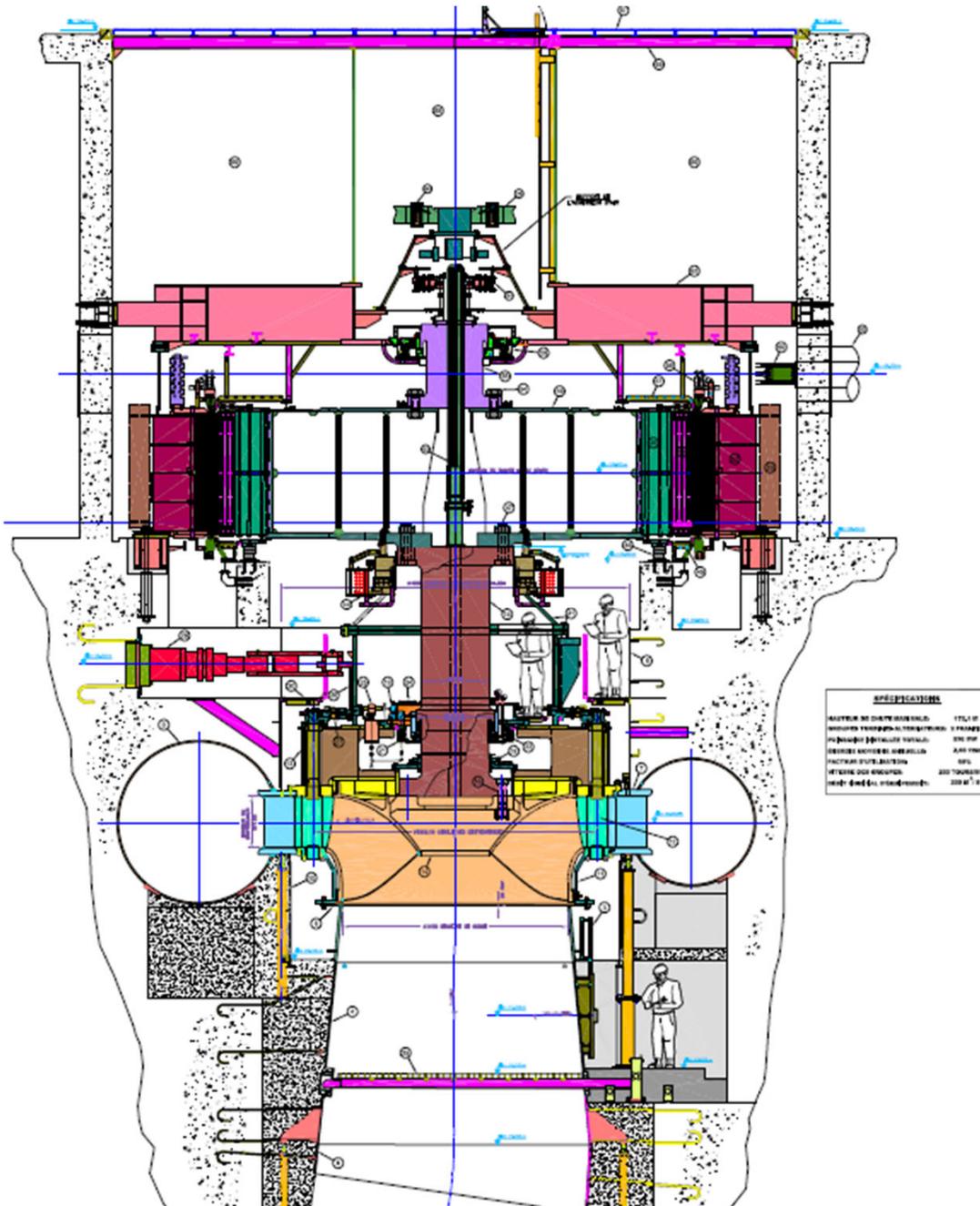


# Les Turbines Hydrauliques : Réhabilitation, Exploitation, Maintenance, Essais, Analyse d'événements.



Dans le cadre du cours de  
Turbomachines MEC8250

Eric Joubarne, ing. M. Sc. A.

23 novembre 2022

Remerciement à Pierre Gauvin, ing.

# Eric Joubarne, ing. M. Sc. A

Spécialiste en turbines hydroélectriques, Hydro-Québec

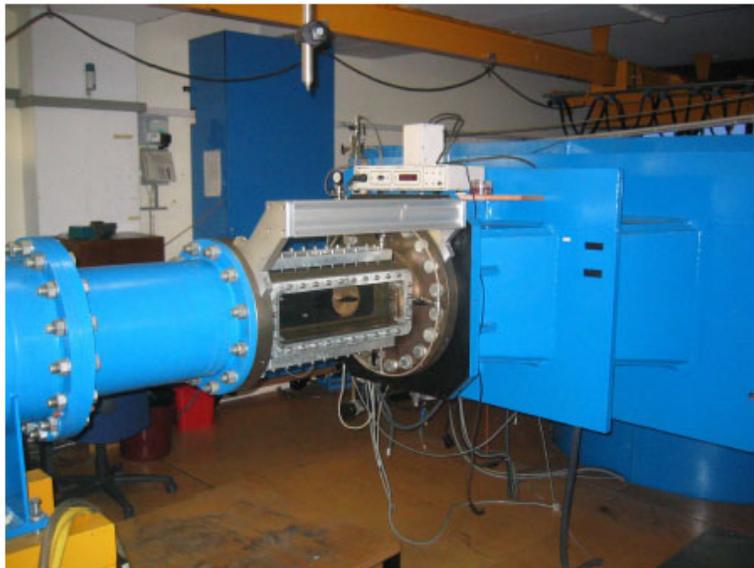
Baccalauréat de l'université de Sherbrooke, 2000

Maîtrise en sciences appliquées de l'école Polytechnique de Montréal, 2008

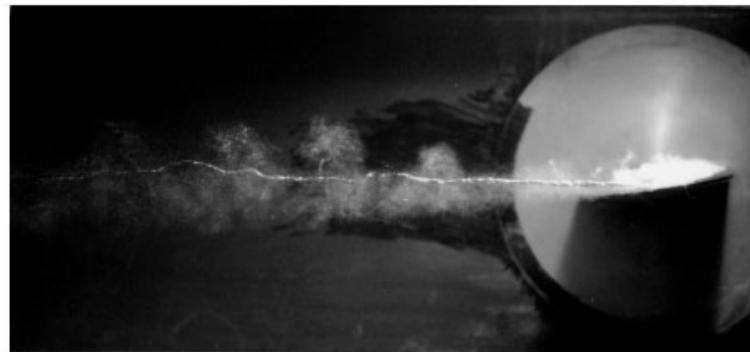
Stage à l'EPFL au laboratoire hydraulique (2006-2007)

15 ans d'expérience en turbines hydroélectriques  
pour un turbinier – Alstom (GE Hydro)  
pour un exploitant – Hydro-Québec

- 7 publications (auteur ou co-auteur)
- 1 brevet
- 1 enveloppe soleau (France)



(a) Veine d'essai



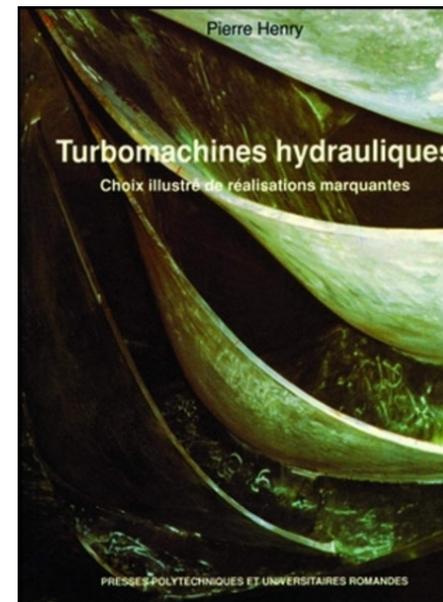
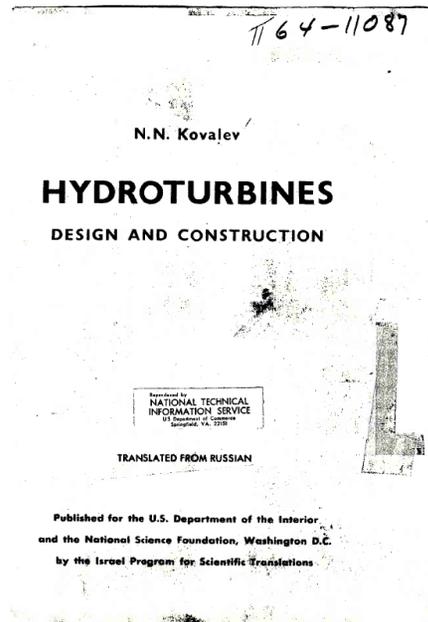
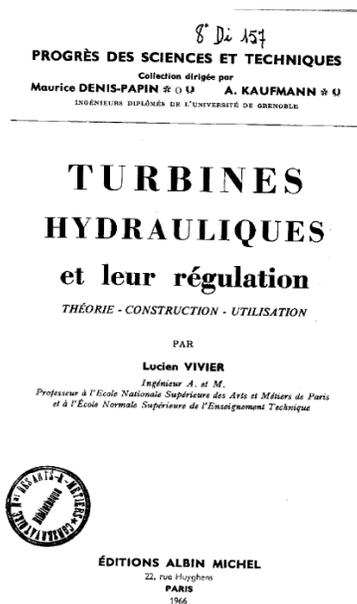
(b)  $u_0 = 13,5 \text{ m/s}$ ;  $\alpha = 10^\circ$ ;  $\sigma = 1,0$

# Plan de la présentation

1. Un aperçu des sites de production et des turbines
2. Certains problèmes rencontrés sur des turbines
3. Les essais sur modèle et les essais de réception mécanique sur prototype.
4. Le rôle croissant de l'analyse numérique de mécanique des fluides (CFD)

# Avant de commencer : Livres intéressants

- Turbines hydrauliques et leur régulation, Lucien Vivier, Éditions Albin Michel, Paris, 1966. 581 pages.
- Hydroturbines design and construction, N. N. Kovalev, Moscow, 1961, Translated from Russian by US Department of the Interior, 1965. 691 pages.
- Turbomachines hydrauliques, Choix illustré de réalisations marquantes, Pierre Henry, Presses polytechniques et universitaires romandes, 1992, 408 pages.
- Handbook of Large Hydro Generators, Operation and maintenance, G. Mottershead et al., IEEE Press Wiley, 2021. 661 pages.



**HANDBOOK OF  
LARGE HYDRO  
GENERATORS**  
Operation and Maintenance

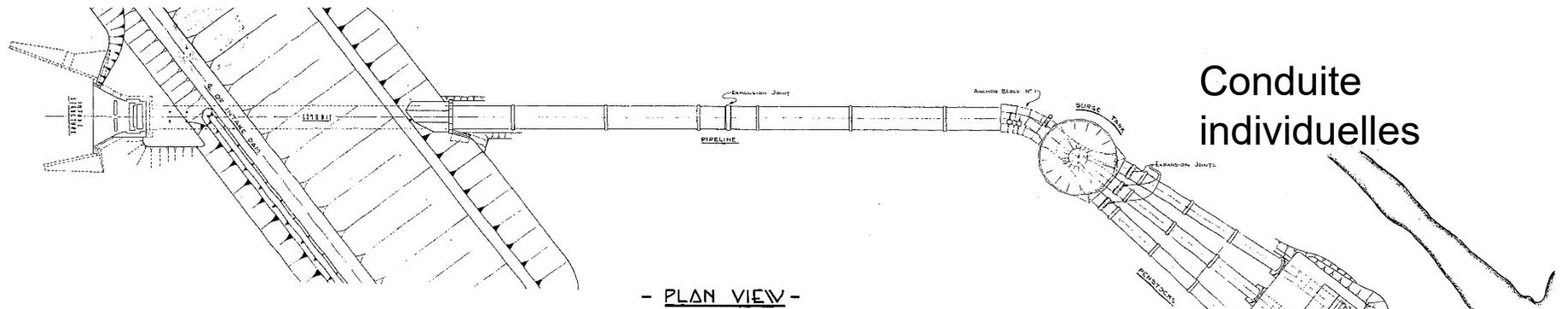
GLENN MOTTERSHEAD  
STEFANO BOMBEN  
ISIDOR KERSZENBAUM  
GEOFF KLEMPNER

IEEE PRESS  
WILEY

# 1. APERÇU DES SITES DE PRODUCTION ET DES TURBINES



# Aménagement de haute chute avec 3 groupes avec conduite commune



- PLAN VIEW -  
Scale: 1" = 40'-0"

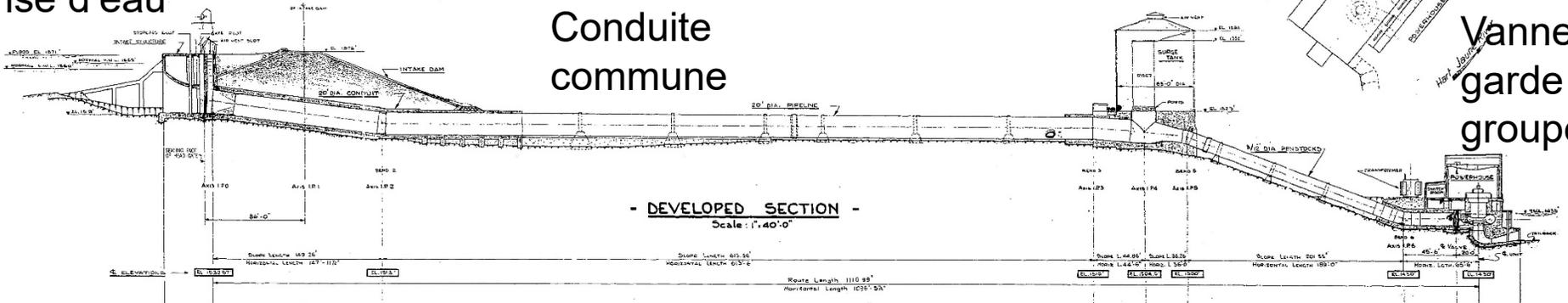
Conduite individuelles

cheminée d'équilibre

Prise d'eau

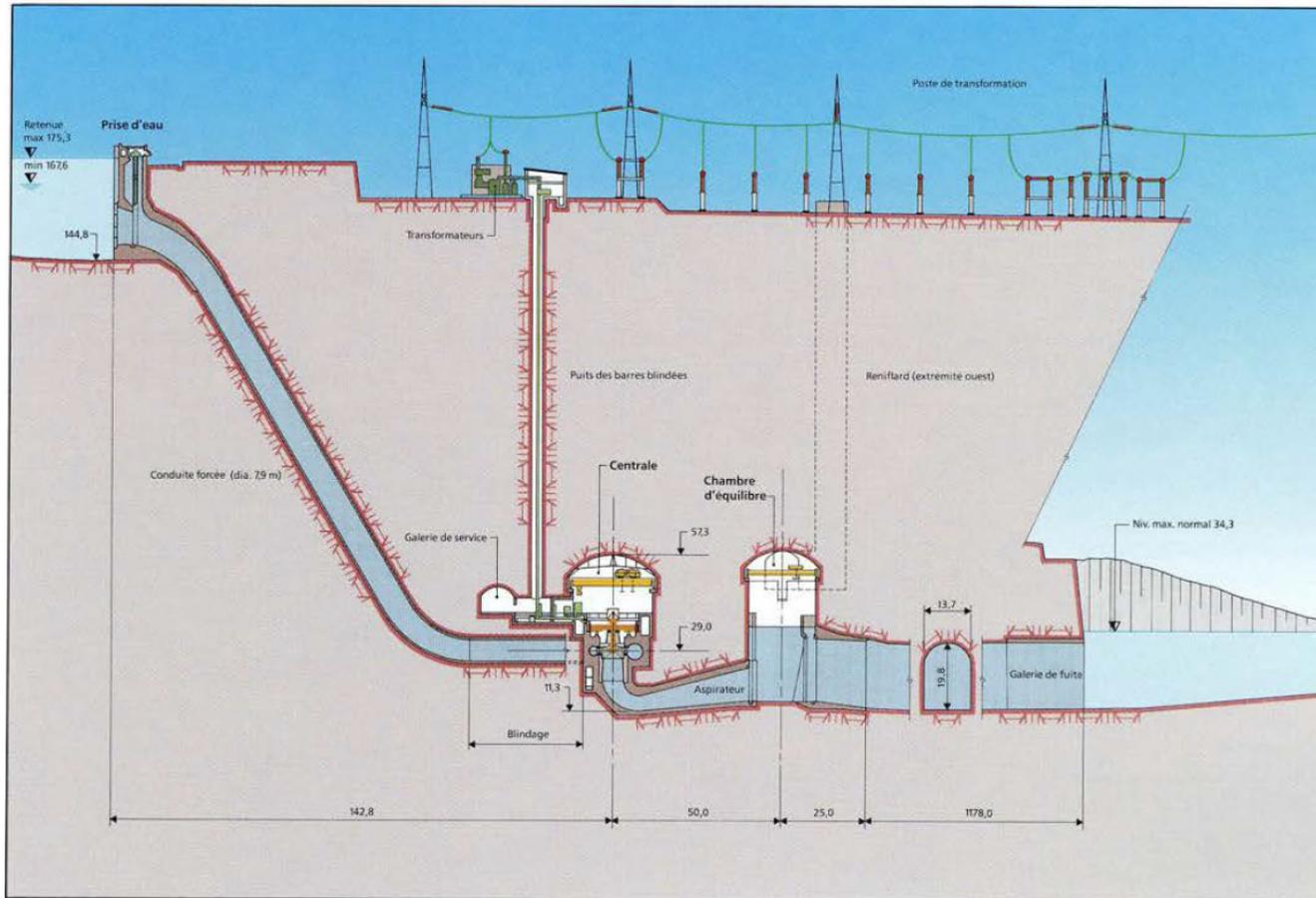
Conduite commune

Vanne de garde + groupes T-A



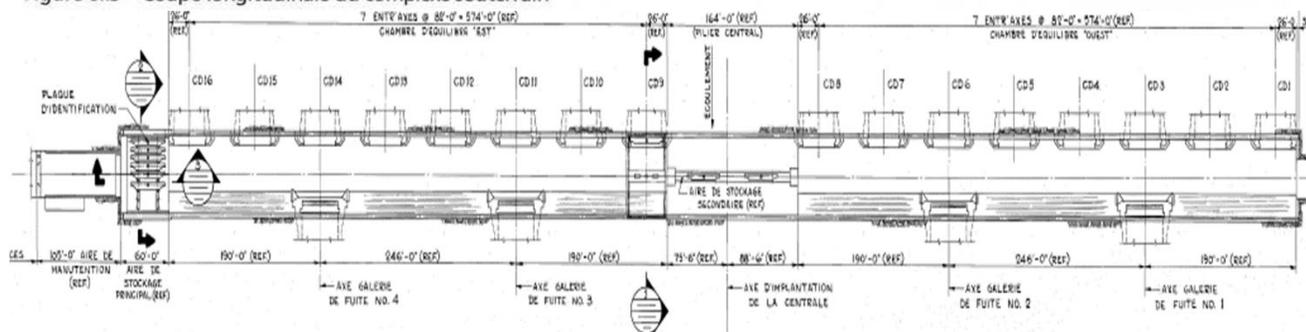
- DEVELOPED SECTION -  
Scale: 1" = 40'-0"

# Aménagement de moyenne chute avec 16 groupes 16 conduites individuelles, 1 vanne de prise d'eau par groupe 2 chambres aval communes



Le complexe hydroélectrique de La Grande Rivière, Réalisation de la première phase, Les éditions Chenelières inc., 1987.

