cette option ont des courbes de convergence plus conventionnelles.

L'élément qui nous permet donc de trancher sur le maillage est l'estimation de la dimension caractéristique des phénomènes que nous cherchons à observer. Dans l'optique de visualiser les éventuels tourbillons et pour obtenir une modélisation suffisamment précise de la couche limite, nous choisissons le maillage **base size = 5mm**, qui offre le meilleur compromis entre rapidité et qualité.

Simulation

Nombre de simulation à réaliser

Nous avons :

- le modèle physique
- le maillage optimal

Il ne nous reste plus qu'à réaliser une série de simulations CFD afin d'obtenir les caractéristiques "réelles" de notre compresseur. Nous parlons ici du rendement isentropique comme une fonction du débit massique, et du ratio de pression, image de la charge créée par le compresseur, le tout pour plusieurs vitesses de rotation.

Comme dit plus haut, les deux paramètres sur lesquels nous avons le contrôle sont :

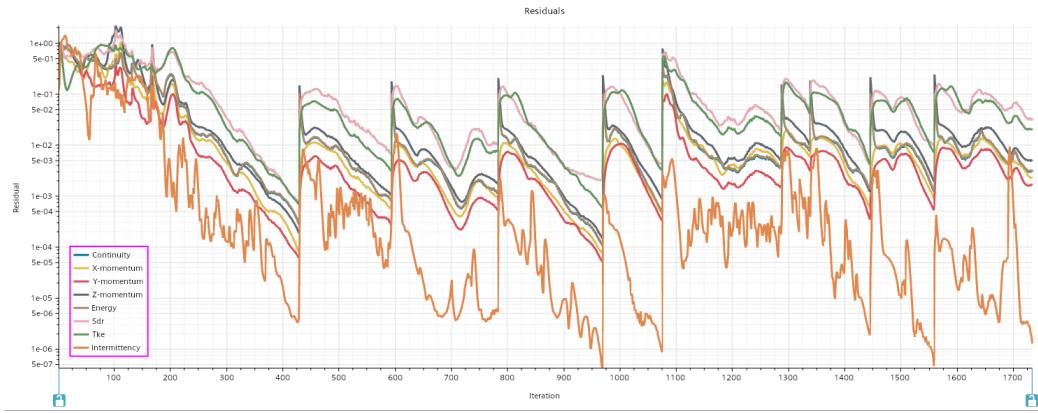
- le débit massique (point de design à 0.0371 kg/s)
- la vitesse de rotation (point de design à 4400 rad/s)

Notre approche est la suivante : pour chaque grandeur d'intérêt (ici le rendement isentropique et le ratio de pression), nous cherchons à obtenir une famille de 3 courbes, chacune correspondant à une vitesse de rotation différente. Pour chacune de ces courbes, nous aimeraisons 5 points de mesure, pour 5 débits massiques différents. **Nous avons donc 15 essais à faire au total.**

Valeurs des paramètres de débit et de vitesse de rotation pour les essais

La dernière étape est de choisir les valeurs de débit et de vitesse de rotation que nous allons tester. Au vu des simulations déjà réalisées par les autres groupes ayant un cahier des charges proche du nôtre, nous avons choisi des valeurs de débit en deçà de notre débit de design. Notre intervalle sera donc 5 points équirépartis entre 0.02 et 0.04 kg/s. Pour la vitesse de rotation, nous avons choisi de la faire varier de plus et moins 15% de la vitesse de rotation du point de design de 4400 rad/s. On obtient donc N = 3740 rad/s et 5060 rad/s.

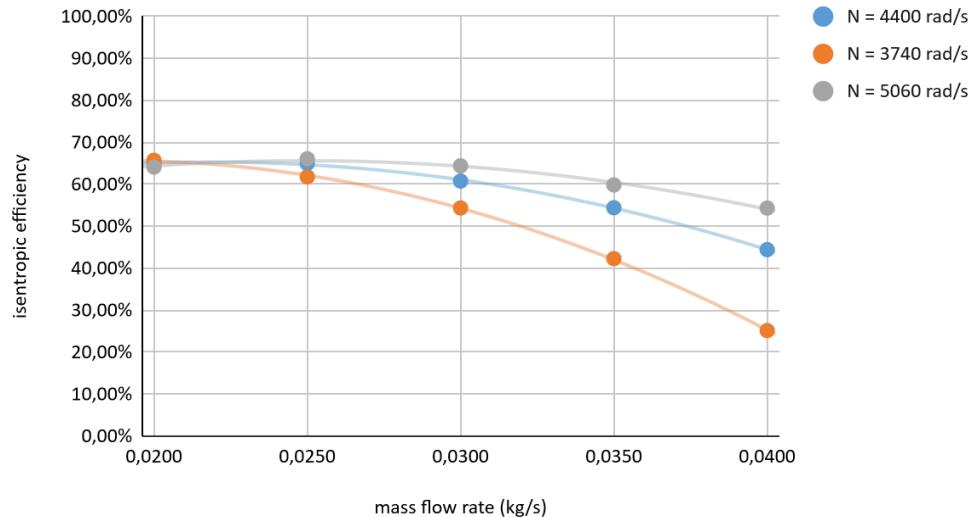
Résultats



Courbes de convergence

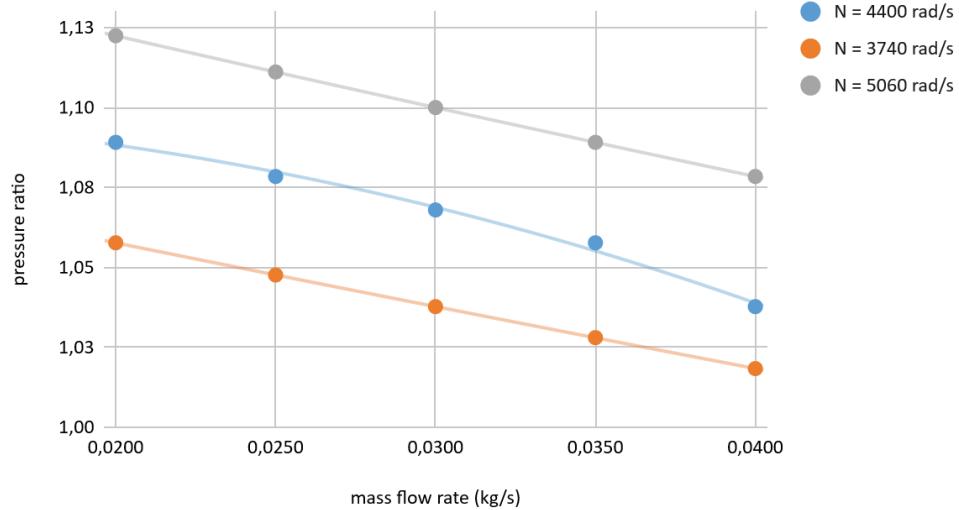
Nous réalisons les simulations l'une après l'autre, sans effacement de la mémoire, afin d'accélérer le processus. Nous avons utilisé plusieurs ordinateurs pour paralléliser les calculs. Voici les résultats que nous obtenons.

Isentropic efficiency as a function of mass flow rate



Caractéristique en rendement du compresseur

Pressure ratio as a function of mass flow rate



Caractéristique en charge du compresseur

Observations :

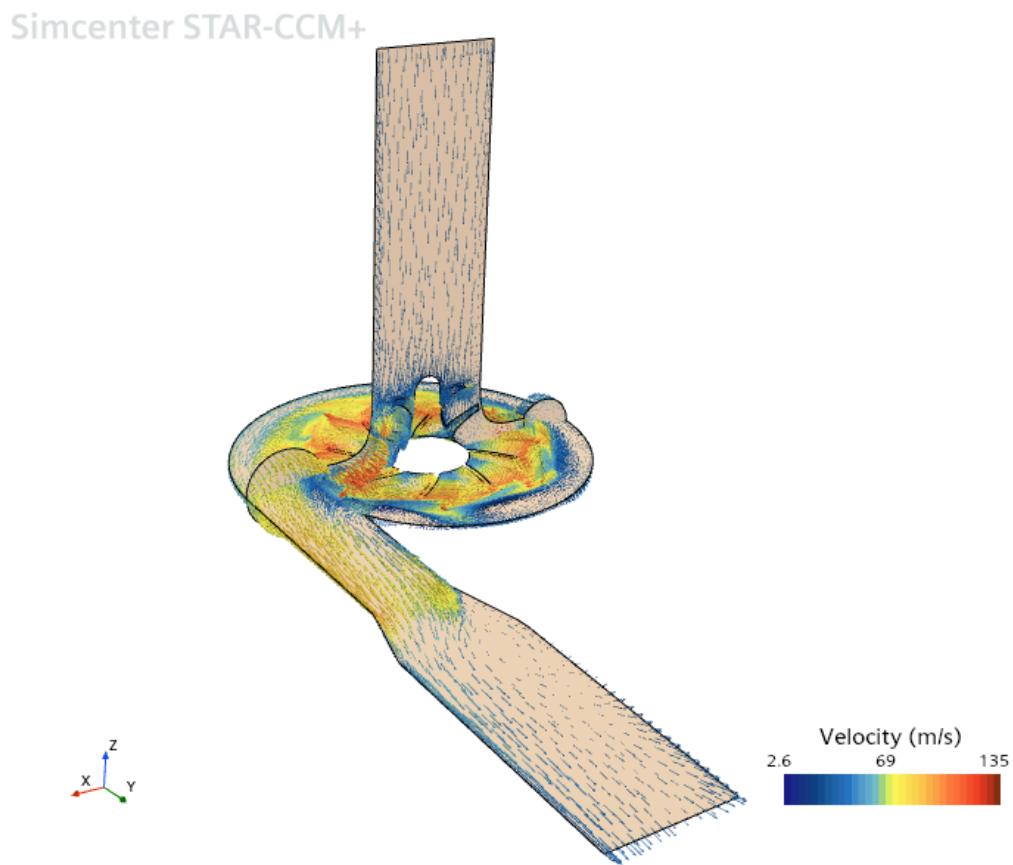
- Caractéristique en rendement
 - Le rendement isentropique augmente avec la vitesse de rotation.
 - Nous obtenons de meilleures performances pour des débits plus faibles que le débit du cahier des charges.
 - Le point de fonctionnement nominal (débit de rendement maximal, correspondant au maximum de la courbe) augmente avec la vitesse de rotation.
 - Le maximum théorique de rendement se situe autour des 67%, ce qui est inférieur aux 84% estimés au prédimensionnement (code Python). **Pour notre point de design, c'est même un rendement de 51% que l'on obtient, soit près de 30% de moins que ce qui était prévu au cours du prédimensionnement.** Dans la partie qui suit, nous allons tenter d'identifier les causes de ces pertes d'énergie.
- Caractéristiques en charge
 - Le ratio de pression augmente avec la vitesse de rotation
 - Il y a un écart entre le ratio de pression attendu (1.1) et celui obtenu en CFD (1.05) pour le point de design. **Il y a donc des pertes de charge au sein du compresseur puisque le débit se conserve.**

Pour obtenir des performances plus proches de celles de notre point de design, nous avons deux options principales :

- changer la vitesse de rotation : l'augmenter dans notre cas. C'est ce qui est fait le plus souvent.
- revoir la conception de la turbomachine (plus long, plus coûteux dans le cas d'un projet industriel) :
 - réduire les jeux
 - optimiser l'aérodynamisme des surfaces fonctionnelles via par exemple l'optimisation topologique.

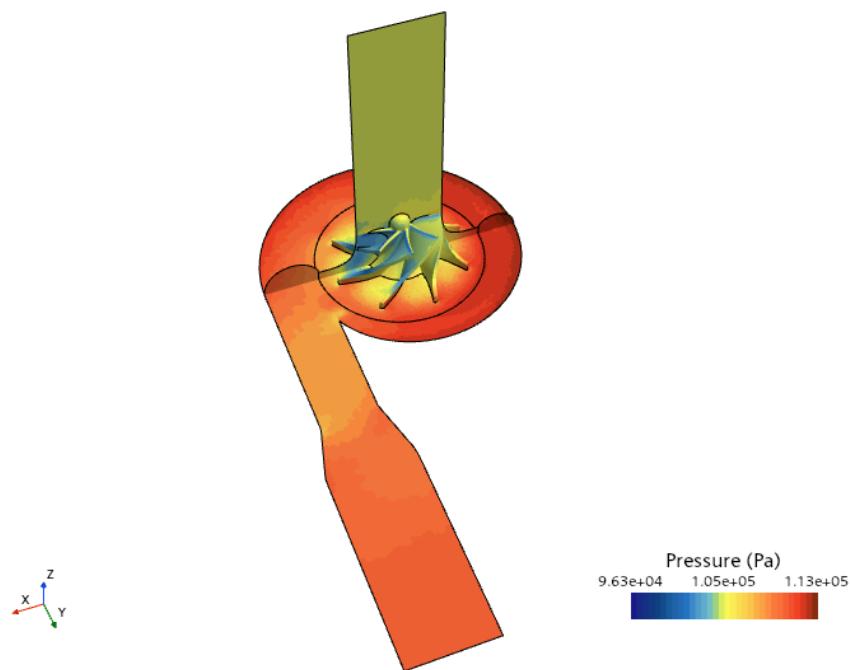
Analyse de l'écoulement et suggestions d'amélioration

Voici une capture d'écran des champs que nous obtenons pour la simulation de notre point de design :



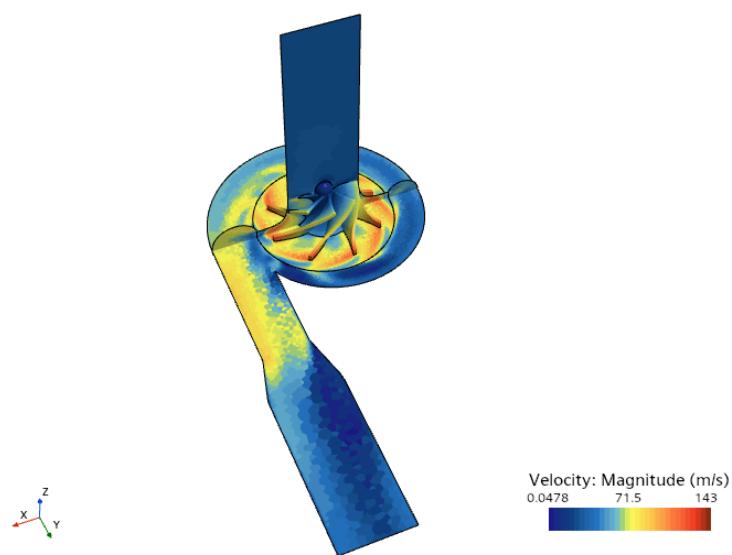
Champ de vitesse pour le point de design

Simcenter STAR-CCM+



Champ de pression

Simcenter STAR-CCM+



Magnitude de la vitesse

Le champ vectoriel de vitesse nous donne un certain nombre d'indices pour améliorer notre design :

- dans le divergent d'adaptation au diamètre du tube de sortie, on observe un **tourbillon** qui fait perdre de l'énergie à l'écoulement. Une solution pour l'éviter est d'avoir un divergent plus progressif.