Figure 6.13 – Coupe longitudinale du complexe souterrain

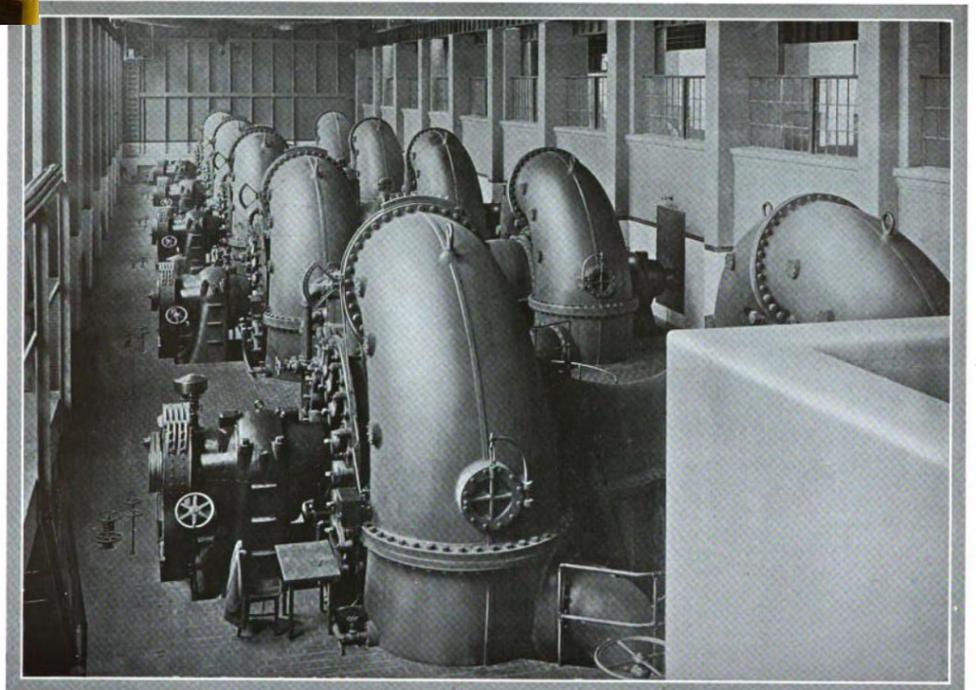


LG2 / Hydro-Québec





Aménagement avec turbines  
Francis horizontales :  
2 roues sur le même arbre.  
1 alternateur par groupe.



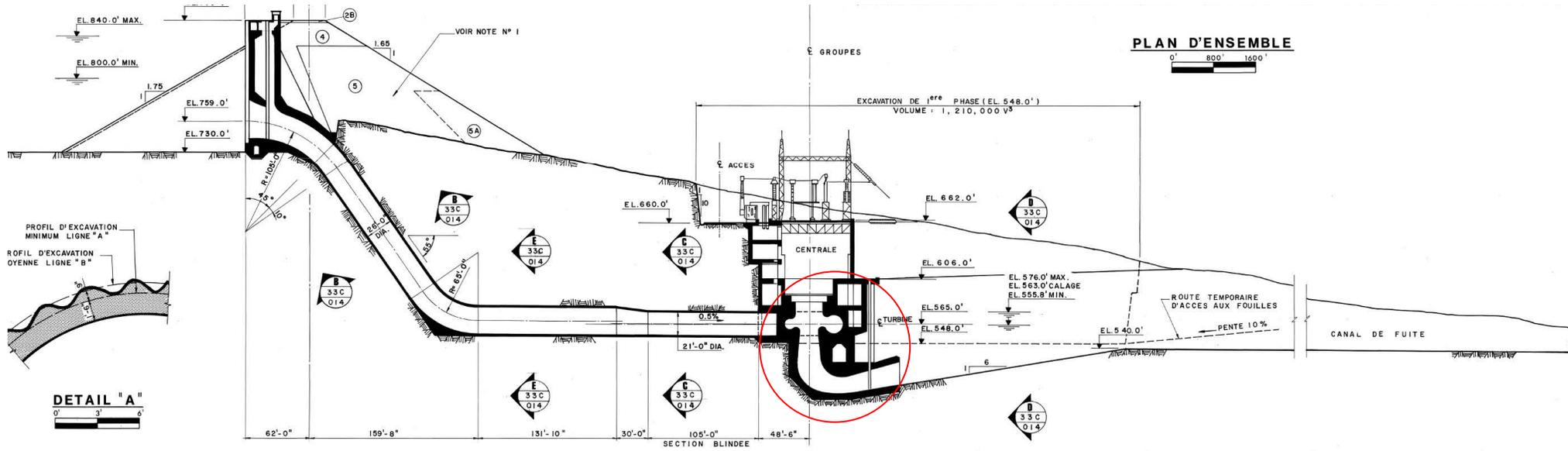
The Shawinigan Water and Power Company

Montreal, P. Q., Canada

Shawinigan 2, grp 1-5 / Hydro-Québec  
Plus de cent ans de production hydroélectrique

No. 2 Station of Shawinigan Water and Power Company, Shawinigan Falls, P. Q., Canada  
The I. P. Morris Company has designed and built five 18,500 horse-power turbines and two 750 horse-power exciter turbines for this station. These turbines are regulated by I. P. Morris hydraulic governors. For efficiency see curve on page 8, showing a maximum of 89 per cent.  
The I. P. Morris Company has designed and built for this company, in addition to the above, two 6,000 horse-power and three 10,500 horse-power turbines for Station No. 1.

# Un zoom sur le groupe turbine-alternateur



palier guide alternateur

palier de butée

mécanisme de vannage

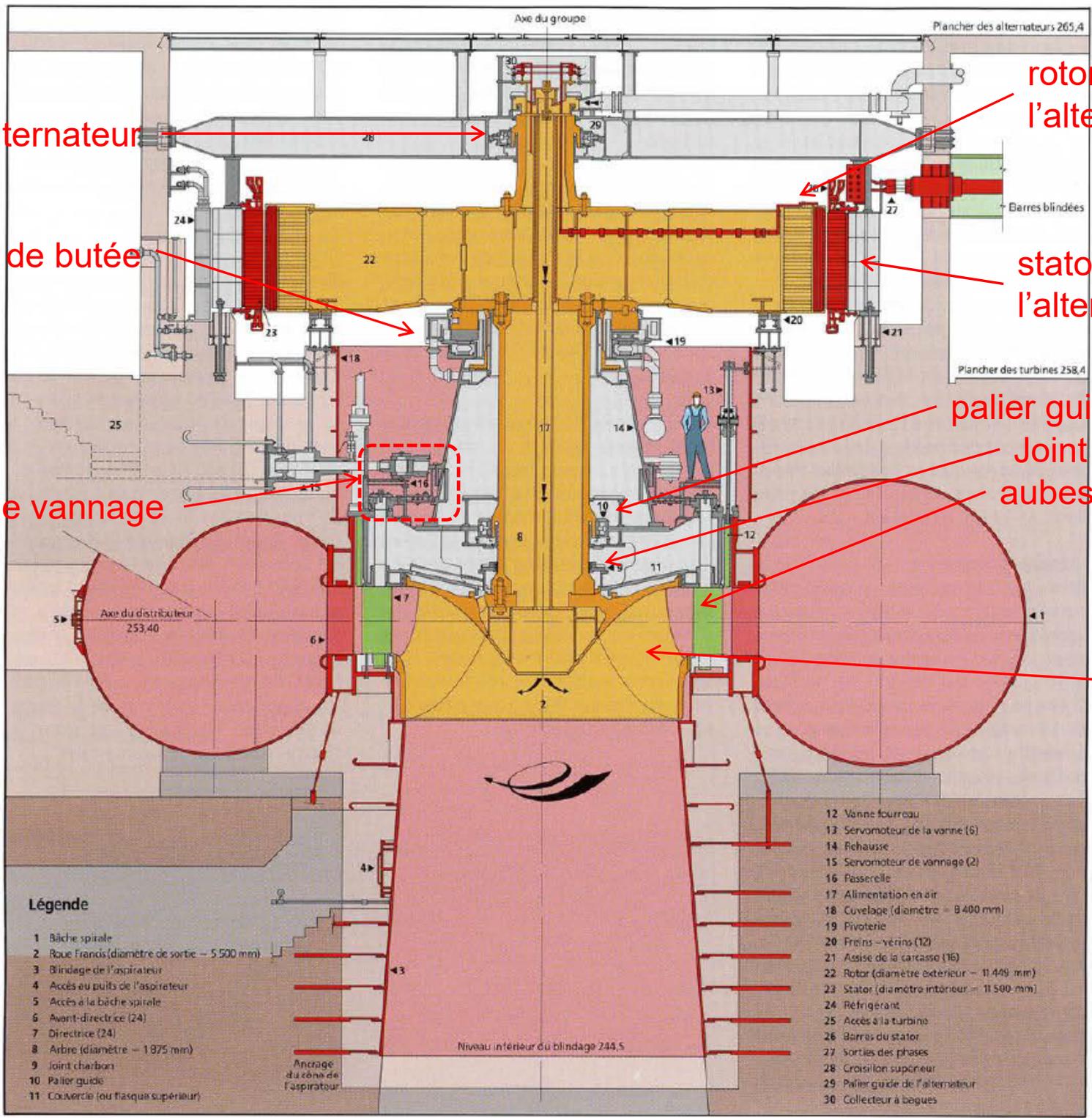
rotor de l'alternateur

stator de l'alternateur

palier guide turbine

Joint d'arbre  
aubes directrices

roue



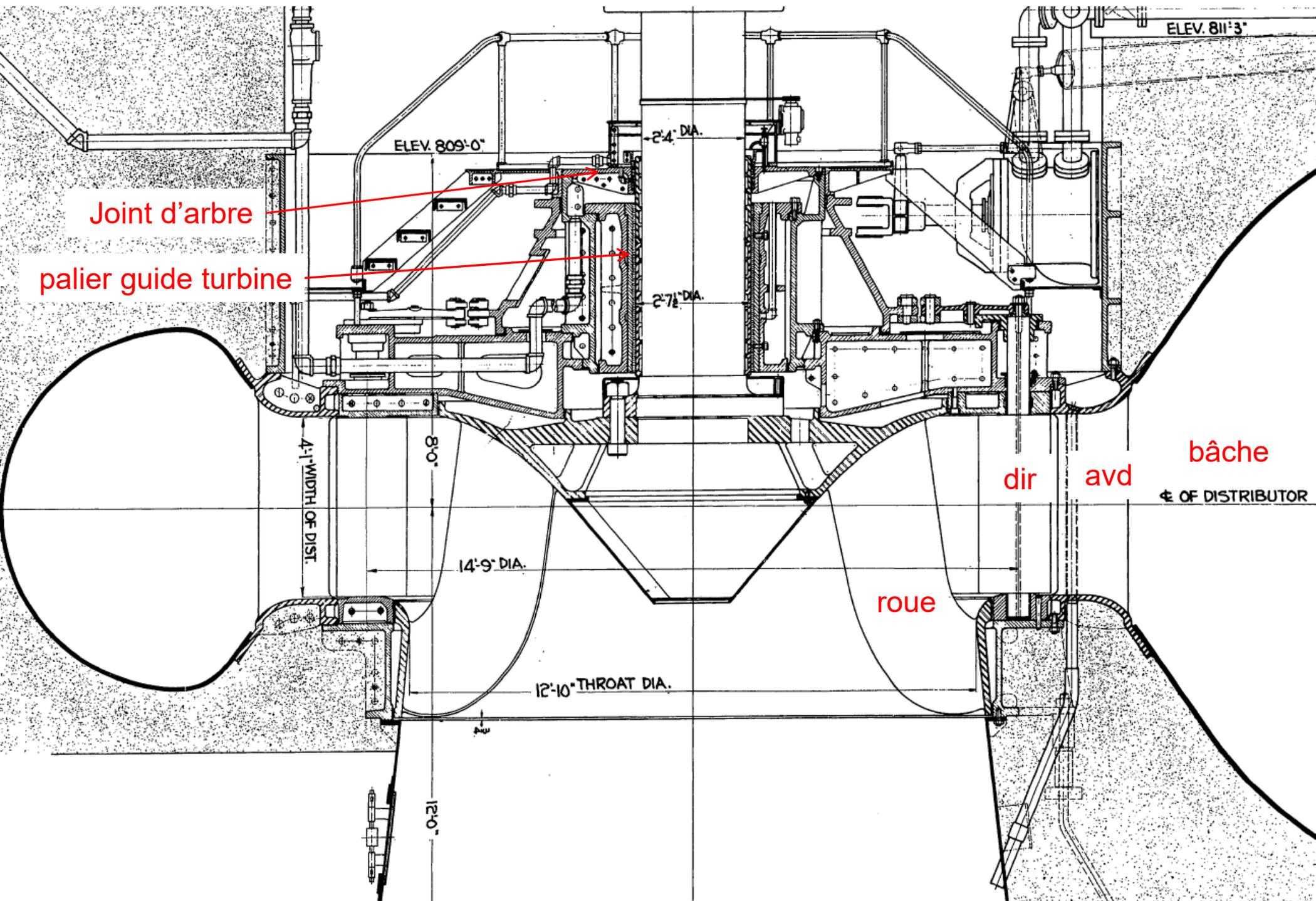
**Légende**

- 1 Bâche spirale
- 2 Roue Francis (diamètre de sortie = 5 500 mm)
- 3 Blindage de l'aspirateur
- 4 Accès au puits de l'aspirateur
- 5 Accès à la bâche spirale
- 6 Avant-directrice (24)
- 7 Directrice (24)
- 8 Arbre (diamètre = 1 075 mm)
- 9 Joint charbon
- 10 Palier guide
- 11 Couverture (ou flasque supérieur)

- 12 Vanne fourreau
- 13 Servomoteur de la vanne (6)
- 14 Rhausse
- 15 Servomoteur de vannage (2)
- 16 Passerelle
- 17 Alimentation en air
- 18 Cuvelage (diamètre = 8 400 mm)
- 19 Pivoterie
- 20 Freins - vérins (12)
- 21 Assise de la carcasse (16)
- 22 Rotor (diamètre extérieur = 11 449 mm)
- 23 Stator (diamètre intérieur = 11 500 mm)
- 24 Réfrigérant
- 25 Accès à la turbine
- 26 Barres du stator
- 27 Sorties des phases
- 28 Croisillon supérieur
- 29 Palier guide de l'alternateur
- 30 Collecteur à bagues

Figure 5.20 – Coupe type des groupes turbine-alternateur de La Grande 4

Le complexe hydroélectrique de La Grande Rivière, Réalisation de la première phase, Les éditions Chenelières inc., 1987.

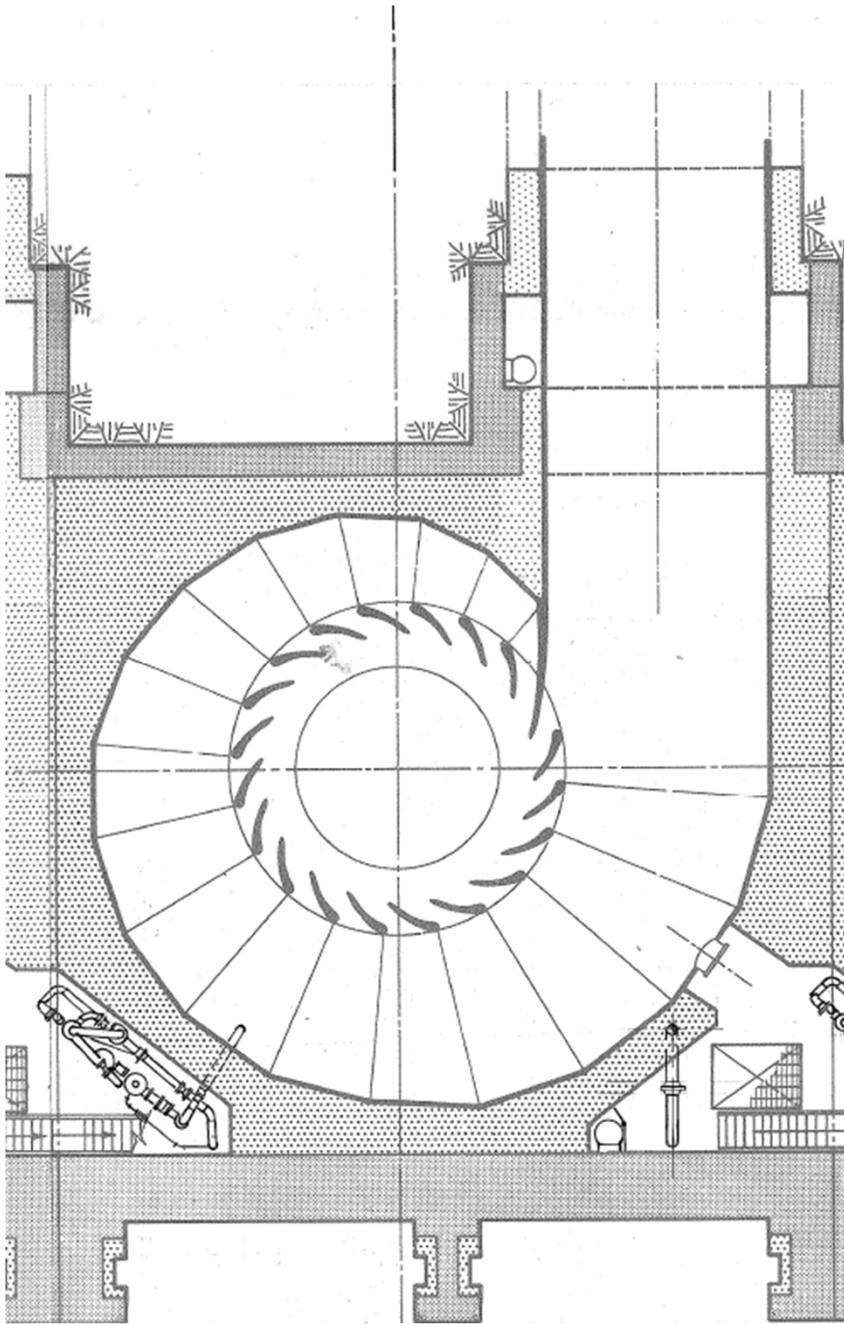


Joint d'arbre

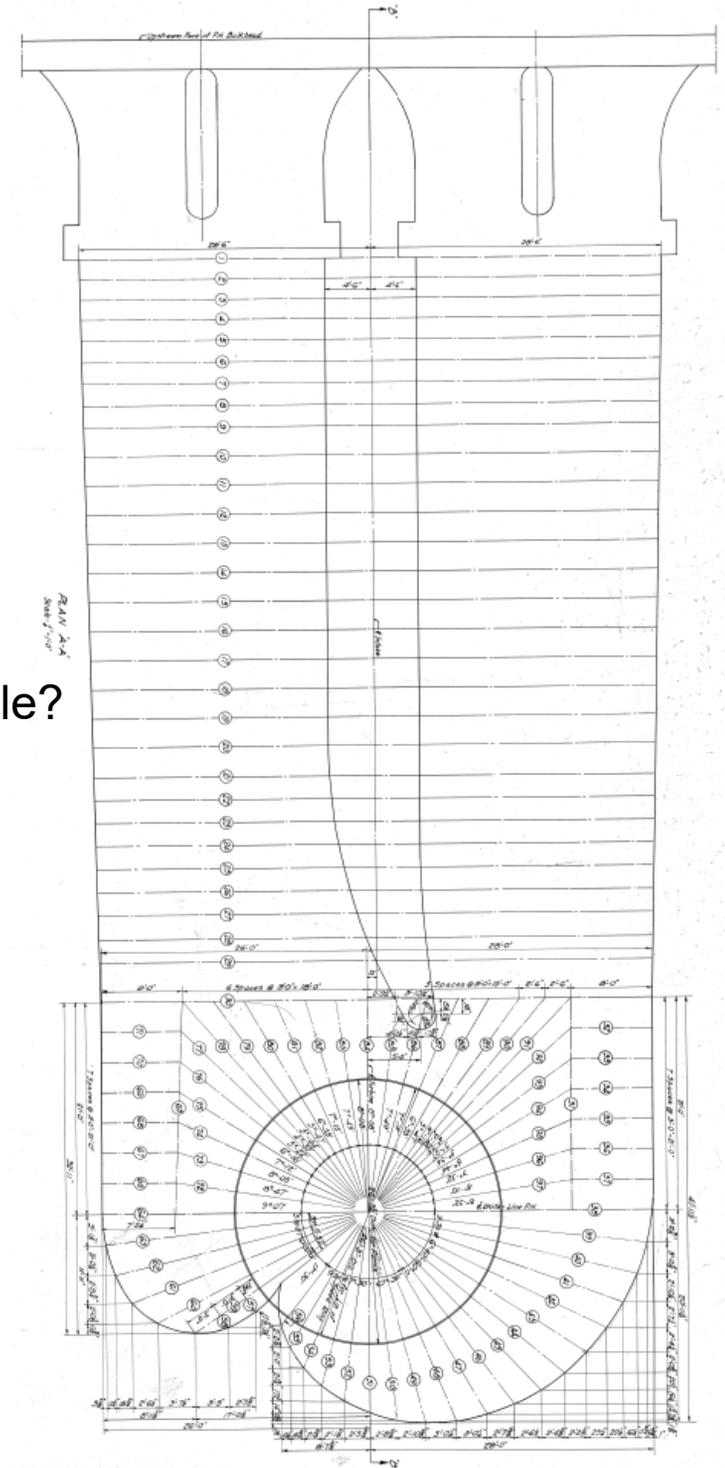
palier guide turbine

bâche

roue



Laquelle est une  
bâche semi-spirale?



# Élément de bâche spirale

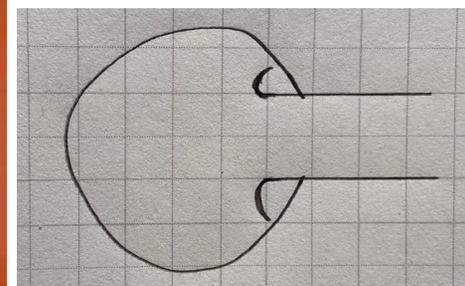
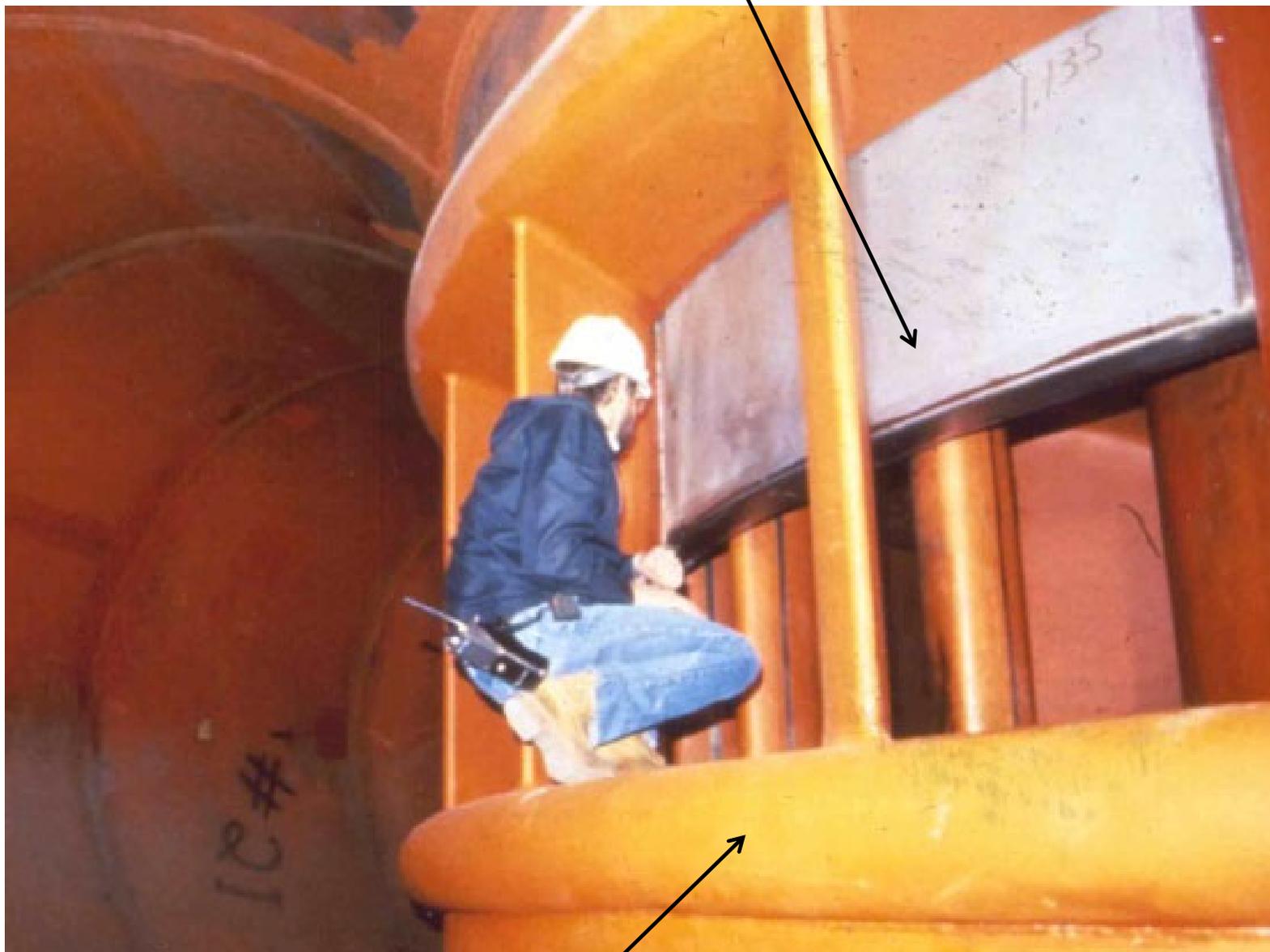


## Vannes de garde

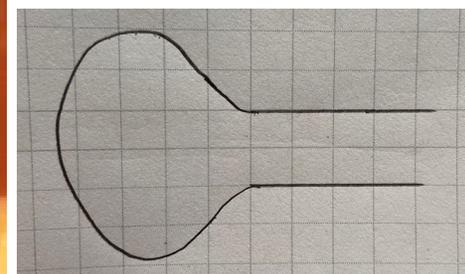
- Fourreau
- Papillon
- Sphérique



# Vanne de garde de type fourreau



Bâche avec guideau



Bâche avec courbure

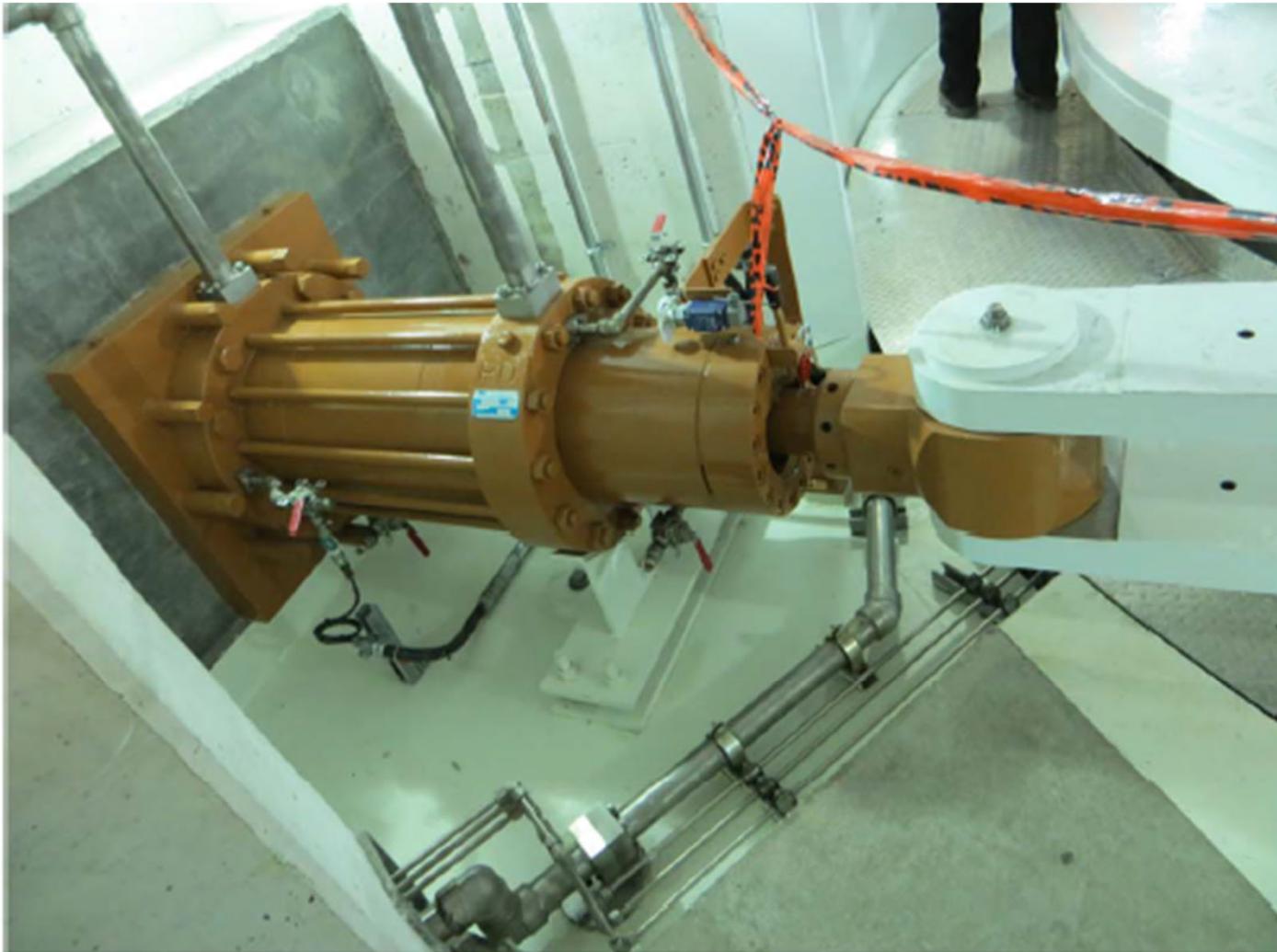
Bâche avec guideau  
(Avant 1980 principalement double courbure)



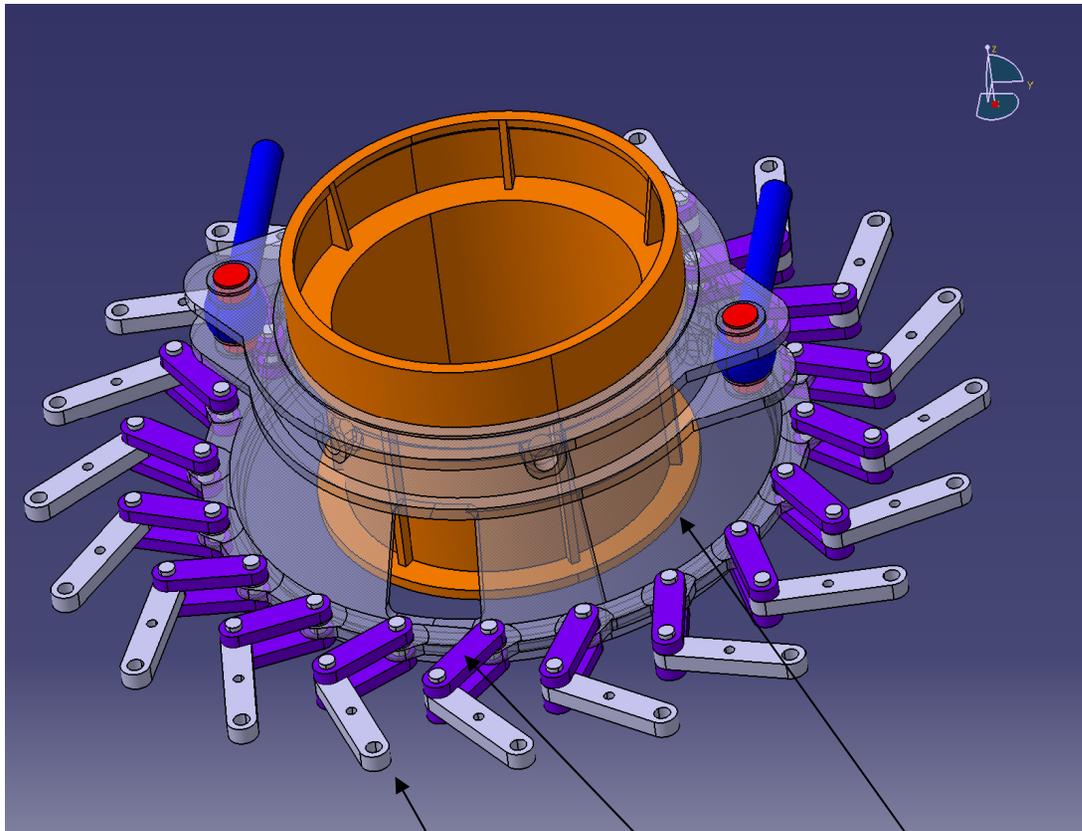
# Vannes de prise d'eau



# Servomoteur de vannage



# Mécanisme de vannage : servomoteur, cercle de vannage , bielles, biellettes)



bielles

biellettes

Cercle de  
vannage

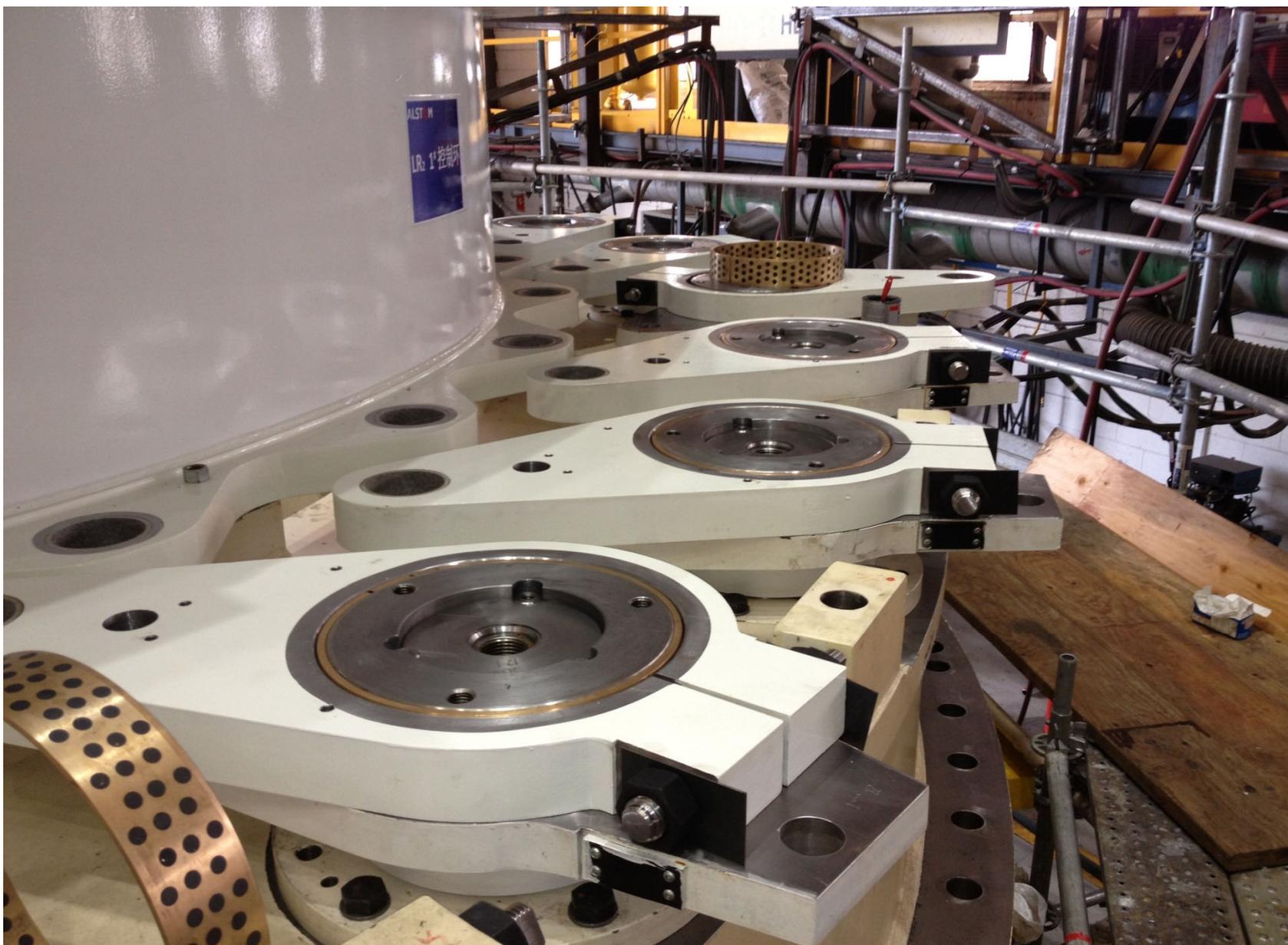


servomoteur

# Montage à blanc de directrices



# Leviers de directrices et partie du cercle de vannage



# Pôles du rotor



# Une variété d'arrangements

## Différentes sortes de roue :

- Francis
- Kaplan
- Hélice
- Pelton
- Bulbes (à canal ouvert, à canal sous pression, à pales réglables ou non)
- Saxo
- S-amont / S-aval
- Deriaz (écoulement diagonal)
- Pompes-Turbines (Francis, dbl-réglage, ...)