- l'écoulement est fortement turbulent au niveau du rotor, et la carte des magnitudes de la vitesse ainsi que celles du champ de pression nous montrent qu'il y a un **évasement du champ des vitesses dans la volute**. Cet évasement peut être réduit notamment en réduisant le jeu entre le rotor et la volute, ainsi que la hauteur d'épaulement dans cette zone critique, diminuant ainsi les turbulences grâce à des surfaces moins anguleuses.
- On pourrait réaliser une optimisation topologique afin de minimiser le coefficient de traînée non seulement de la volute mais aussi du rotor. Toutefois, cette approche peut s'avérer coûteuse d'un point de vue computationnel.

Bilan de la CFD

La CFD a permis d'évaluer les performances réelles de notre compresseur, de manière rapide grâce notamment à la simulation en régime stationnaire, et peu coûteuse (si on compare à des essais en soufflerie récurrents, bien que les licences pour Star CCM+ soient onéreuses). On observe ainsi des écarts de performance non négligeables : 50% de rendement réel estimé, contre 84% au prédimensionnement. Les causes principales de ces pertes sont :

- le tourbillon au niveau du divergent
- la présence de jeux importants
- le volume important de la volute qui conduit à un évasement du champ de vitesse en sortie immédiate du rotor.

Dans l'impossibilité de revenir sur le design du compresseur, une alternative simple pour améliorer le rendement est d'**augmenter la vitesse de rotation**.

Phase 5 : Prototypage

Le procédé de fabrication utilisé pour la phase de prototypage est la fabrication additive polymère. Les étapes pour réaliser le prototype sont les suivantes :

- réaliser un maillage des surfaces puis l'exporter en fichier stl
- positionner les composants sur le plateau d'impression
- régler les paramètres d'impression

Nous ne disposons malheureusement pas de captures d'écran pour cette partie, car elle a été réalisée sur des ordinateurs particuliers du SI de l'ENSA. Nous tâcherons d'expliquer au mieux l'ensemble des décisions qui ont été prises.

Maillage des surfaces

Pour le maillage des surfaces, on se sert de l'atelier STL Prototypage rapide de CATIA. Les deux paramètres principaux à régler sont :

- le pas
- la flèche

Diminuer le pas donne des arêtes de triangle plus petites et donc un maillage plus précis. De même, diminuer la flèche diminue l'intervalle entre la surface réelle et la surface triangulée, donnant aussi un maillage plus précis. On choisit une flèche de l'ordre du centième, et un pas de l'ordre du dixième.

Positionnement des composants sur le plateau

Cela influence notamment la création des supports. Nous avons ici cherché à minimiser la quantité de support. Une autre décision aurait pu être de minimiser le nombre de surface fonctionnelle sur lesquelles on trouve un support, ce n'est pas ce que nous avons choisi ici. Par conséquent tous les composants seront imprimés à l'endroit.

Paramètres d'impression

Nous avons deux objectifs lors de cette phase de prototypage

- réduire le temps d'impression
- obtenir un prototype dont les propriétés mécaniques sont suffisamment intéressantes pour réaliser des essais

Le réglage principal qui influence la résistance mécanique et le temps d'impression est le taux de remplissage. Voici les taux de remplissage que nous avons choisi :

- Volute bas : 15%
- volute haut : 15%
- Rotor : 100%

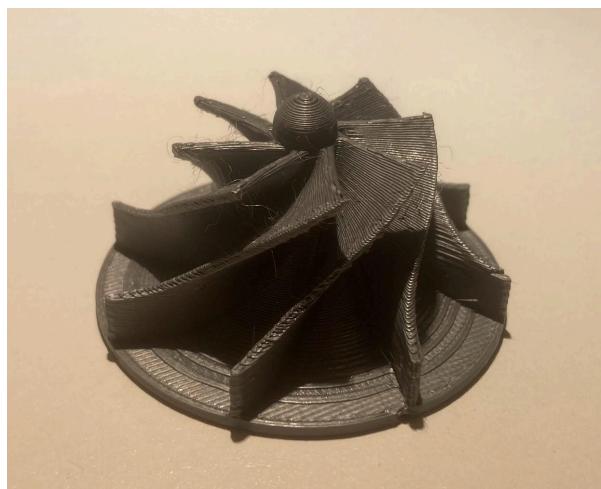
La raison est que le rotor encaisse le plus les contraintes. Nous cherchons donc à maximiser sa résistance mécanique en augmentant la quantité de matière à travers laquelle passent les contraintes.

Retouches nécessaires

Au bout de 5h d'impression, notre prototype est presque prêt. Il nous faut désormais retirer les supports et poncer les surfaces afin de minimiser la rugosité et a fortiori les turbulences dans la volute.

Par ailleurs, l'essai de montabilité sur le dispositif d'essai s'est avéré concluant. Il ne reste plus qu'à faire les essais

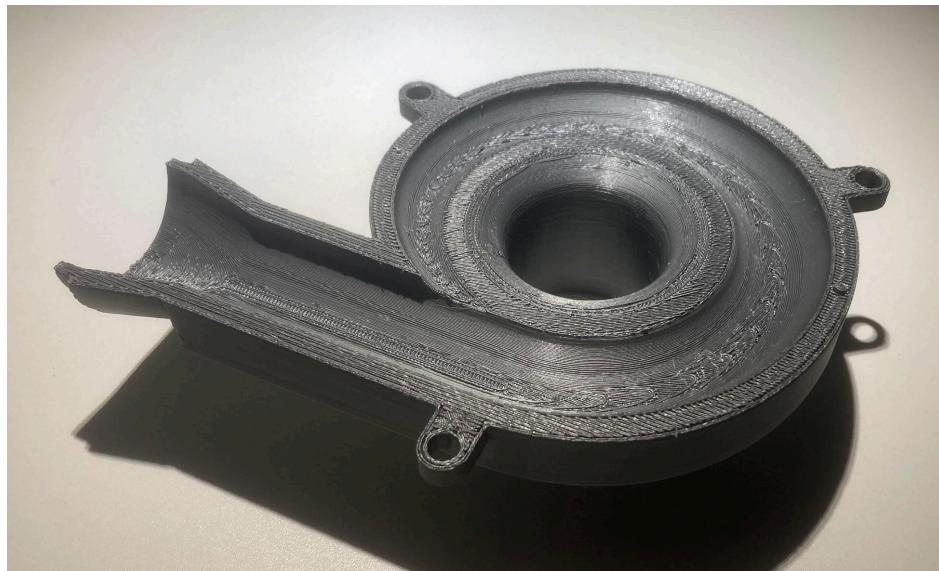
Prototype final



Rotor - prototype final



Volute bas - prototype final



Volute haut - prototype final

Les observations que l'on peut faire :

- Malgré le ponçage, il n'est pas possible de se débarrasser complètement des motifs en marches d'escaliers sur les surfaces, caractéristiques de la fabrication additive.
 - Il faudrait des outils plus appropriés que du papier ponce manuel pour pouvoir s'en débarrasser complètement.
 - Une alternative serait de changer le sens d'impression des pièces. Une suggestion a été faite de tourner la pièce non pas de 180° mais de 90°, c'est-à-dire l'imprimer verticalement. Cette solution permettrait d'obtenir des états de surface lisses tout en minimisant la quantité de supports.