## Différentes sortes d'alternateur :

- Synchrones
- À vitesse variable

## Deux possibilités pour la configuration des arbres :

- Axe vertical
- Axe horizontal

## Différentes sortes d'agencement des roues :

- Simple
- Double
- et + ... j'ai déjà vu 4 roues sur le même arbre (et même 8) !

# Une variété d'arrangements

Hydro-Québec

## Différentes sortes de roue :

- Francis
- Kaplan
- Hélice
- Pelton
- Bulbes (à canal ouvert à canal sous pression, à pales réglables ou non)
- Saxo
- S-amont / S-aval
- Deriaz
- Pompes-Turbines (Francis, dbl-réglage, ...)

## Différentes sortes d'alternateur :

- Synchron
- À vitesse variable

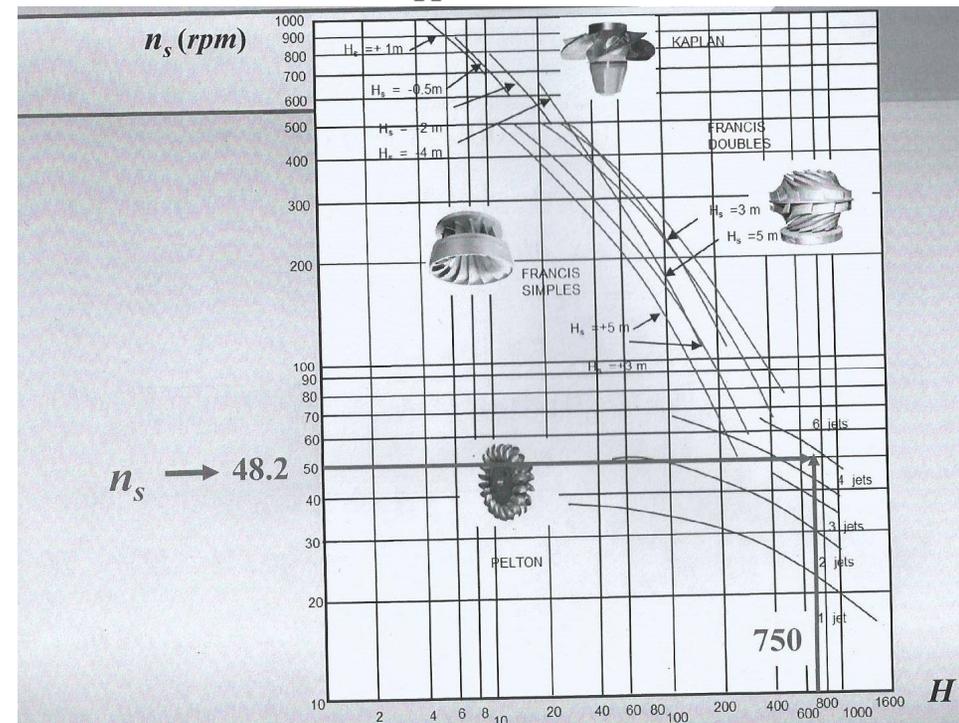
## Différentes sortes de configuration :

- Axe vertical
- Axe horizontal

## Différentes sortes d'agencement des roues :

- Simple
- Double
- et + ... j'ai déjà vu 8 roues de turbine sur le même arbre !

$$nS = \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (P \text{ en kW, } n \text{ en rpm})$$



# Modes d'opération d'une turbine Francis

- Peaking (pointes)
- Base load
- Compensateur synchrone
- Marche à vide
- Transitoire
- Montée et descente de charge (incluant arrêts/départs)
- Emballement
- Suremballement
- Mode déchargeur

# Modes d'opération d'une turbine Francis

- Peaking (pointes)
- Base load
- ~~Compensateur synchrone~~
- Marche à vide
- Transitoire
- Montée et descente de charge (incluant arrêts/départs)
- Emballement
- Suremballement
- Mode déchargeur

Hydro-Québec n'a pas

## 2. EXEMPLES DE PROBLÈMES RENCONTRÉS SUR LES TURBINES

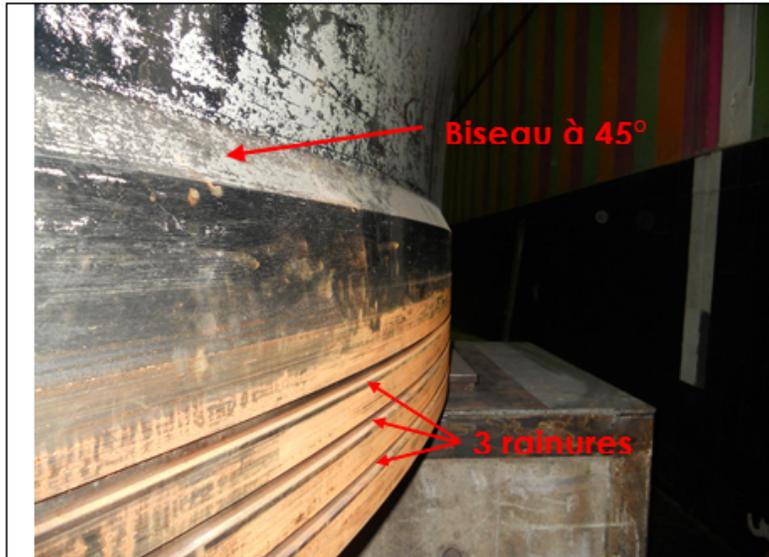
## Durant la conception/fabrication

- Défauts de fabrication
  - qualité du métal de base (fissures, etc.)
  - soudure
  - bon sens de rotation?
  - usinage adéquat?
- Transport
- Pelton : Réflexion des éclats d'eau sur la roue
- Balourds mécaniques et/ou hydrauliques
- Décollement de l'eau aux AVD
- Emballement existant à respecter lors des réhabilitations

## Durant l'exploitation

- Érosion
  - cavitation
  - abrasion (sédiments, sel, etc.)
- Fuite d'huile
- Palier autolubrifié qui sort du logement
- Goupilles de cisaillement brisent à répétition
- Capacité des SM pour manœuvrer les directrices insuffisante (dégradation au fil du temps)
- Vibrations
  - Fatigue (fissures et bris)
  - Déplacements (roue frotte dans la partie fixe des labyrinthes)
  - Sons élevés
  - Vannes de prises d'eau non étanches
  - Joints des vannes de garde non étanches
- Transitoires
- RAG (Réaction alcali-granulat / béton qui bouge)
- Paliers qui « brûlent »
- Instrumentation

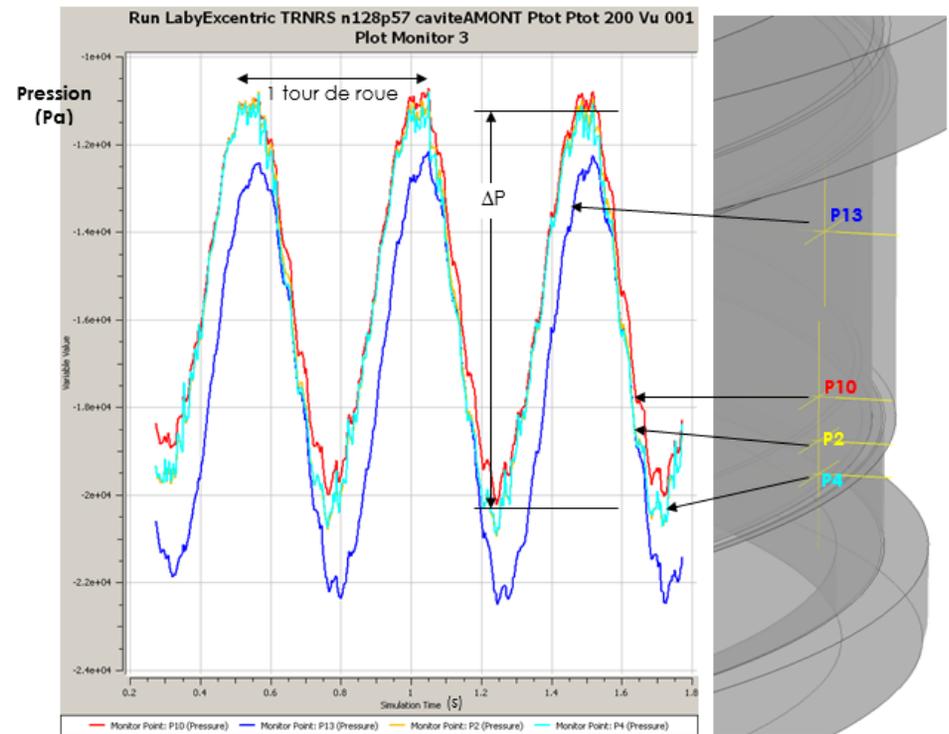
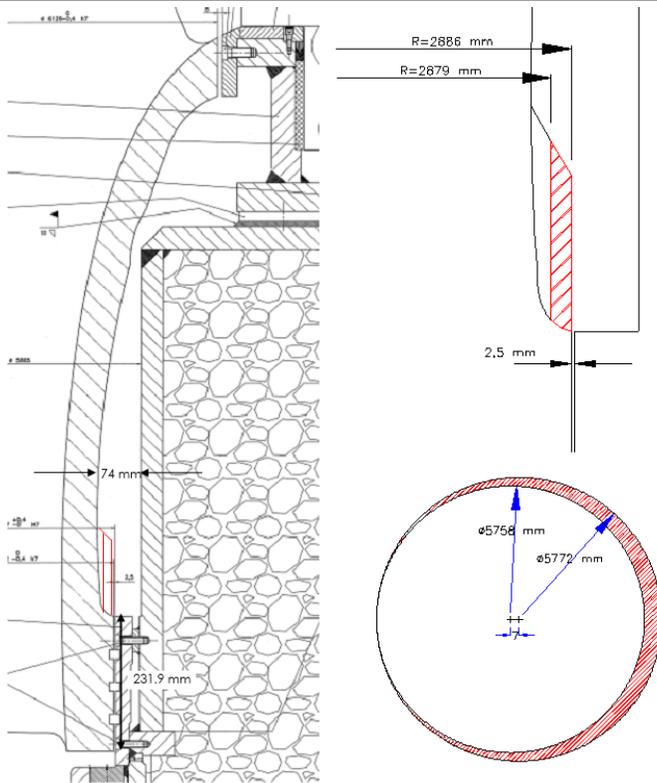
# Exemple d'un balourd hydraulique engendré lors de la correction du balourd mécanique



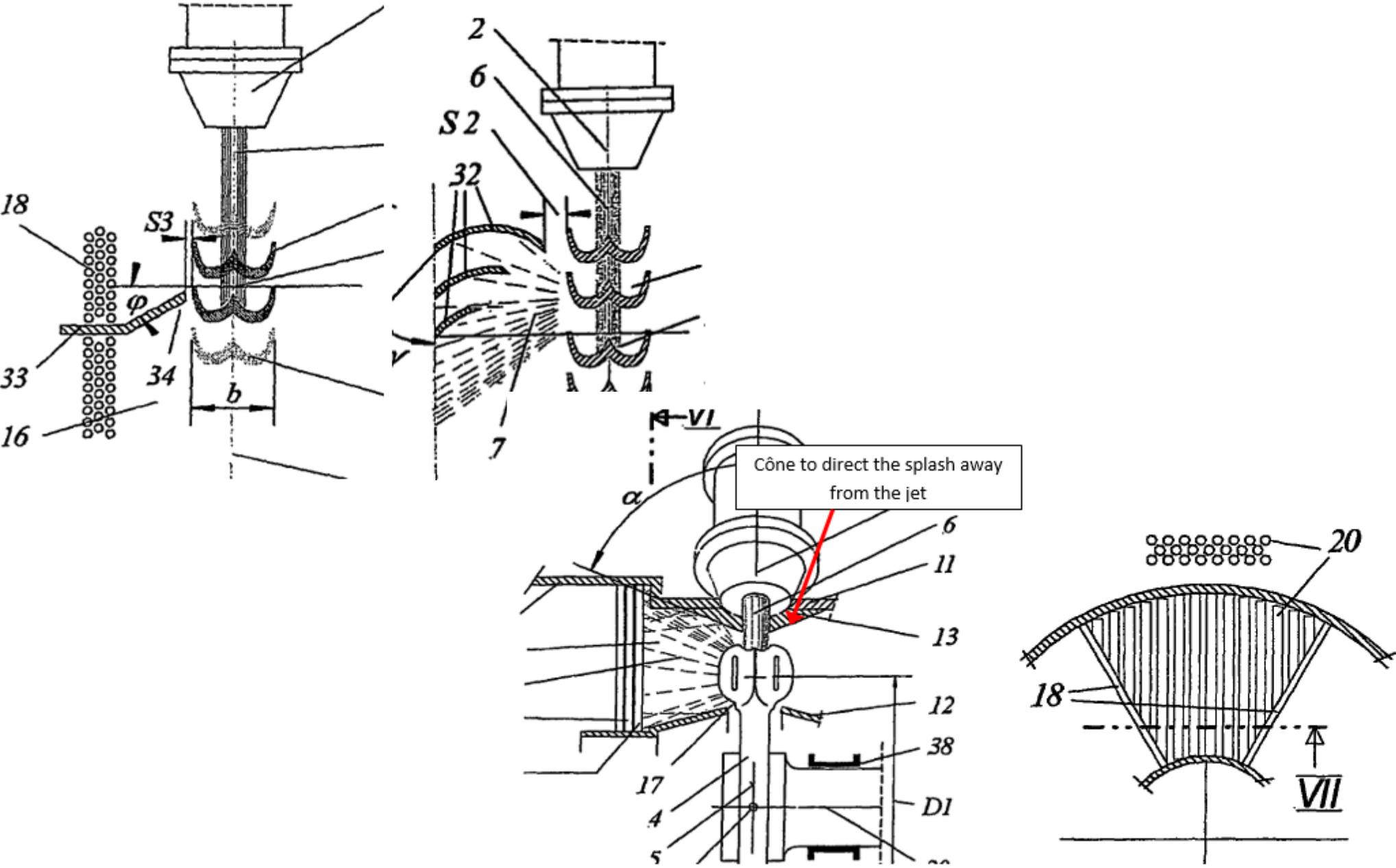
Ceinture de roue originel



Ceinture de roue usinée pour corriger le balourd mécanique



# Exemple Pelton : comment diminuer les éclats d'eau sur la roue à la conception (réhabilitation)



Exemple Pelton : comment diminuer l'emballement et les éclats d'eau sur la roue à la conception?

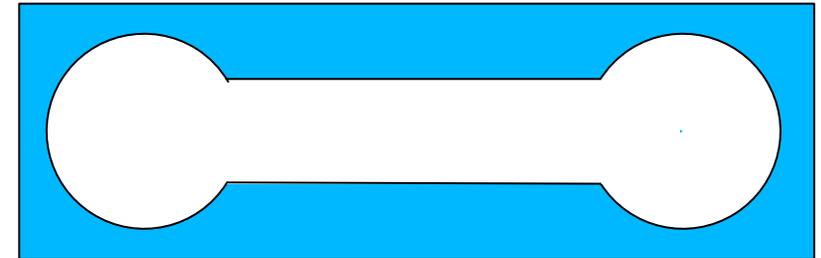
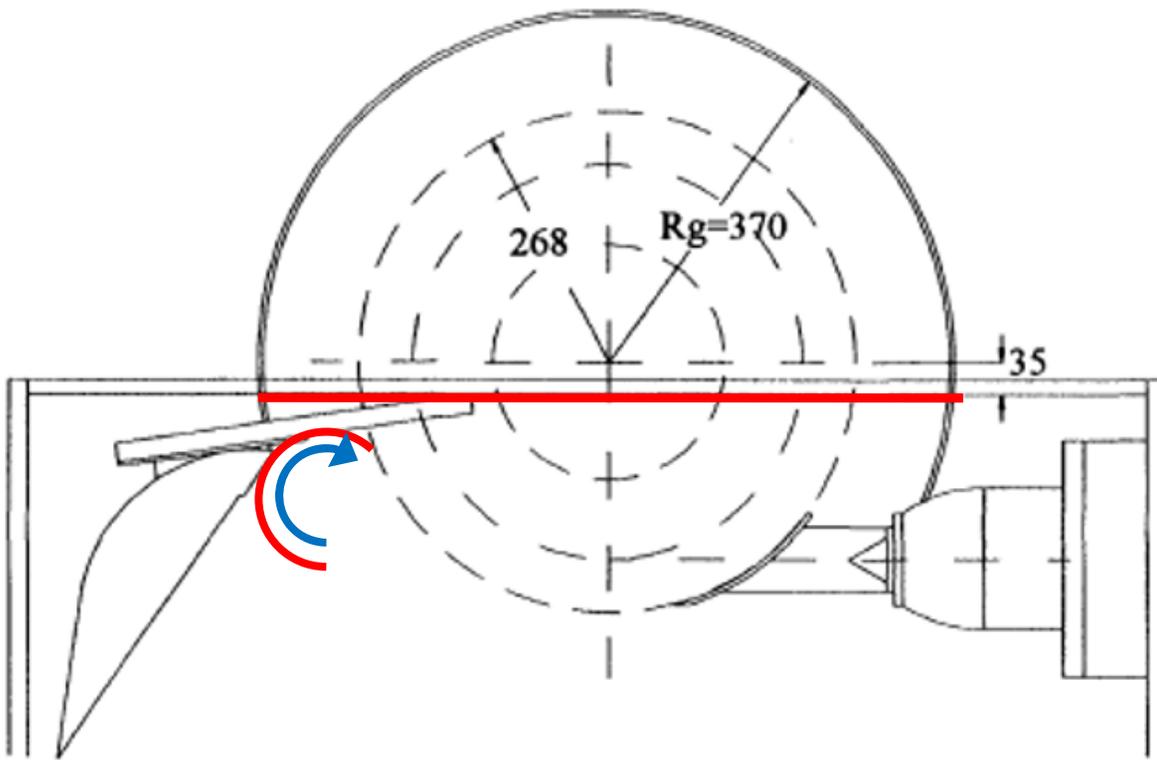


FIGURE 3 Casing with cylindrical dome.