Le prototype étant fabriqué, il est temps de passer aux essais réels afin de conclure sur les performances de notre turbocompresseur. Nous pourrons alors conclure sur ce premier design et donner des axes d'amélioration éventuels.

Phase 6: Essais

Nous avons réalisé notre prototype, il est maintenant temps de comparer ses performances simulées à ses performances réelles via un galop d'essais. Ces essais visent à caractériser la turbopompe en des points de fonctionnement similaires à ceux simulés en CFD. Nous pourrons ainsi évaluer les écarts et prendre les décisions de conception et de fabrication appropriées.

Déroulement des essais

Les essais ne se sont pas passés comme prévu. Pour résumer, **une des 4 vis qui maintenaient en position le moteur par rapport à notre volute s'est enfoncée dans les bobinages, ce qui a créé un court-circuit venant endommager le moteur de manière irréversible**. Toutefois, on peut donner 3 éléments qui valident notre prototype :

- le montage du rotor sur l'arbre du moteur est serré et aucune colle n'est nécessaire, confirmant la pertinence du jeu de 0.15
- l'absence de marques sur le rotor et sur la volute confirme qu'il n'y a eu aucun contact entre ces derniers, comme le montre la figure ci-dessous
- l'épaisseur de plastique dans la partie basse de la volute limite a permis à notre groupe de se passer de système de refroidissement

Les points à améliorer sur notre design sont :

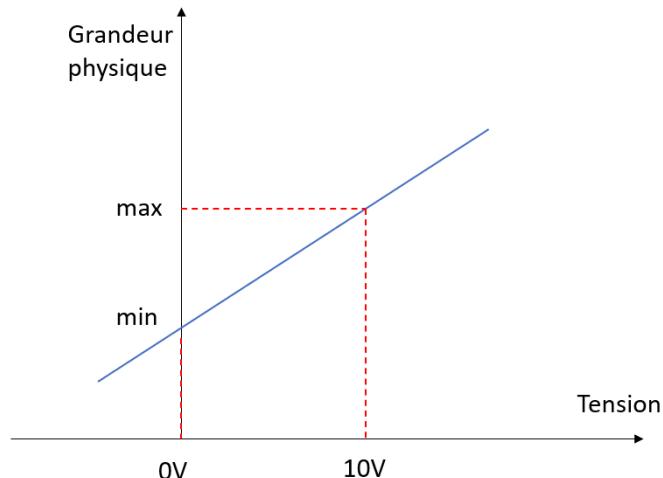
- allonger le centrage long en entrée et en sortie de 5mm car les tuyaux de raccordement sont mous en pas durs
- envisager des rainures pour la mise en position plutôt que des pions car ces derniers se cassent quand on retire les supports de fabrication additive

A ce stade, nous ne disposons pas de données d'essais à comparer aux simulations. Néanmoins, nous avons obtenu les données d'un autre groupe ayant un cahier des charges similaire au nôtre, et nous allons évaluer l'impact, en particulier, du procédé de fabrication, sur les performances de la pompe.

La conduite des essais a été la suivante :

1. Vérification des jeux à faible vitesse de rotation
2. Augmentation graduelle de la vitesse de rotation (jusqu'à ~20 000 tr/min). La vitesse de rotation est mesurée au moyen du spectre audio. On repère le fondamental du mode de vibration.
3. Création d'une première caractéristique (pression et rendement en fonction du débit) en fermant progressivement la vanne de débit. On mesure à chaque fois les données de température et de pression en entrée et en sortie. Les capteurs ont une plage de 0-10V.
 - a. pression : +- 250 mbar
 - b. température : 10-110°C
 - c. débit : 0-120 g/s

On obtient la valeur réelle à partir de la valeur de tension au moyen d'une transformation affine :



Fonctionnement d'un capteur linéaire

Qui se traduit par la formule suivante :

$$x = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}} V + x_{\min}$$

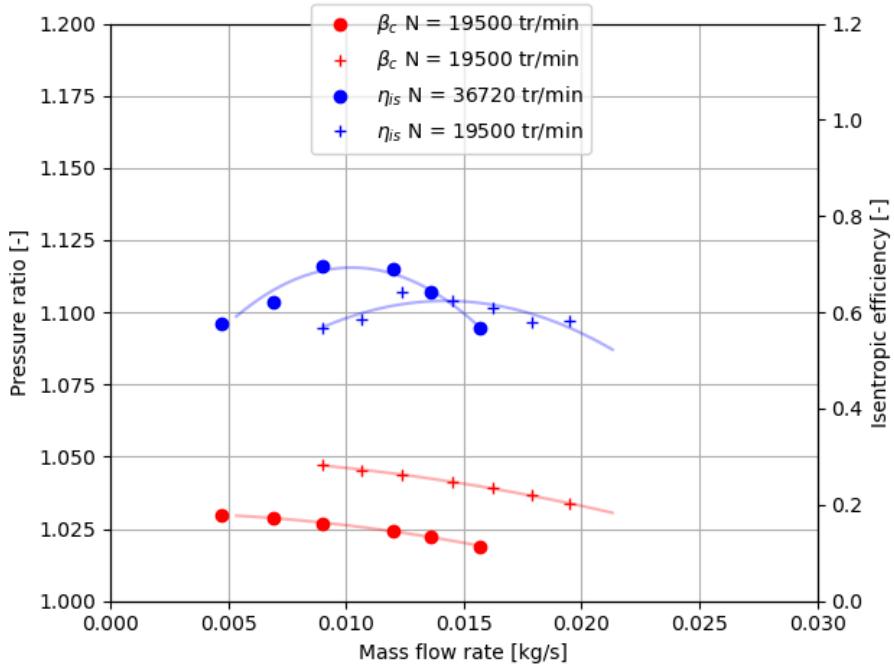
4. On augmente à nouveau la vitesse de rotation (jusqu'à ~ 35000 tr/min)
5. On trace une nouvelle caractéristique afin de s'assurer du caractère adimensionnel des essais.

On dispose ensuite d'un dossier contenant les données au format .lvm qu'on va importer dans Python pour l'exploitation via la librairie `lvm_read` (installable avec `pip install lvm_read` dans l'environnement virtuel choisi pour l'exploitation des données.)

Résultats expérimentaux

L'exploitation des données a été faite via le script suivant, situé dans le même répertoire que les fichiers de données : [Post_traitement_base.py](#). Les données brutes sont disponibles dans le répertoire suivant : [raw](#)

On a également tracé une régression polynomiale d'ordre 2. Voici les résultats obtenus :



Caractéristiques obtenues suite au galop d'essai

Afin de comparer ce qui est comparable, nous allons nous servir des données de simulation CFD utilisées par l'autre groupe et non le nôtre (nous avons une géométrie différente de la leur). On constate les points suivants :

- Peu d'écart entre les performances CFD et les performances simulées
 - maximum de rendement avoisinant les 70% comme en CFD
- Taux de compression relativement faibles (<1.05). Une explication possible est que le procédé de fabrication additive donne une importante rugosité de surface, donnant lieu à des pertes de charge significatives (le débit étant conservé par conservation de la masse)

Conclusion des essais

Bien que nous n'ayons pas encore pu réaliser d'essai sur notre compresseur, les données des autres groupes nous permettent de dire que :

- La fabrication additive polymère n'est peut-être pas le procédé de fabrication idéal pour un compresseur en raison de la rugosité importante des états de surface qu'elle produit.
- Les écarts entre les simulations CFD et les essais réels sont faibles, ce qui conforte l'idée de travailler en amont sur un design purement numérique avant de la fabriquer réellement, toujours dans une optique de réduction des coûts liés aux essais, dans le cas d'un processus de R&D.

Phase 7: Industrialisation

Introduction

Après avoir travaillé intensément sur la conception d'un turbocompresseur innovant à pompes à hydrogène destiné à l'automobile, les étudiants de l'ENSAM ont décidé de lancer ce produit sur le marché en tant que concurrent sérieux. Pour garantir le succès de cette initiative, ils ont réalisé une étude de marché approfondie, en analysant les besoins des consommateurs, les tendances du secteur, ainsi que les forces et faiblesses des produits concurrents.

Ce turbocompresseur, spécialement conçu pour fonctionner avec des véhicules à hydrogène, se distingue par son efficacité énergétique, sa durabilité accrue et son faible impact environnemental. L'étude de marché a également permis d'identifier des segments stratégiques, notamment les véhicules utilitaires légers et les voitures particulières écoresponsables, où cette technologie pourrait s'imposer comme une solution de pointe.

Prévision en volume

Le marché de l'hydrogène est en pleine expansion en France, soutenu par des initiatives gouvernementales et une demande croissante de solutions de mobilité durable. Les turbocompresseurs pour moteurs à combustion à hydrogène représentent une technologie prometteuse, capable d'améliorer l'efficacité des moteurs à hydrogène et de réduire les émissions.

Cette étude vise à analyser le potentiel du marché français des turbocompresseurs à hydrogène pour automobiles, à travers les éléments suivants : taille du marché, infrastructures, besoins futurs et acteurs clés.

Etude de marché

Contexte du marché de l'hydrogène en France

Parc de véhicules à hydrogène :

- Immatriculations actuelles : En 2024, environ 529 véhicules à hydrogène ont été immatriculés en France (+72 % par rapport à 2023).
- Projection 2030 : Le gouvernement prévoit 250 000 à 300 000 véhicules à hydrogène en circulation d'ici 2030, soit une moyenne de 31 000 à 40 000 nouveaux véhicules par an.
- Infrastructure de ravitaillement :
 - Stations actuelles : 69 stations d'hydrogène en 2023.
 - Objectif 2030 : Près de 1 000 stations prévues pour soutenir l'essor des véhicules à hydrogène.
- Encouragements gouvernementaux :

- Investissements : La stratégie nationale pour l'hydrogène prévoit un financement de 7 milliards d'euros d'ici 2030.
- Réglementations : Les normes européennes sur les émissions favorisent le développement des technologies propres.

Marché des turbocompresseurs à hydrogène

- Le marché mondial des turbocompresseurs automobiles est estimé à 11,74 milliards USD en 2021 et devrait atteindre 19,17 milliards USD d'ici 2027 (CAGR : 8,5 %).
- En France, le segment des moteurs à combustion à hydrogène représente un sous-ensemble spécialisé mais en croissance.

Demande projetée en France

- 2025 : Besoin estimé à 500 à 1 000 turbocompresseurs/an, en raison de l'adoption limitée des moteurs à combustion à hydrogène.
- 2030 : Avec une montée en puissance, la demande pourrait atteindre 3 100 à 8 000 turbocompresseurs/an.

Analyse concurrentielle

- Acteurs majeurs : Honeywell, BorgWarner, IHI, MHI, Cummins, Bosch-Mahle, Continental AG.
- Peu d'acteurs spécialisés dans les turbocompresseurs pour moteurs à combustion à hydrogène, ce qui offre une opportunité de marché.

Evolution de marché

Croissance prévue

Facteurs de croissance :

- Montée en puissance des technologies à hydrogène.
- Augmentation du nombre de véhicules à hydrogène immatriculés chaque année.
- Soutien massif du gouvernement français pour le développement d'infrastructures.

Projections à moyen terme :

- Entre 2025 et 2030, la demande annuelle en turbocompresseurs pourrait croître de 10 % à 20 % par an, selon l'adoption des moteurs à combustion à hydrogène.

Technologies émergentes

- Optimisation des turbocompresseurs pour une compatibilité accrue avec l'hydrogène, réduisant les risques d'auto-allumage.
- Intégration de matériaux avancés pour améliorer la durabilité et la performance.

Opportunités et défis

Opportunités :

- Positionnement stratégique pour les fournisseurs de turbocompresseurs innovants.

- Besoin accru en solutions spécialisées pour moteurs à combustion à hydrogène.

Défis :

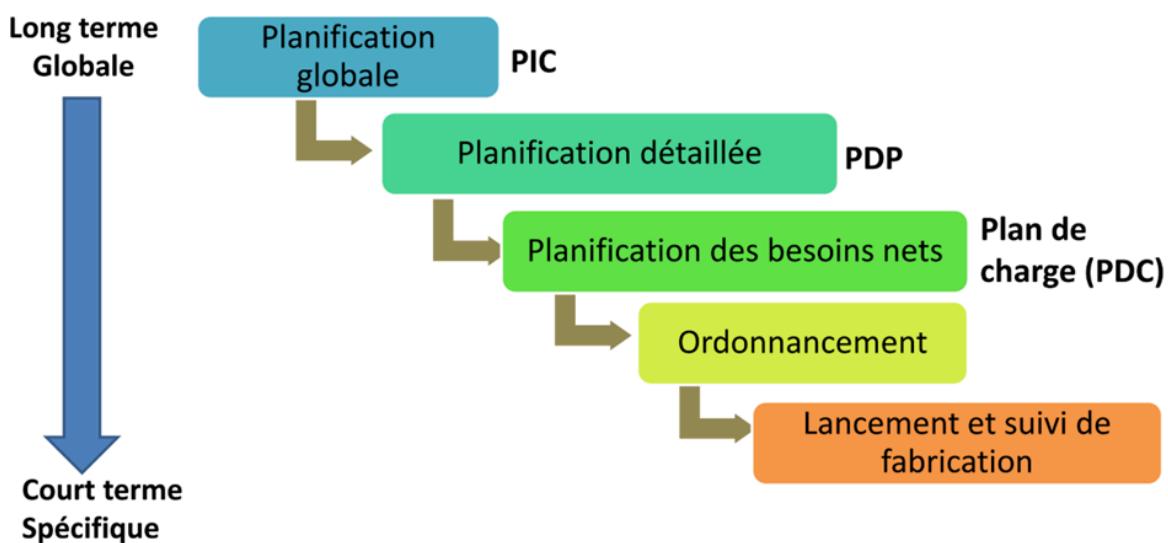
- Infrastructure encore limitée pour le ravitaillement en hydrogène.
- Concurrence avec les piles à combustible (FCEV) et les technologies électriques.