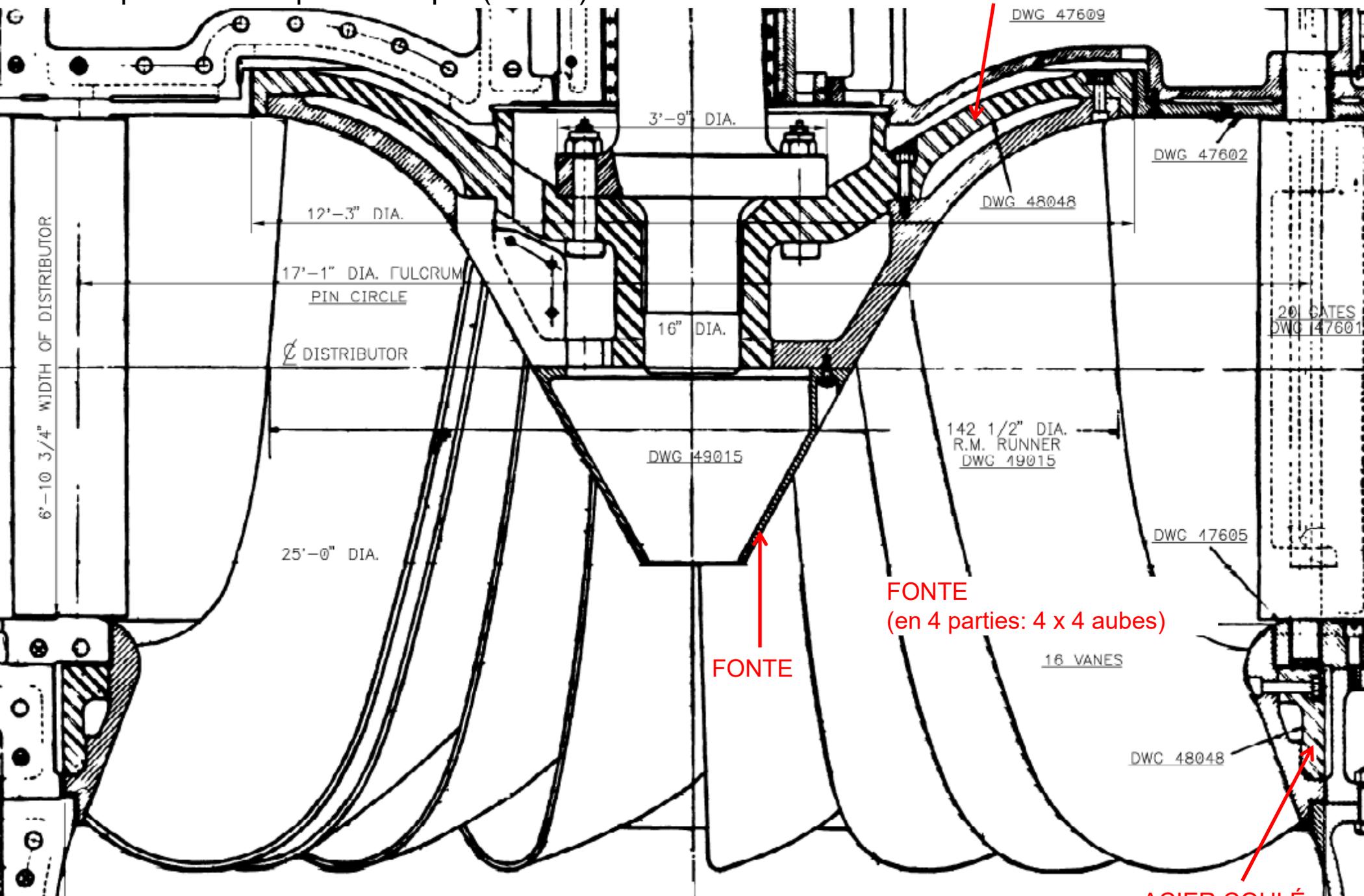
Heinz-Bernd Matthias, Josef Prost, Christian Rossegger, Investigation of the Flow on Pelton Turbines and the influence of the Casing, Int'l Journal of Rotating Machinery, vol 3, no 4, pp 239-247, 1997

## Qualité de fabrication d'une roue

- Mécano-soudée (« classique actuelle »)
- Monobloc coulée
- Bi-bloc coulée (ou x-blocs coulées)
- Avec plaques formées
- Monobloc forgée
- Bi-bloc forgée (ou x-blocs forgées)
- Électroslag remelting process (électrode)
- Autres ...



Exemple de conception antique (~1913)



Il y a encore des roues d'origine en opération !



Directrices avant réhabilitation



Directrices après réhabilitation



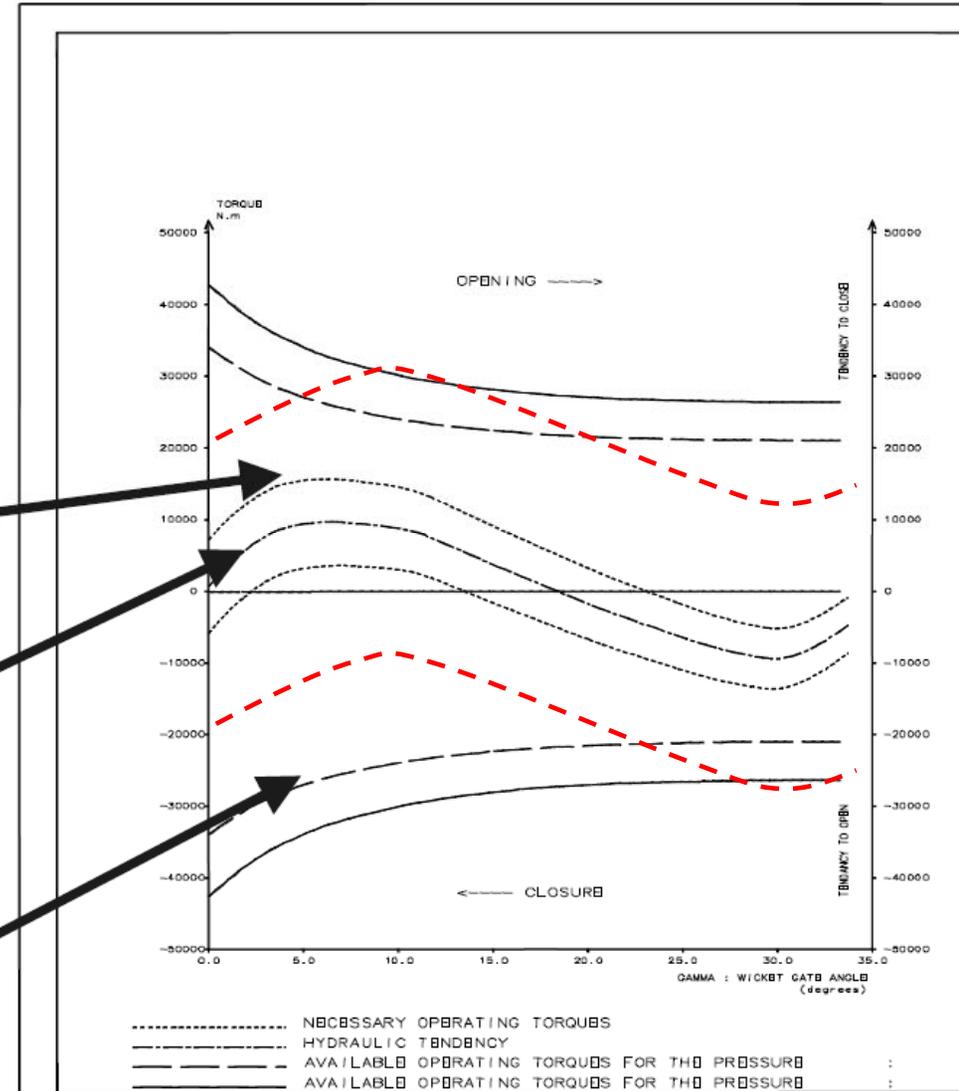
Points de touche amont  
(surface plate recouverte d'acier inox)  
Le restant de la directrice est ici en acier au  
carbone peinturée

# Frottement augmente et incapacité à manoeuvrer les directrices:

Resistant torque during opening

Hydraulic torque

Servo motor torque available during closing



# Transport



# Transport

La roue peut être transportée assemblée?

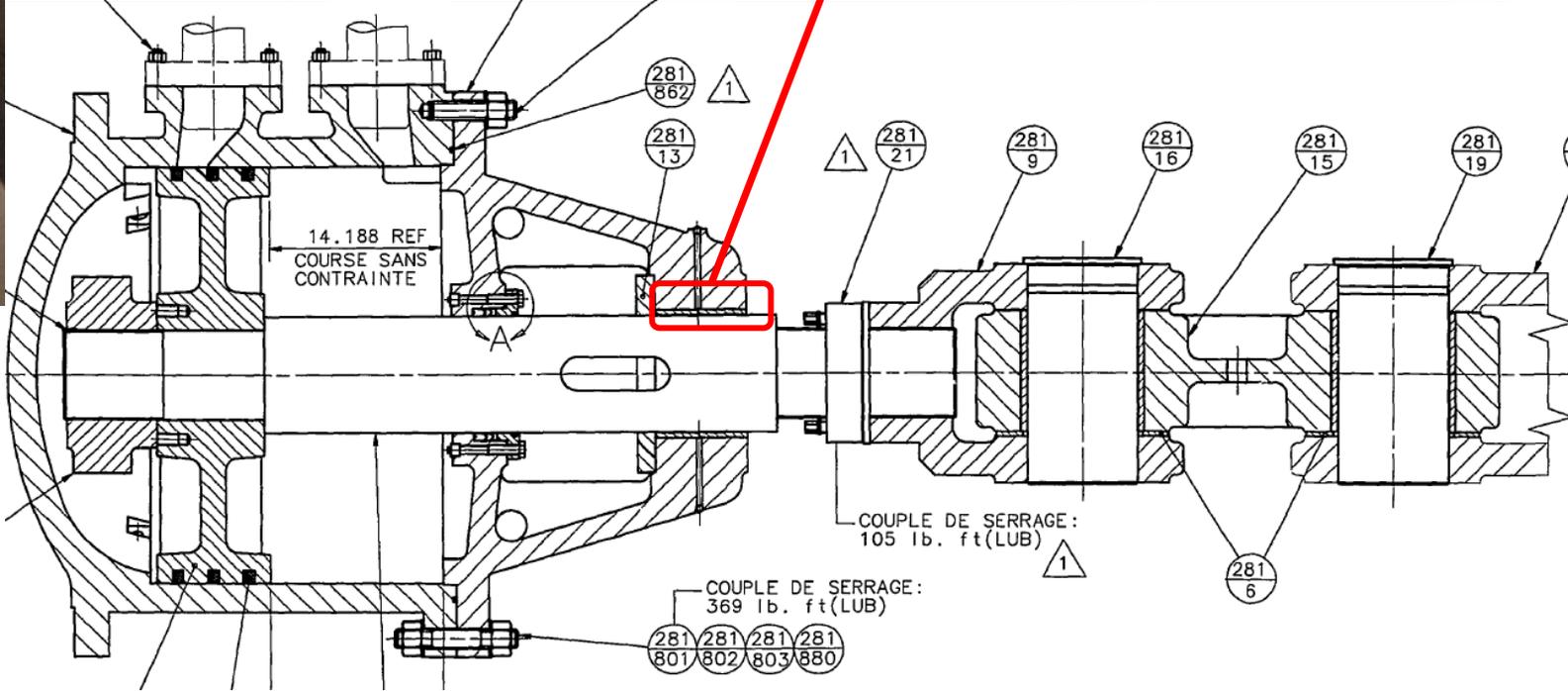
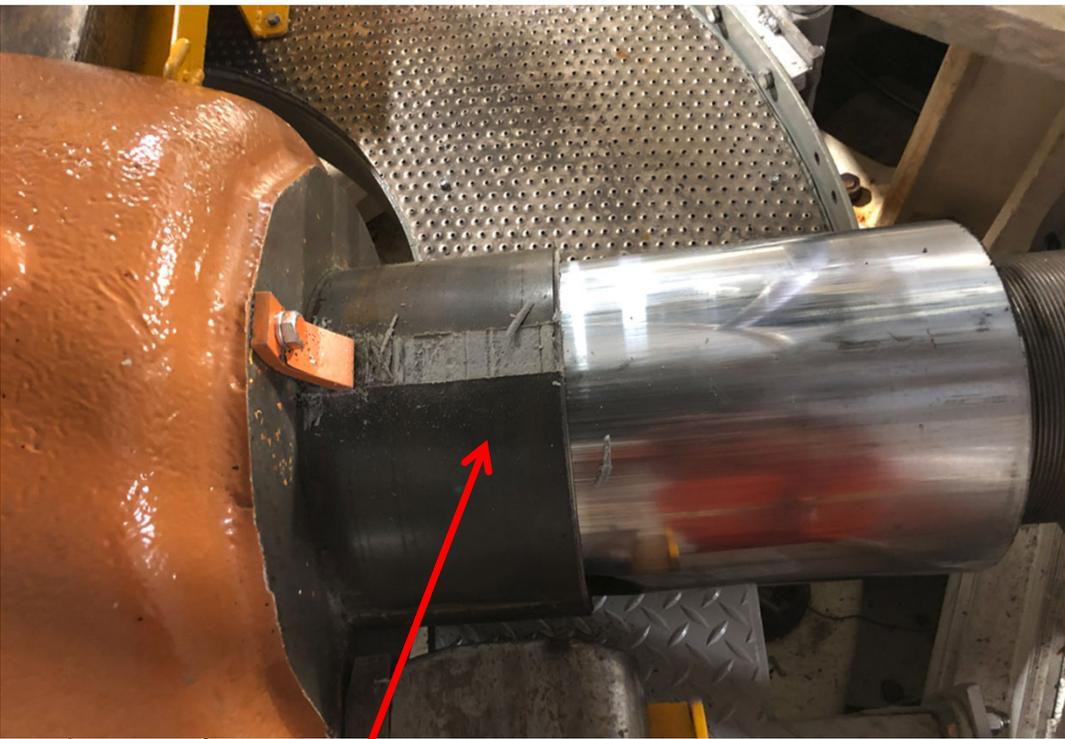
- Sur les routes du Qc par camion le maximum est autour de 60 tonnes
- Par barges?
- Par train?
- Par avion?
- Ponts à franchir? Exemple de ponts de glace dans le grand nord : accessible l'hiver seulement
- Faut-il faire la roue en 2 ou plusieurs morceaux?

La roue de Grand Coulee excède la capacité des fonderie!

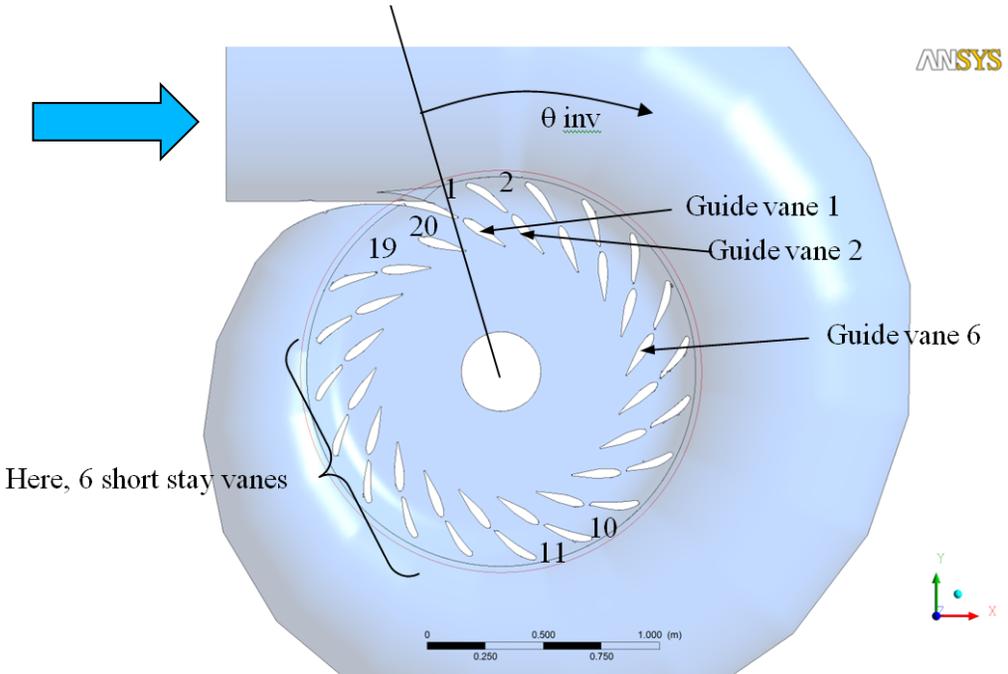
Si Kaplan, pales installées au site ou à l'atelier?

- Dimensions de la porte de la centrale? Centrale avec roue kaplan reconvertie en hélice?  
Exemple des vannes de garde de Bersimis : construction de la centrale finalisée après installation des VG.

# Exemple : Paliers auto-lubrifiants qui perdent leurs propriétés au fil du temps



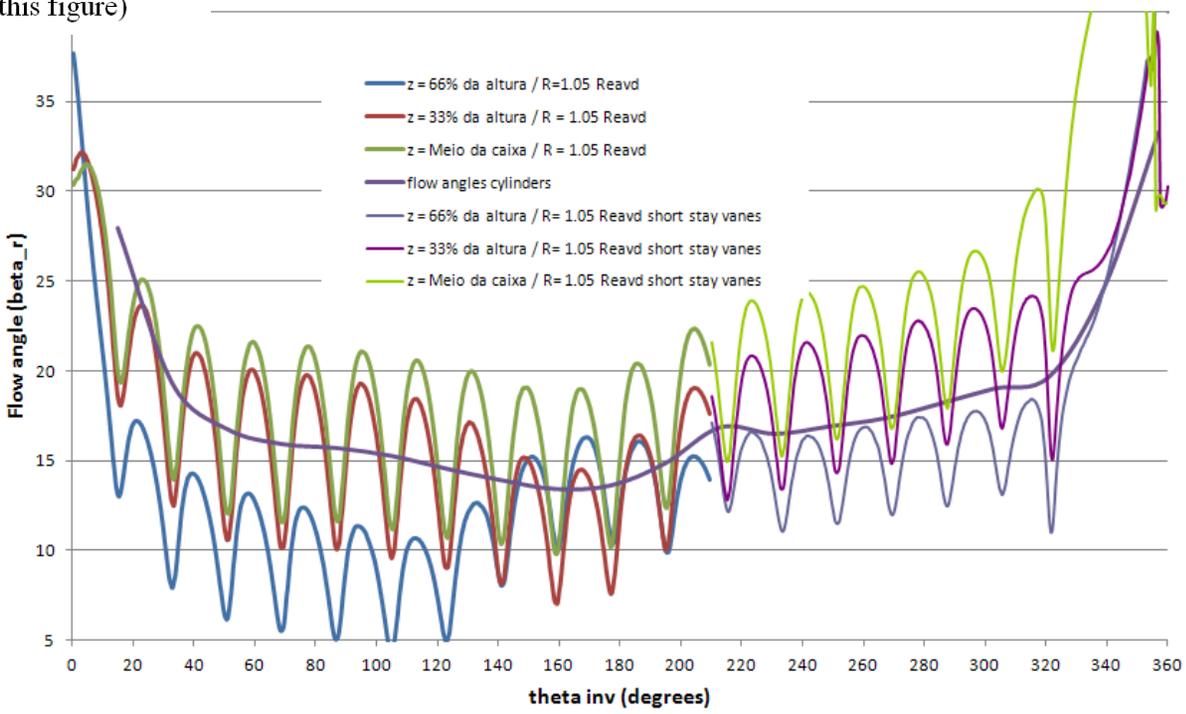
# Exemple : Écoulement non uniforme selon l'azimuth et selon l'altitude



Here, 6 short stay vanes

3 polylines are drawn at  $R = 1.05 \text{ Reavd}$  (red line on this figure)

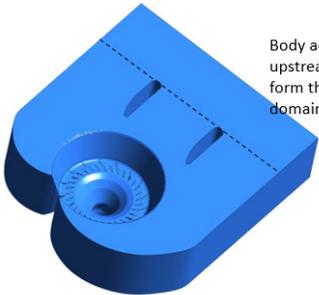
Flow angles upstream of stay vanes



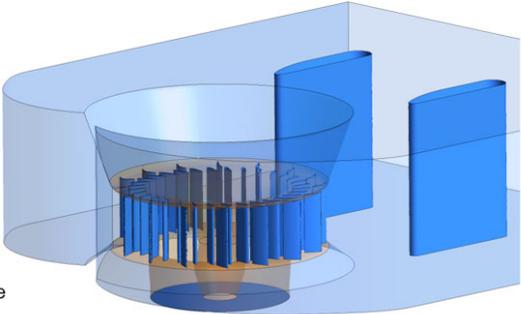
# Exemple : Décollement de l'écoulement au nez de certaines AVD



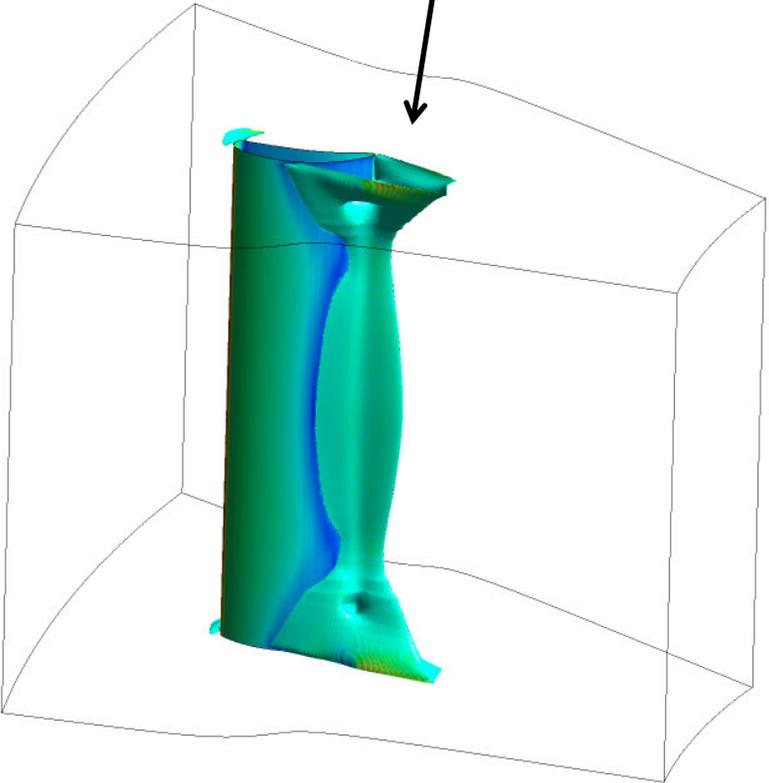
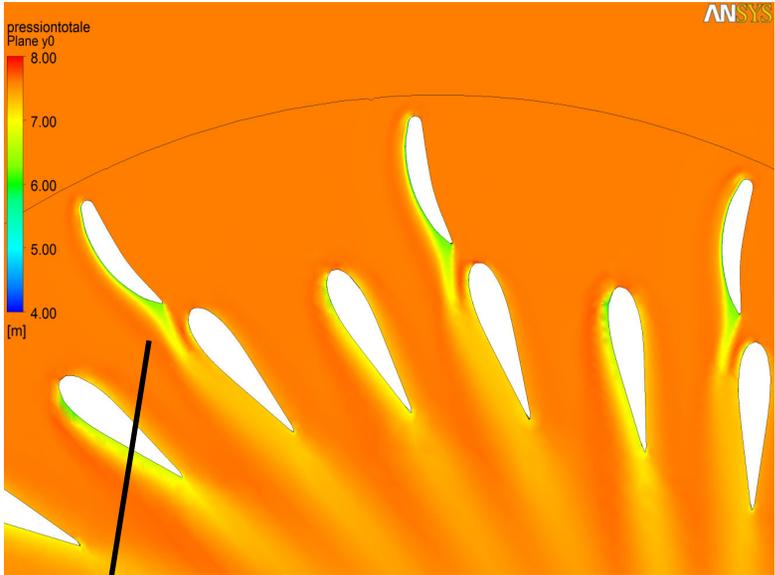
# Flow separation is detected at trailing edge



Body added at the upstream of the casing to form the computation domain

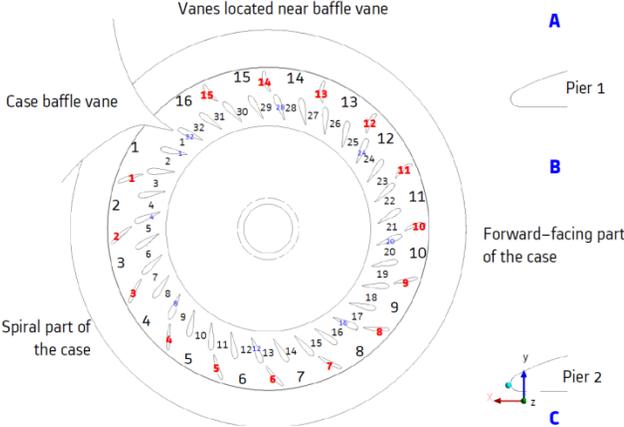


The absence of the runner may increase the unbalances in the flow through the tandem cascade ...

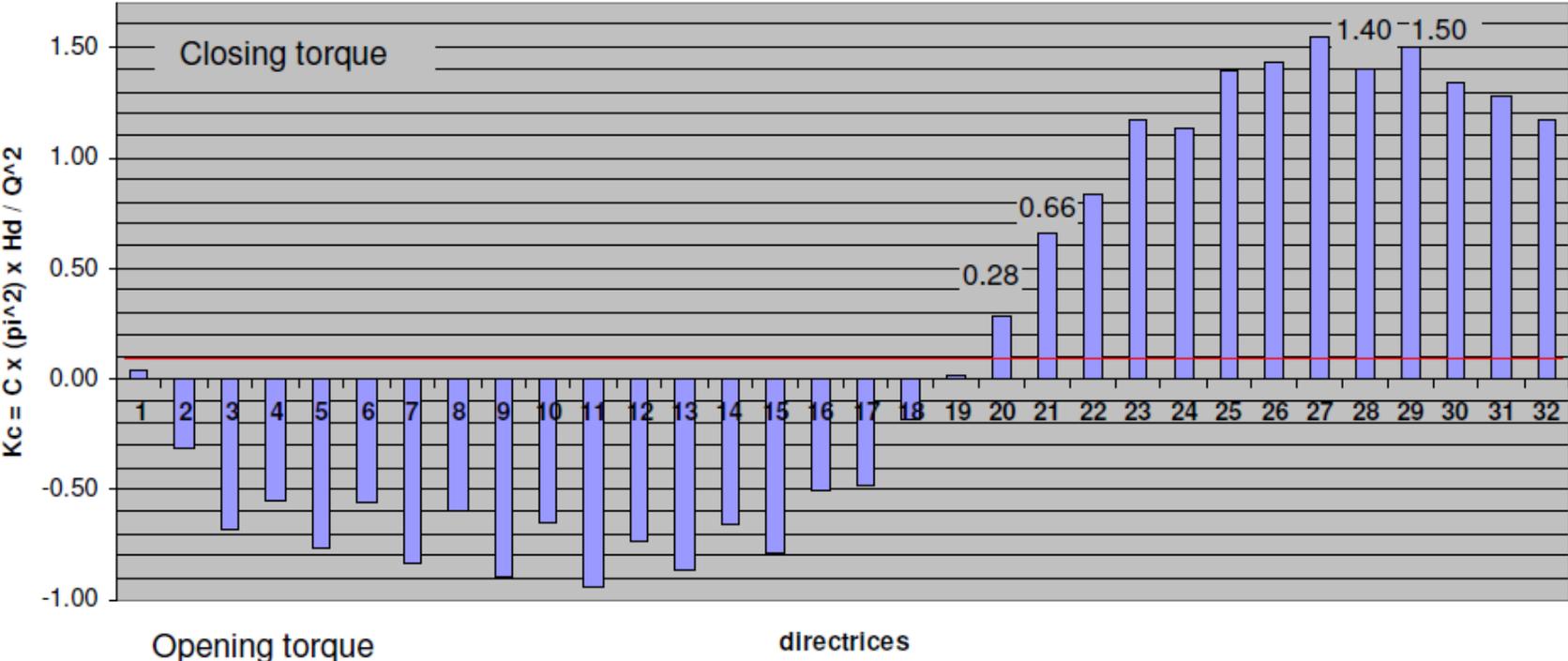


# Exemple : Couple hydraulique non uniforme selon l'azimuth

Question :  
Comment dimensionner les goupilles de cisaillement?



Couple hydraulique sur les directrices



# Transitoires

A catastrophic accident was reported at a Oigawa hydropower plant in 1950. The penstock burst 14 years after commissioning due to the sudden closing of a butterfly valve (see Figure 11). The main cause of the accident identified by Bonin [93] was the lack of a secure adjustment of the butterfly valve. This accident killed three employees, caused \$500 million in damage and resulted in a 90 GWh energy loss at that time. This accident falls into the category of severe, according to the PSI classification.

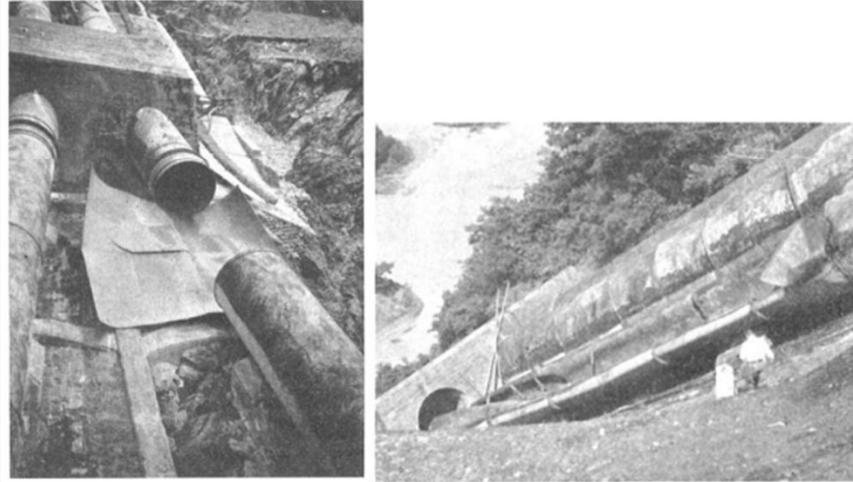


Figure 11. Penstock failure at Oigawa HPP in 1950 in Japan [93].

Another accident happened at the Lapino hydropower plant in 1997 after 70 years in service. The steel penstock broke during a load rejection procedure of only 50% of the rated power during the acceptance tests of a new governor, Figure 12. In this case, the wicket gates rapid closure (tBAF) was preset at around 2 s for 100% stroke. Fatigue and corrosion during 70 years of operation were identified by Adamkowski [94,95] as the cause of this accident. Fatigue and corrosion affected the penstock MAWP, leading to low quality of the weld joints, as well a lack of strengthening at places of a large concentration of stresses also contributed to penstock failure [94,95].

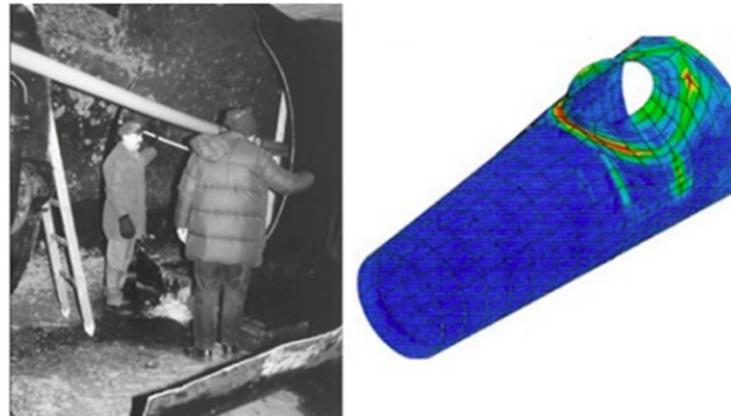
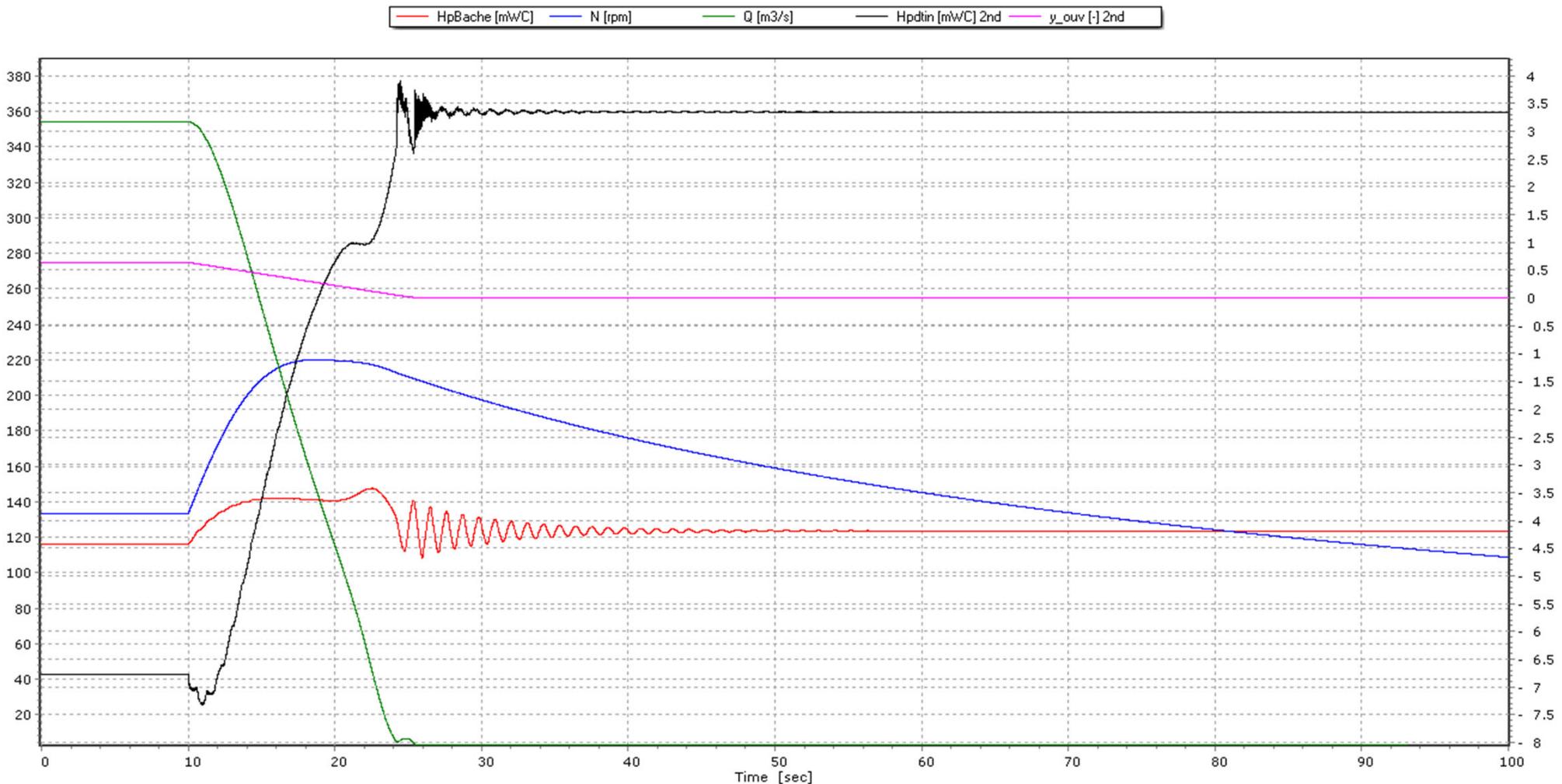


Figure 12. Penstock failure at Lapino HPP in 1997 in Poland [94,95].