Planification de la production

La planification est l'une des plus importantes fonctions de gestion. Les gestionnaires doivent développer des plans qui utilisent de manière efficace les différentes ressources (humaines, financières, physiques, matérielles) de l'entreprise afin d'atteindre les objectifs organisationnels.

La planification pour objectifs :

- **Synchroniser** la fabrication des produits, l'arrivée des matières, l'arrivée des outillages, et l'utilisation des ressources.
- **Optimiser** les dates de livraison, les stocks et l'utilisation des ressources.
- **Réagir** en gérant les aléas



Planification de la production

Plan industriel et commercial (PIC)

Afin de répondre à l'augmentation prévue de la demande de turbocompresseurs à hydrogène en France, notre entreprise s'engage activement à soutenir le marché en fournissant une capacité de production de 22 500 turbocompresseurs. Ces équipements, conçus pour optimiser la performance et l'efficacité des moteurs à hydrogène, visent à répondre aux besoins croissants des secteurs de la mobilité durable et de l'industrie automobile.

Lancement de production

Afin de répondre aux besoins des clients, nous avons décidé de lancer 1 200 turbocompresseurs au 01/01/2025, basés sur des commandes fermes et en tenant compte des prévisions de vente pour les mois suivants. Cette approche stratégique nous permettra d'assurer une disponibilité initiale optimale tout en répondant aux attentes du marché. Les turbines nécessaires à cette production seront intégrées dans le cadre de notre plan prévisionnel, garantissant ainsi une gestion efficace des stocks et une continuité d'approvisionnement.

Besoins de productions

Atelier	Cadences des machines
Découpe	1 seule machine de découpe, 20 Turbocompresseurs / h
Usinage	6 Fraiseuses, 12 Turbocompresseurs / h
Fabrication Additive DED	12 postes de DED, 12 Turbocompresseurs / h
Peinture	1 seul tunnel, 10 Turbocompresseurs/h
Assemblage	Nombre de postes d'assemblage est illimité, chaque poste : 10 Turbocompresseurs / h
Emballage	1 postes d'emballages, chaque poste : 10 Turbocompresseur / h

Calcul de la capacité mensuelle en nombre d'heure et en nombre de turbocompresseurs

Atelier	Capacité théorique en h	Capacité réelle en h	Capacité en turbocompresseurs/mois
Découpe	160/mois	160/mois	$160 \times 20 = 3200$
Usinage	$6 \times 160 = 960$	960	1920
Fabrication Additive DED	$12 \times 160 = 960$	960	1920
Peinture	160	160	$160 \times 10 = 1600$
Assemblage	160	160	$160 \times 10 = 1600$
Emballage	160	1600	$160 \times 10 = 1600$

Besoins en ressources et approvisionnement

- Inconel 625
- Moteur
- Boulons
- carton et sac

Tableau PIC

Pour notre nouvelle entreprise, nous avons décidé d'adopter la méthode de production synchrone, car elle permet d'ajuster précisément le taux de production en fonction de la demande réelle. Cette approche présente l'avantage majeur de réduire ou d'éliminer les stocks, ce qui nous permet de diminuer significativement les coûts de stockage. Bien que cette méthode implique des défis, tels que les variations de l'effectif (embauches, licenciements), des heures supplémentaires, ou le recours à la sous-traitance, elle s'avère être une solution stratégique pour une jeune entreprise. En optimisant la flexibilité des opérateurs et en investissant dans la formation, nous pouvons également surmonter les contraintes liées à la variabilité du niveau de production. Par conséquent, la méthode synchrone constitue un choix judicieux pour répondre efficacement à la demande tout en maîtrisant nos coûts opérationnels.

Production (i)= Demande (i) sauf pour les mois i =1 et i= 12	Prod/mois = 160 UE/employé	160
Stock (i) = 0 sauf pour le mois i = 12	Embauche (i) = Max (0 ; Nbre d'emp(i)-Nbre d'emp(i-1)	
Nbre d'emp/mois = ENT (Production moyenne par mois/160)	Licenciement (i) = Abs [Min (0; Nbre d'emp(i)-Nbre d'emp(i-1))]	
Supp.emp (i)=Nbre d'emp(i) - ENT(Nbre d'emp(i))		
Supp.heure (i) = Supp.emp (i)* 160		

Initial	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Final
Demande	1200	1200	1500	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	1000	800	
Production	1100	600	1000	1200	1200	1200	1200	1200	800	800	1000	1000	
Stocks	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	200
Employés	10	7	3,75	6	7,5	7,5	9	8	7,5	6,25	5	6,25	9
Embauche	0	0	3	1	0	2	0	0	0	0	0	1	3
Licenciement	3	3	0	0	0	0	2	0	1	1	0	0	
Supp. (équiv.employé)	0,875	0,75	0,25	0	0,5	0	0,5	0,5	0	0	0,25	0	
Supp. (équiv.heures)	140	120	40	0	80	0	80	80	0	0	40	0	

Tableau du PIC (vue d'excel)

PDP

Le Plan Directeur de Production (PDP) a pour objectif principal d'assurer une gestion optimale des ressources et des stocks en alignant la production avec les besoins commerciaux. Il fournit au service commercial un indicateur clé, le disponible à vendre, qui représente le nombre de produits finis prêts à être commercialisés. En outre, le PDP joue un rôle essentiel dans le suivi de l'évolution des stocks et guide le calcul des besoins en matières premières et en composants. Cette approche garantit une planification efficace, une anticipation des fluctuations de la demande et une meilleure coordination entre les différents départements de l'entreprise.

		Stock de départ (St) = 500							
		Taille de lot =1000							
		Délai d'obtention = 1semaine							
		Stock de Sécurité (SS) = 5							

	Initial	1	2	3	4	5	6	7	8
Prévision de vente (PV)		50	10	100	5	50	40	50	50
Commandes fermes (CF)		250	190	500	95	250	260	150	350
Disponible prévisionnel (DP)	500	200	0	400	300	0	700	500	100
Ordre PDP (date de fin)	0	0	0	1000	0	0	1000	0	0
Disponible à vendre (DAV)	0	445	0	395	0	0	240	0	0
Ordre PDP (date de début)	0	0	1000	0	0	1000	0	0	0

Tableau PDP (vue d'excel)

- Disponible prévisionnel: c'est le stock réel auquel on retranche le stock de sécurité. Il est disponible en fin de période
- Tout passage à zéro signifie un besoin de recomplètement en produit, mais il en reste physiquement la valeur du stock de sécurité.
- Ordre du PDP (date de fin): Il traduit une quantité disponible en début de période.
- Ordre du PDP (date de début): Il indique la période du lancement de l'ordre proposé (Quantité à fabriquer), avec décalage dû au délai.
- Disponible à vendre (DAV): Il donne le nombre de produits finis disponibles à la vente en début de période. C'est tout ce qui peut être promis à des clients.

MRP

Le principe du MRP consiste à déterminer de manière automatisée, pour chaque produit fini, à partir du besoin brut, le besoin net (besoin brut - stock) en tenant compte des ordres prévisionnels et des ordres lancés ou fermes. Grâce à une nomenclature standard, on peut remonter au nombre de composants nécessaires pour répondre à la prévision des ventes des produits finis. Ainsi, le MRP permet de déterminer quel composant est nécessaire, à quel moment et en quelle quantité.

	Rotor	inconel 625	bati bas	bati haut					
Stock	400	1000	600	700					
Taille de lot	lot par lot		500	500	750				
Stock de Sécurité	10	100	5	5					
MRP Rotor	s1	s2	s3	s4	s5	s6	s7	s8	
LANCEMENTS TURBO	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Brut Rotor	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Nets	0	100	600	100	300	300	200	400	
Stock	100	0	0	0	0	0	0	0	
Lancement production	100	600	100	300	300	200	400	0	

Tableau MRP pour le rotor

bati bas	s1	s2	s3	s4	s5	s6	s7	s8	
LANCEMENTS TURBO	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Brut bati bas	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Nets	0	0	500	100	0	200	0	300	
Stock	300	100	0	400	100	300	100	200	
Lancement production	0	500	500	0	500	0	500	0	

Tableau MRP pour le bâti bas

bati bas	s1	s2	s3	s4	s5	s6	s7	s8	
LANCEMENTS TURBO	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Brut bati haut	300	200	600	100	300	300	200	400	
Besoin Nets	0	0	400	0	0	150	0	0	
Stock	400	200	550	450	150	600	400	0	
Lancement production	0	750	0	0	750	0	0	0	

Tableau MRP pour le bâti haut

Inconel 625	s1	s2	s3	s4	s5	s6	s7	s8
LANCEMENTS	100	1850	600	300	1550	200	900	0
Besoin Brut bâti haut	100	1850	600	300	1550	200	900	0
Besoin Nets	0	950	0	0	1500	200	600	0
Stock	900	950	350	50	0	300	200	200
Lancement production	1000	0	0	1500	500	500	0	0

Tableau MRP pour l'Inconel 625

Takt time

D'après nos tableaux de capacité charge au dessus on peut déduire notre takt time

$$TT = \frac{\text{temps d'ouverture}}{\text{demande}}$$

- Le temps disponible de production par jour est 8h
- d'après la demande client moyenne qui est 1875 turbo par mois et par jour 94 turbo on a TT = 5.1s

Lead Time

Procédé	Durée
Découpage	3 min
Usinage	10 * 3 min
Fabrication Additive DED	20 * 3 min
Peinture	6 min
Assemblage	6 min
Emballage	6 min

On a donc LT = 111 min

Estimation du coût d'une turbine

Matière	Prix
Inconel 625 (30 kg)	7 €/kg
Moteur	50€
Boulons	0.1€
Peinture	0.1€
Carton et Sac spéciale	0.3€

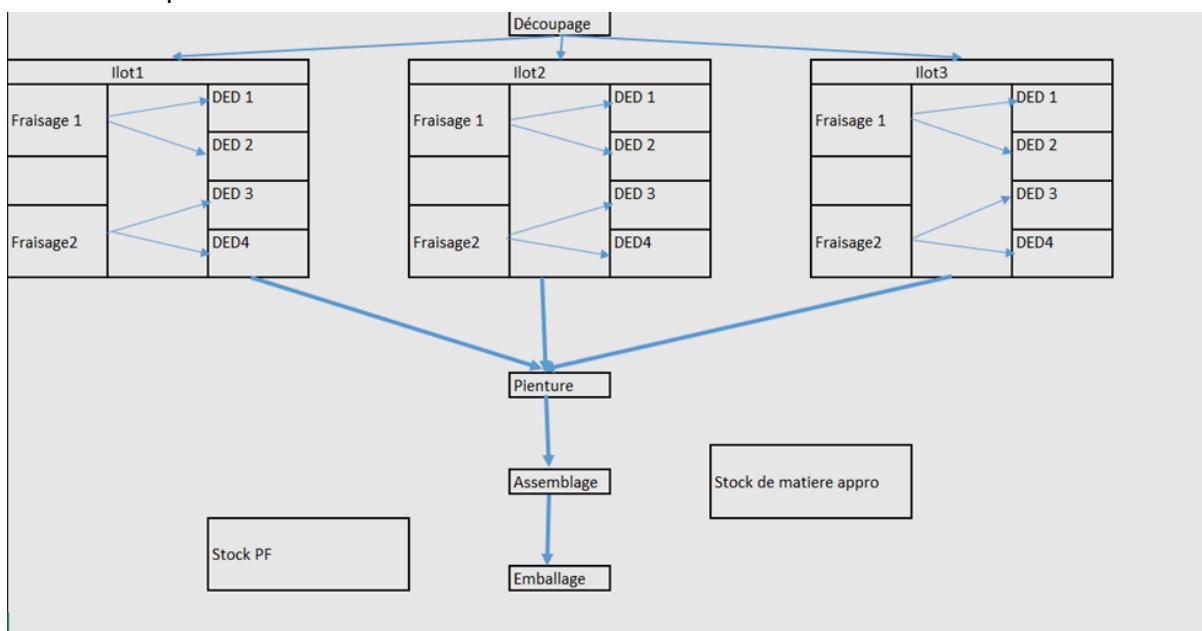
Donc le prix d'un turbocompresseur serait d'environ 260.5€.

Estimation de la main d'oeuvre

Un employé serait payé au smic (1600 €) sachant que nous produisons 92 turbo par jour, nous aurons besoin de 6 employés. Nous ne tenons compte uniquement de la partie "usine" de notre société.

Hypothèse sur le travail :

Pour notre entreprise, afin d'accélérer la production et répondre à la forte demande du marché, nous avons décidé d'utiliser 6 postes de fraisage et 12 postes de fabrication additive DED. Comme nous avons trois produits à fabriquer (le rotor, le bâti bas et le bâti haut), nous avons choisi d'organiser la production en îlots, chaque îlot étant dédié à la fabrication d'un produit spécifique. Les autres opérations, telles que le découpage, la peinture, l'assemblage et l'emballage, seront réalisées en étapes complémentaires pour assurer une production efficace et bien structurée.



L'enchaînement de fabrication d'un turbo

Etude de coût

Choix de matériaux :

Nous avons choisi l'Inconel 625 pour la fabrication du rotor, du bâti haut et du bâti bas de notre turbocompresseur en raison de ses propriétés exceptionnelles qui en font un matériau idéal pour ce type d'application. L'Inconel 625 offre une résistance exceptionnelle à la corrosion, essentielle pour garantir la durabilité et la fiabilité du turbocompresseur dans des environnements agressifs ou humides. De plus, sa résistance élevée aux températures extrêmes, allant jusqu'à 980 °C, assure des performances stables même dans des conditions thermiques sévères. Ce matériau présente également une excellente résistance mécanique, permettant de supporter des charges importantes et de prévenir les déformations sous contraintes élevées. Avec sa faible rugosité de surface, il améliore l'efficacité aérodynamique du rotor, augmentant ainsi les performances globales du turbocompresseur. Enfin, l'Inconel 625 est durable, recyclable et nécessite peu d'entretien,

ce qui en fait un choix à la fois économique et écologique pour une application aussi exigeante que celle des turbocompresseurs.