The Impact of Water Hammer on Hydraulic Power Units  
Sorin-Ioan Lupa 1, Martin Gagnon 2, Sebastian Muntean  
1,3,\* and Georges Abdul-Nour 4, Energies Energies  
2022, 15, 1526. <https://doi.org/10.3390/en15041526>  
2022.

# Suppression et survitesse en rejet de charge, et dépression dans l'aspirateur

Exemple :



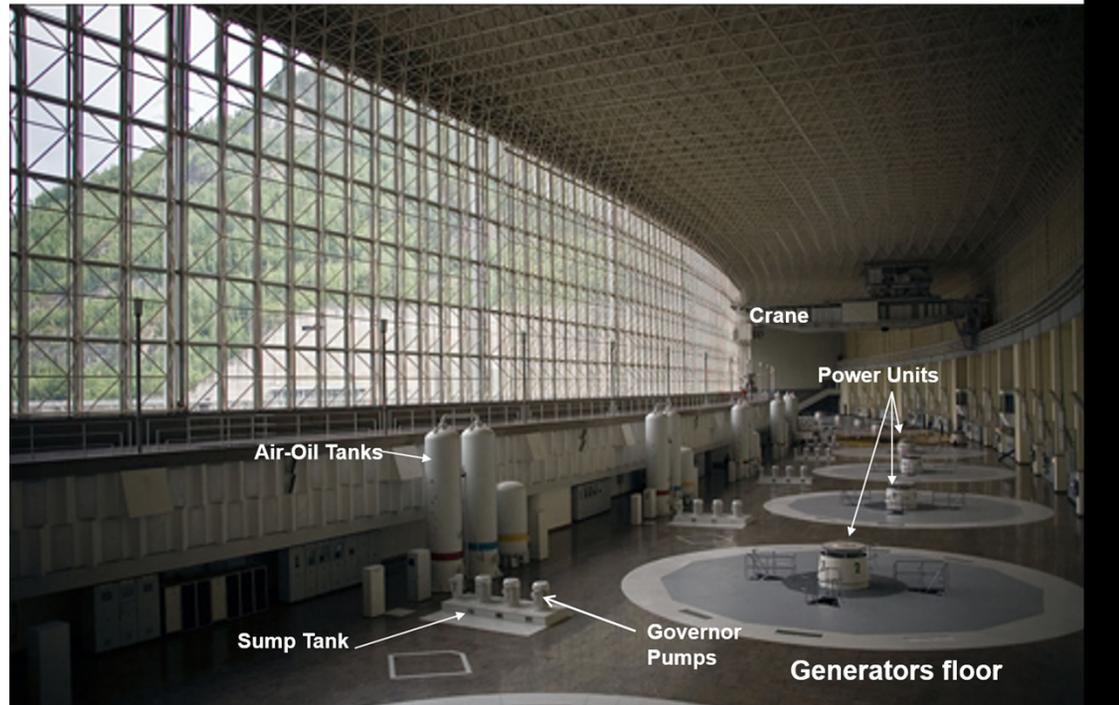
# Sayano-Shushenskaya (Russie)

Une combinaison de problème :  
transitoire + manque de maintenance

events according to the PSI classification. Sayano-Shushenskaya HPP is equipped with 10 Francis turbines of 650 MW under 194 m designed head making it the largest HPP in Russia and one of the largest in the world. As a result, hydro units no. 2, 7 and 9 were primary destroyed according to the first inspection performed at Sayano-Shushenskaya HPP [98]. It was found that the rupture of the cover attachment to turbine no. 2 has occurred as a result of stud metal fatigue [99]. The failure at Sayano-Shushenskaya HPP revealed a whole series of problems. The technical problems include: significant wear of basic hydropower equipment, lack of comprehensive monitor-ing of the technical condition, lack of automated systems and production safeguards for hydropower unit with respect to a number of important critical factors and vibrations that exceed an established threshold [100,101].

The probable cause of the accident at the Sayano-Shushenskaya HPP based on the examination of turbine No. 2 was the separation of the water column in the turbine draft tube during the load rejection. This transient regime was probably caused by turbine governors that had been sped up to an unsafe level in an attempt to improve frequency stability under changing electrical loads [97,102].

## Before the Accident



## After the Accident



Corrosion des  
boulons du  
couvercle  
supérieur

# Rehaussement du niveau du réservoir : impact sur la turbine

## Construction is underway

Construction for the Gross Reservoir Expansion Project started April 1, 2022. The project will raise the height of the dam by 131 feet, tripling the reservoir's capacity from approximately 42,000 acre-feet to 119,000 acre-feet.

When complete, the reservoir, located in western Boulder County, will be Denver Water's second-largest and will provide essential flexibility and resiliency to our customers in the face of increasing impacts from climate change.

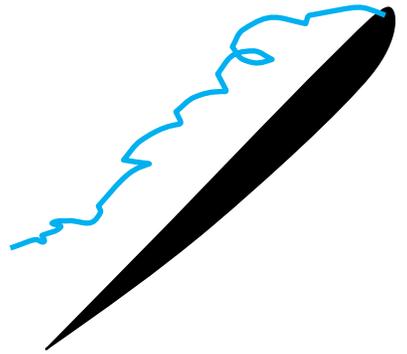


Impacts sur :

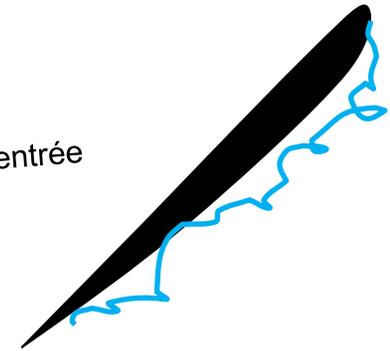
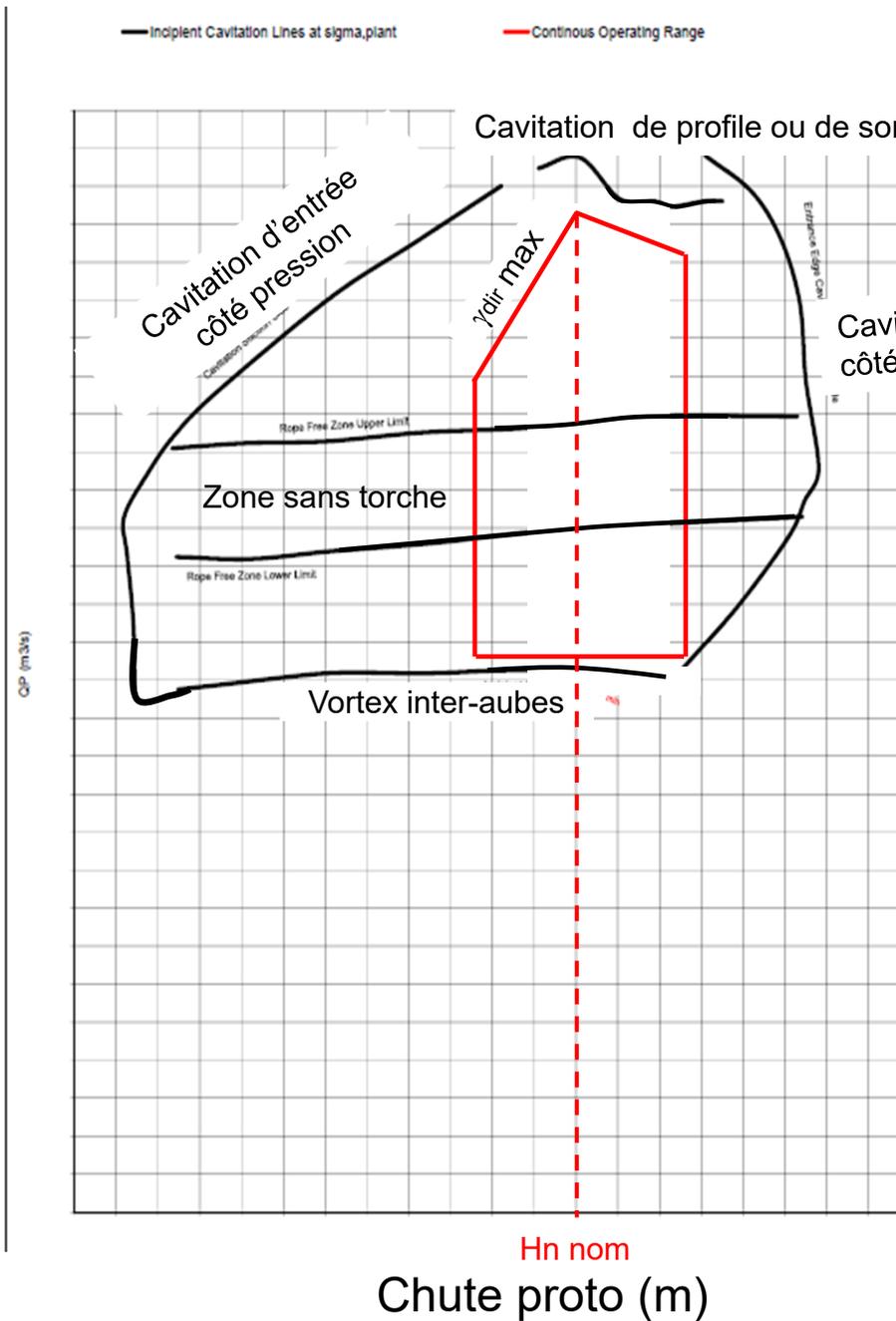
- Emballement (proportionnel à  $\sqrt{H}$ )
- Cavitation entrée extrados
- Transitoires

*It will take five years to finish the work to raise the height of Gross Dam. Photo credit: Denver Water.*

# Limites de la zone d'opération



Débit proto  
(m<sup>3</sup>/s)



# Rehaussement du niveau du réservoir : impact sur la turbine

## Construction is underway

Construction for the Gross Reservoir Expansion Project started April 1, 2022. The project will raise the height of the dam by 131 feet, tripling the reservoir's capacity from approximately 42,000 acre-feet to 119,000 acre-feet.

When complete, the reservoir, located in western Boulder County, will be Denver Water's second-largest and will provide essential flexibility and resiliency to our customers in the face of increasing impacts from climate change.



*It will take five years to finish the work to raise the height of Gross Dam. Photo credit: Denver Water.*

Solution retenue par l'Exploitant :

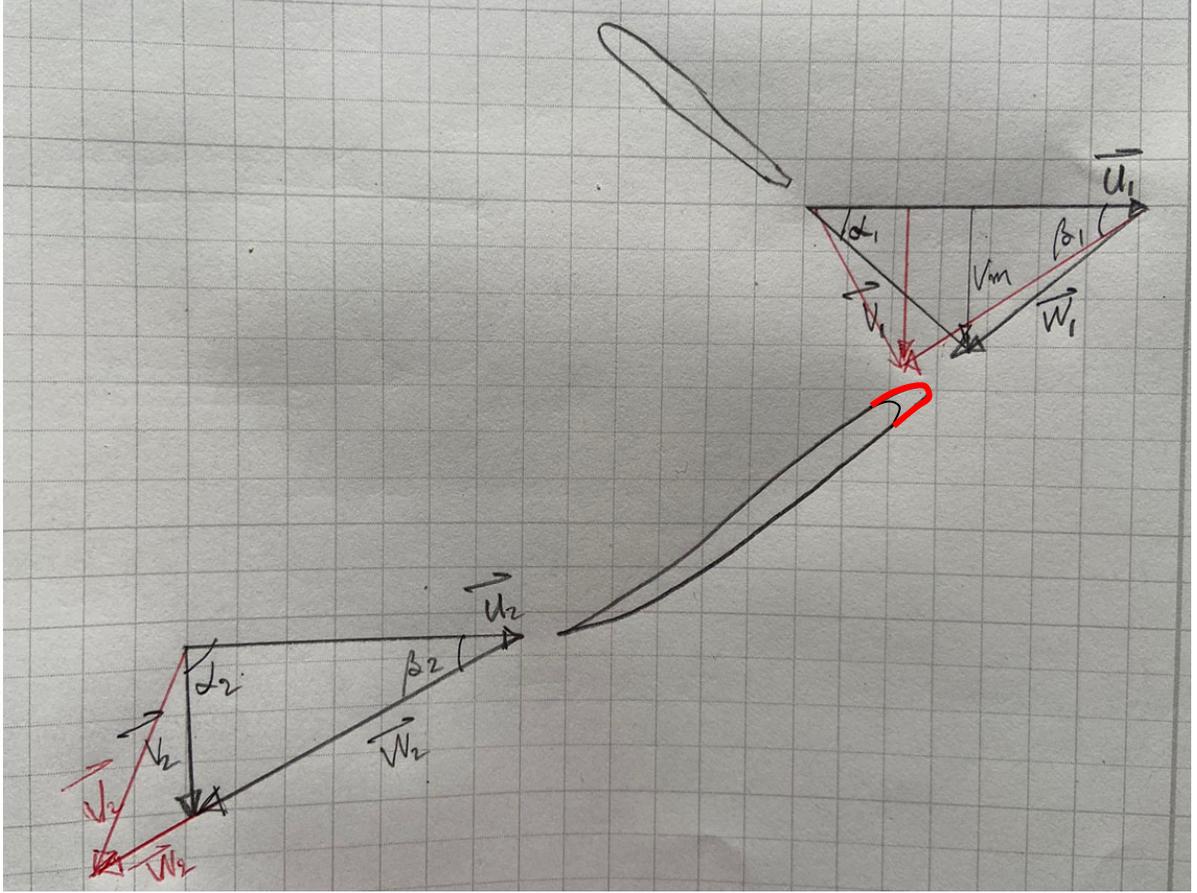
Ajouter perte de charge dans le milieu de la conduite forcée par l'ajout d'une valve.

Effet recherché par l'Exploitant: ne pas augmenter la chute nette vue par la turbine.

La valve doit ouvrir et fermer rapidement (même ordre de grandeur de vitesse que les directrices)

# Exemple : Problème de cavitation d'entrée

« Il est possible de corriger ce désalignement angulaire en ajoutant une modification à l'arête d'entrée des aubes de la roue. Cette modification, en plus de changer l'angle d'entrée de la roue, augmentera le rayon extérieur de celle-ci et conséquemment la vitesse tangentielle des aubes ( $U = \omega R$ ), de sorte que l'angle entre la roue et le vecteur vitesse  $W$  sera optimisé, ce qui minimisera la cavitation d'entrée »



	R1 = 2.9 m	R1 = 3.0 m
	$\beta_1$	$\beta_1$
BEP	45.7°	39.6°
high discharge	37.8°	33.9°
difference	7.9°	5.7°

Problème de béton qui bouge (Réaction alcali-granulat, communément appelé RAG)  
Affecte principalement les centrales des années 50).

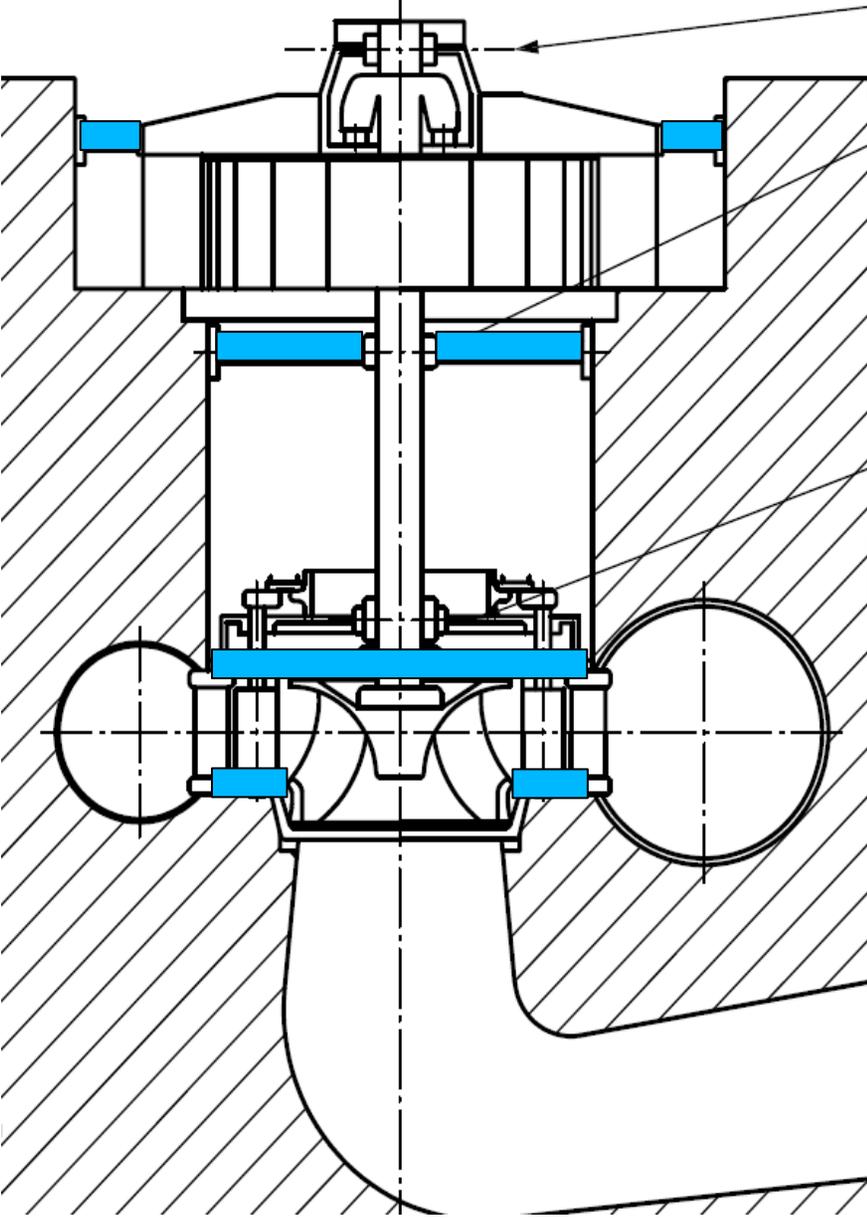
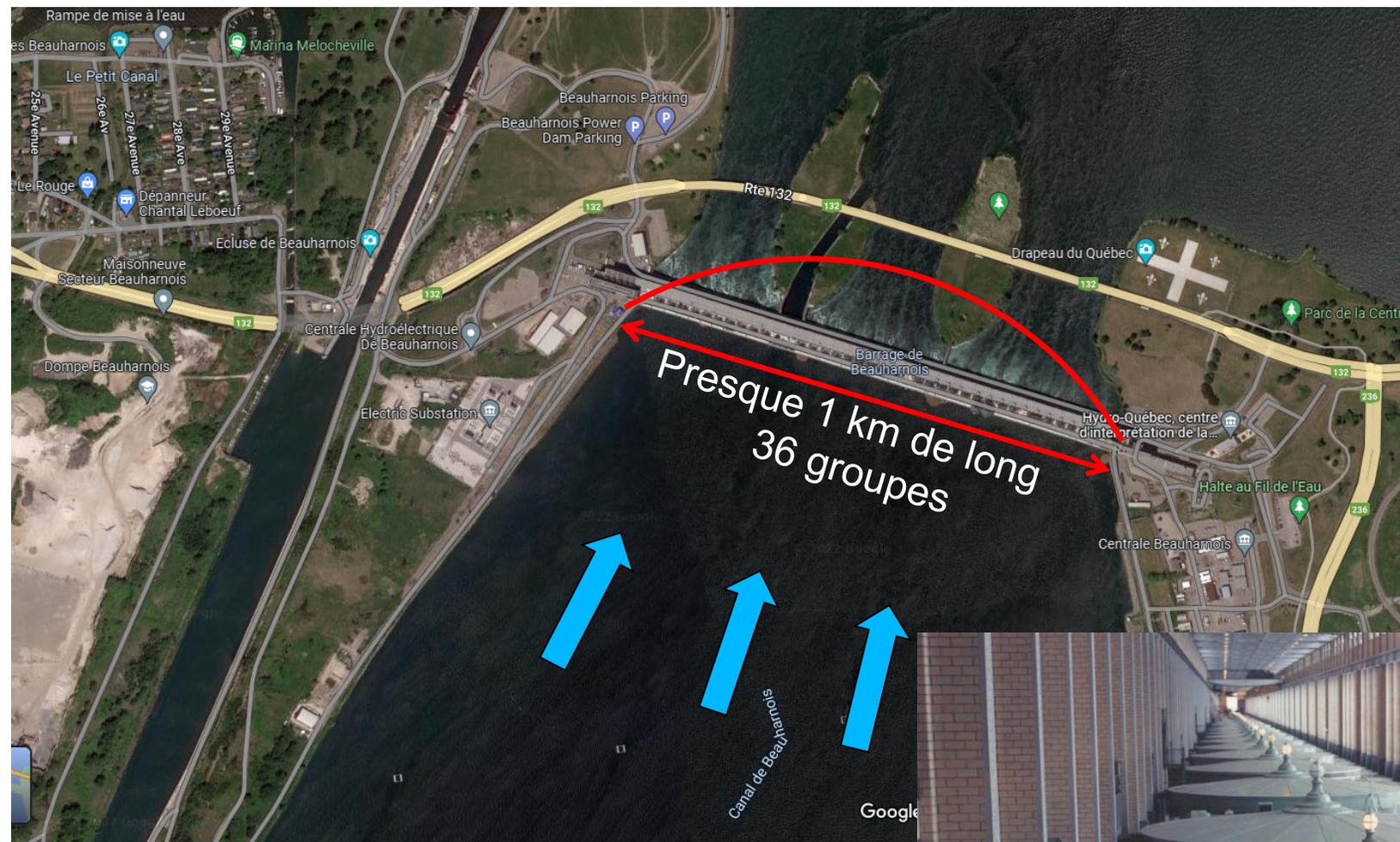