Procédé

Macro Gamme

La liste des articles :

Gamme	Article
Turbo	Turbocompresseur
R	Rotor
B.bas	Bati bas
B.haut	Bati haut
Mot	Moteur
Boulon	Boulon
Inconel 625	Inconel 625 (bonne résistance mécanique)

Tableau des gammes

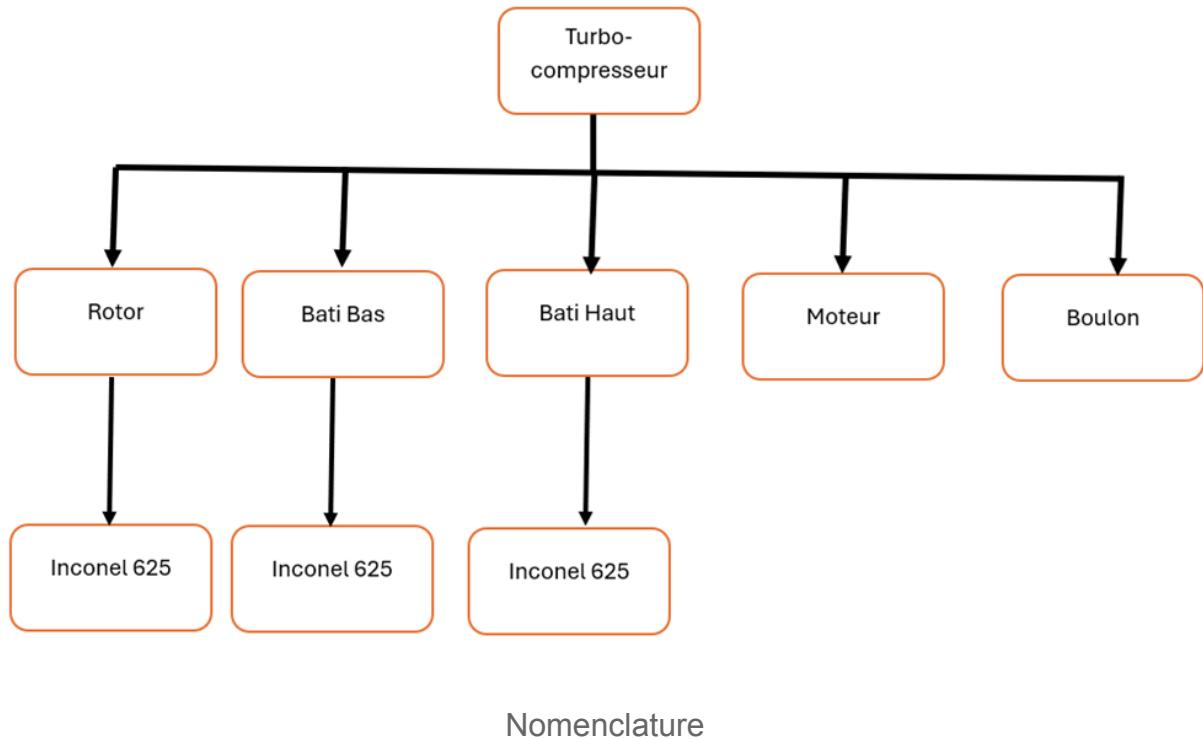
Code Gamme	N° de phase	Libellé	Temps de réglage	Temps de machine
Turbo	-	Assemblage de turbo		
-	010	Assemblage finale		
R	-	Rotor		
-	010	Découpe		
-	020	Usinage		
-	030	DED		
B.bas	-	Bati bas		
-	010	Découpe		
-	020	Usinage		
-	030	DED		
B.haut	-	Bati haut		
	010	Découpe		
	020	Usinage		
	030	DED		

Liste des liens de nomenclatures

Article	N° de lien	Composant	Coefficient
Rotor	001	Inconel 625	2.5
Bati bas	001	Inconel 625	3
Bati haut	001	Inconel 625	3
Turbocompresseurs	001	Rotor	1
	002	Bati bas	1
	003	Bati haut	1

	004	Moteur	1
	005	Boulons	3

Macro Nomenclature



Justification du choix du marché Français

Localisation stratégique

La France offre une localisation idéale pour établir une production de turbocompresseurs à hydrogène grâce à :

- Proximité des usines automobiles : parmi les principales régions industrielles françaises, Île-de-France, abrite des constructeurs automobiles majeurs. Cela réduit les coûts de transport et facilite la logistique.
- Conditions climatiques favorables : La France bénéficie d'un climat tempéré, limitant les perturbations dues aux conditions météorologiques extrêmes, ce qui est favorable pour une production stable tout au long de l'année.
- Coûts optimisés : Certaines régions françaises, notamment les zones industrielles de l'Est et du Sud, offrent des coûts d'installation et d'exploitation relativement compétitifs, tout en maintenant un accès facile aux infrastructures et aux marchés européens.

Demande croissante de turbocompresseurs à hydrogène

La France représente un marché prometteur pour les turbocompresseurs à hydrogène pour plusieurs raisons :

- Plan hydrogène national : Le gouvernement français investit 7 milliards d'euros d'ici 2030 pour développer la filière hydrogène, ce qui inclut les véhicules à hydrogène.

Marché mature et accès à l'Europe

- La France est l'un des plus grands marchés automobiles en Europe, avec des entreprises comme Renault, Stellantis, et des filiales internationales qui dominent le secteur.
- En étant localisée en France, l'entreprise bénéficie d'un accès facilité au marché européen grâce aux accords commerciaux et à une logistique bien développée.

Analyse comparative

Analyse Make or buy

L'analyse comparative Make or Buy est un processus stratégique utilisé par les entreprises pour évaluer si elles doivent fabriquer un produit ou une composante en interne (Make) ou l'acheter auprès d'un fournisseur externe (Buy). Cette analyse permet de prendre une décision éclairée en comparant les avantages, les coûts et les risques associés à chaque option.

Critères	Make (Fabrication interne)	Buy (Achat externe)
Coût	Coût élevé pour l'achat de machines CNC et DED.	Prix compétitif pour des volumes élevés.
Qualité	Contrôle total sur les matériaux (Inconel 625).	Dépend des standards du fournisseur.
Délais	Délais plus courts pour les ajustements internes	Délais potentiellement plus longs (logistique)
Resources	Nécessite des investissements en compétences.	Aucune compétence interne nécessaire.
Risques	Risque d'amortissement incomplet des équipements	Dépendance envers un unique fournisseur

Bilan

Nous avons tâché dans ce projet de répondre au besoin initial de concevoir un compresseur pour une pompe à hydrogène.

- Le choix d'architecture que nous avons fait est celui d'un turbocompresseur avec rotor en avalant. Cela a conduit à l'établissement d'un cahier des charges que nous avons respecté durant toutes les phases du projet.
- Après une phase de prédimensionnement en exploitant Python et ses librairies de calcul scientifique, nous avons pu établir des dimensions géométriques pour notre compresseur
- Nous avons proposé une implémentation détaillée de ce compresseur en CAO au moyen de CATIA V5 et Autodesk Fusion 360, en résolvant des problématiques de chaîne de cote
- Nous avons simulé les performances de ce design en CFD sur Star CCM+ et ainsi évalué les écarts entre notre design et le prédimensionnement
- Nous avons évalué les écarts entre une simulation CFD et un essai réel et ainsi proposé des perspectives d'amélioration, en particulier du procédé de fabrication.
- Nous avons proposé une stratégie de déploiement industriel pour notre design, dans l'optique d'une commercialisation

Merci pour votre lecture.