Image : CEI60041

# Beauharnois (Québec)

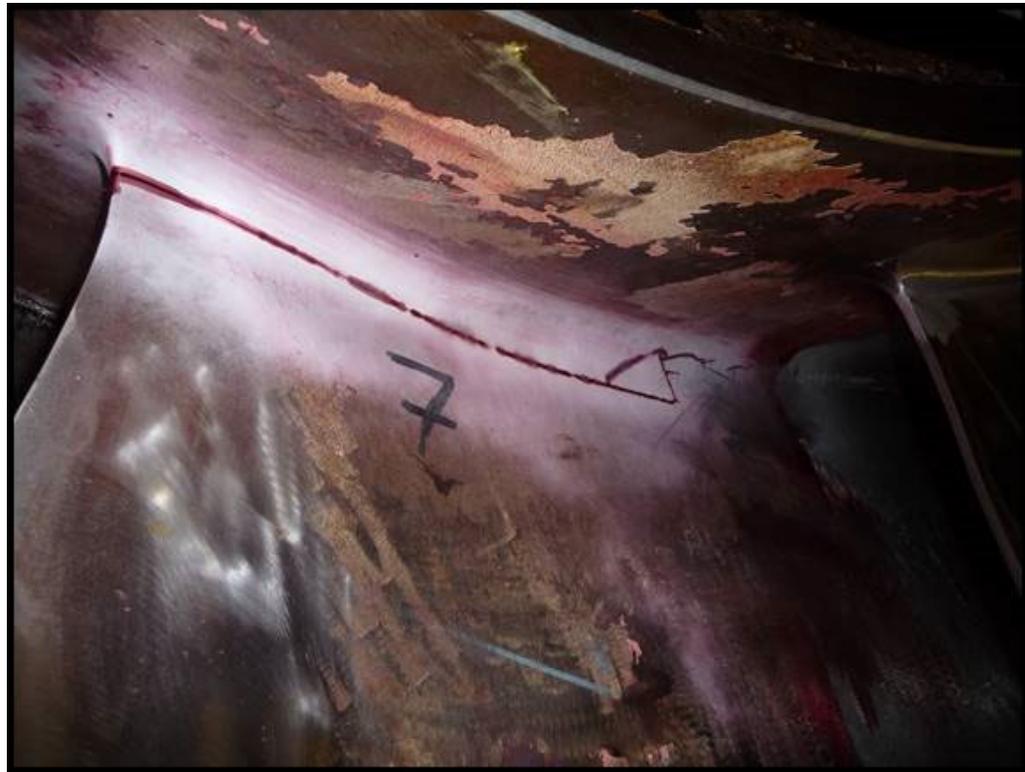


Déplacement du béton change (problème de ligne d'arbre) :

- avec les saisons
- en fonction de l'emplacement du grp sur le barrage

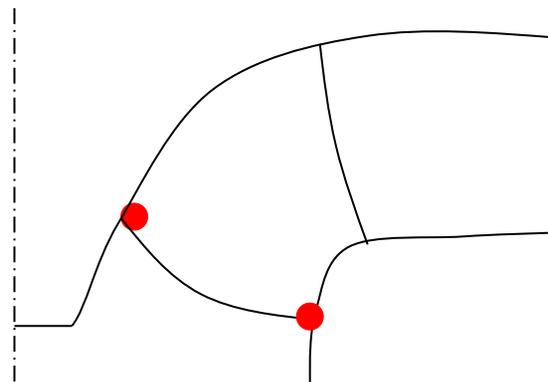


# Exemple de fissures sur une roue Francis

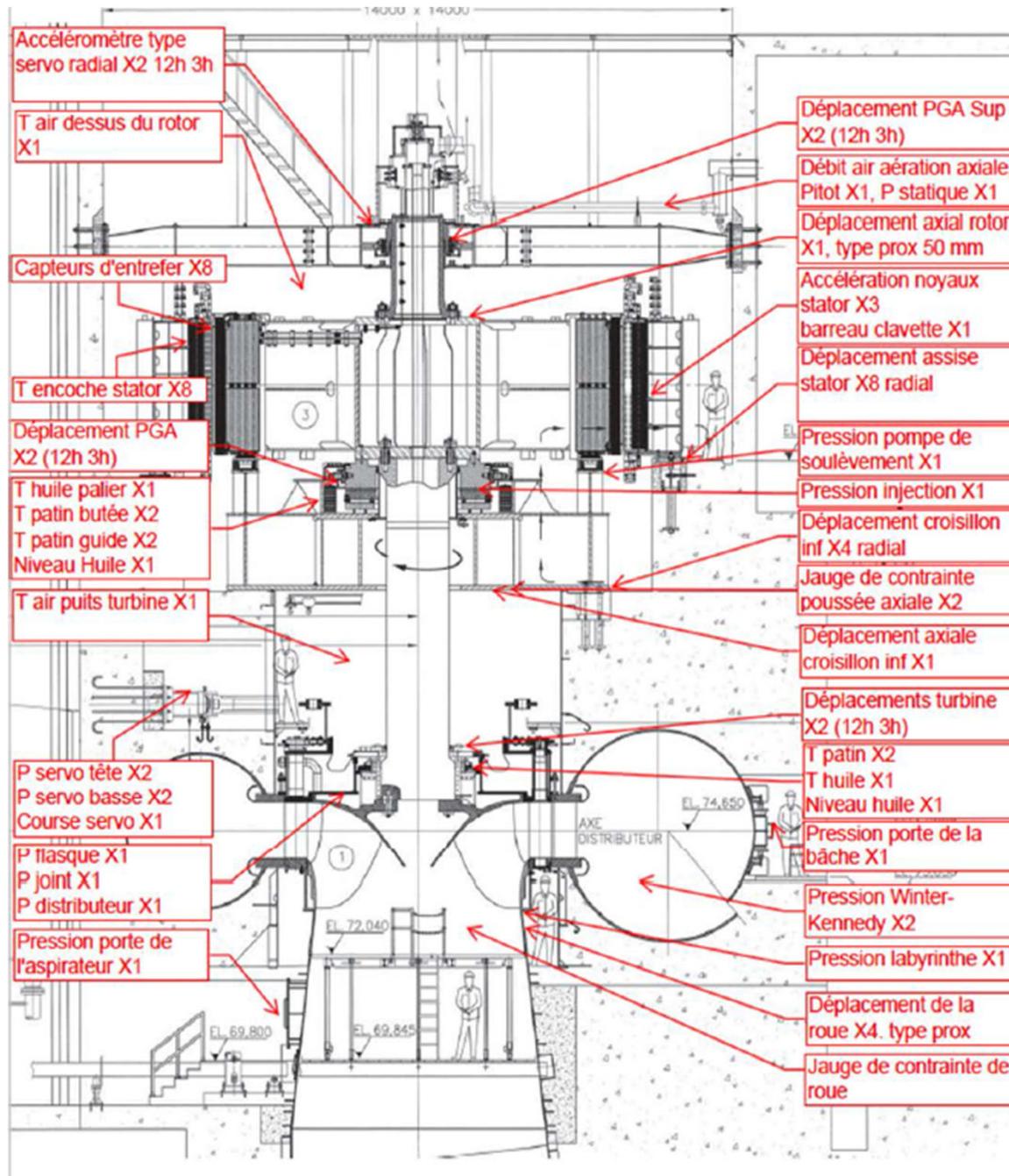


au plafond de la roue proche de la sortie

En sortie ceinture



Instrumentation : utile pour suivre l'évolution du groupe et éviter des accidents ... mais peut potentiellement aussi forcer des arrêts de groupes s'il y a des problèmes d'instrumentation.



À HQ, la 1<sup>re</sup> cause d'arrêt des groupes



# Exemple : Problème de mesure de la performance



Typiquement, l'incertitude du rendement mesuré

- sur prototype :  $\pm 2\%$
- sur modèle :  $\pm 0,2\%$

Ici beaucoup plus que cela car ne suit pas les prescriptions de normes reconnues.



Question : Feriez-vous un essai modèle pour la centrale hypothétique suivante ?  
Un essai modèle coûte ~ 2 M \$

Centrale ayant 8 groupes à  $P_{\max}/\text{grp} = 30 \text{ MW}$

Question : Feriez-vous un essai modèle pour la centrale hypothétique suivante ?

Un essai modèle coûte ~ 2 M \$

Centrale ayant 8 groupes à  $P_{\max}/\text{grp} = 30 \text{ MW}$

Disons  $P_{\text{moyen}} = 24 \text{ MW}$

2% = 0,48 MW

1 an = 8760 hrs

Disons 6000 hrs d'opération/an

→ 0,48 MW x 6000 hrs = 2880 MWh/an

→ À 50\$ / MWh → 2880 MWh/an x 50\$ /MWh = 144,000\$/an par groupe

→ 1,15 M \$/an si les 8 groupes sont pareils, si on se trompe de 2% sur proto

→ ~0,12 M\$/an si on se trompe de 0,2% sur modèle.

→ Différence d'environ 1 M \$/an entre faire un essai modèle ou ne pas en faire un.

Ainsi, en 2 ans, si on se trompe de 2% dans la mesure prototype du rendement, cela revient au coût de l'essai modèle (en considérant les 8 groupes).

Certains exploitants vont aller de l'avant avec un essai modèle.

D'autres non et vont considérer l'essai prototype du 1<sup>er</sup> groupe comme un « test » pour le turbinier.

### 3. Les essais sur modèle et les essais de réception mécanique sur prototype

Normes internationales les plus utilisées pour l'essai modèle :

[CEI 60193](#)

La plus utilisée

CEI 62097

Pas tellement utilisée en Amérique, davantage en Europe

Le développement hydraulique contractuel dure généralement entre 6 mois et 2 ans

Permet d'établir les performances de la machine modèle

- Rendement
- Poussée axiale
- Stabilité
- Emballement
- Cavitation
- Couples de manœuvre (directrices, pales)
- Transitoires (calculs 1D)

Transposition au prototype des performances du modèle

Question : Pourquoi fait-on une transposition du rendement du modèle au prototype?

Question : Pourquoi fait-on une transposition du rendement du modèle au prototype?

Réponse : À cause du nb de Reynolds : Au proto le Reynolds est plus important et les pertes de frottement sont plus faibles. Le rendement proto est donc plus élevé que le rendement modèle.

Formules de transposition (contractuel) :

- CEI 60193 (formule la plus utilisée actuellement)
- CEI 62097 (Le step-up le moins important)
- Hutton
- Ackeret
- Médici
- Moody (constant pour toutes les chutes. Encore utilisée par l'Exploitant le plus important des USA)

RENDEMENT SUR MODÈLE	0,80	0,85	0,90
Rendements industriels d'après la formule de :			
MOODY 1939 $[(\delta/\delta')=0,527]$ . . . . .	0,894	0,920	0,947
MOODY modifiée $[(\delta/\delta')=0,598]$ . . . . .	0,880	0,910	0,940
MEDICI avec $k=0,85$ $[(\delta/\delta')=0,563]$ . . . . .	0,887	0,915	0,943
ACKERET $[(\delta/\delta')=0,775]$ . . . . .	0,845	0,884	0,922
HUTTON $[(\delta/\delta')=0,602; 0,618; 0,681]$ . . . . .	0,879	0,907	0,931

Transposition des rendement,  
Turbines et pompes hydrauliques, R.  
Vazeille, compte-rendu des cinquièmes  
journées de l'hydraulique, Aix-en-  
Provence, 26, 27 et 28 juin 1958.  
Tome 1, 1959.

Question :

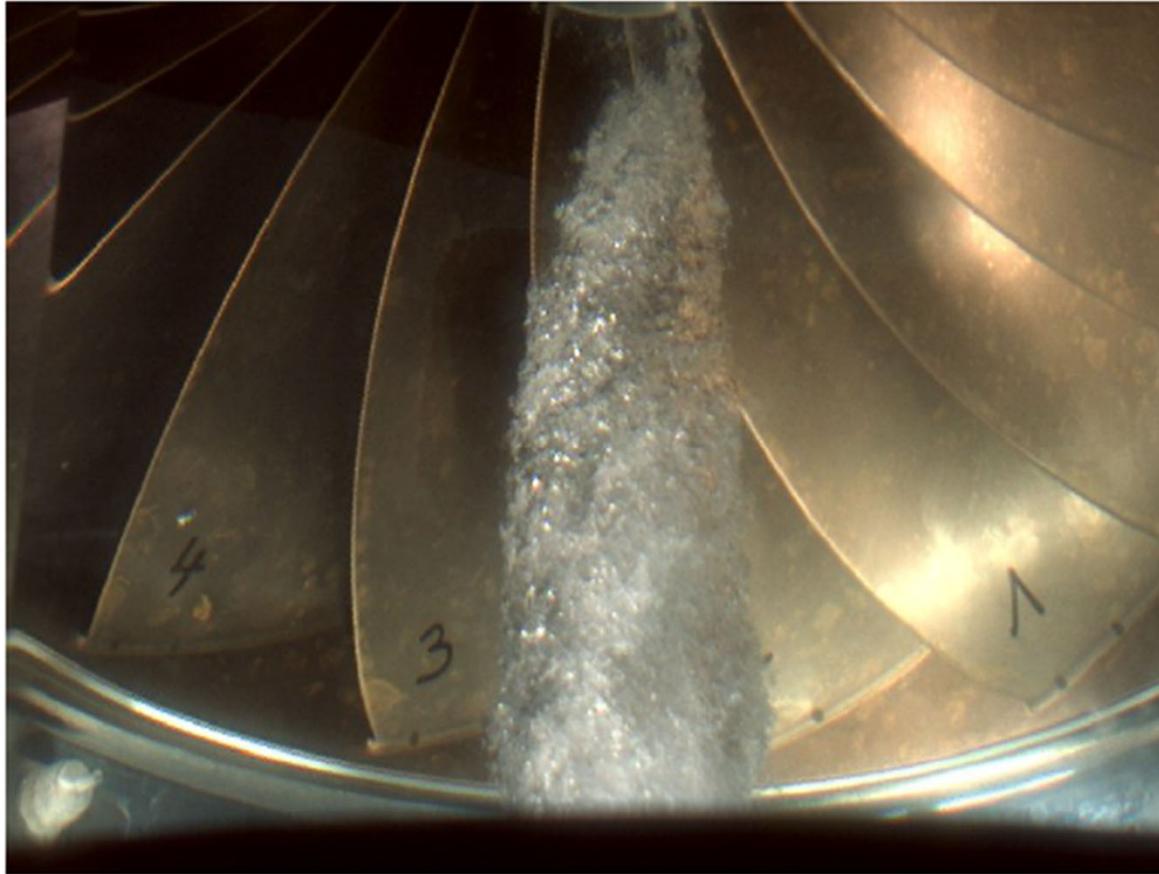
Pour une roue, comment appelle-t-on la vitesse de rotation lorsque les directrices sont ouvertes, la conduite en pression et qu'il n'y a pas de charge (machine non reliée au réseau)?

Question :

Pour une roue, comment appelle-t-on la vitesse de rotation lorsque les directrices sont ouvertes, la conduite en pression et qu'il n'y a pas de charge (machine non reliée au réseau)?

Réponse: Vitesse d'emballement

# Observations de cavitation sur modèle



# Colline de rendement

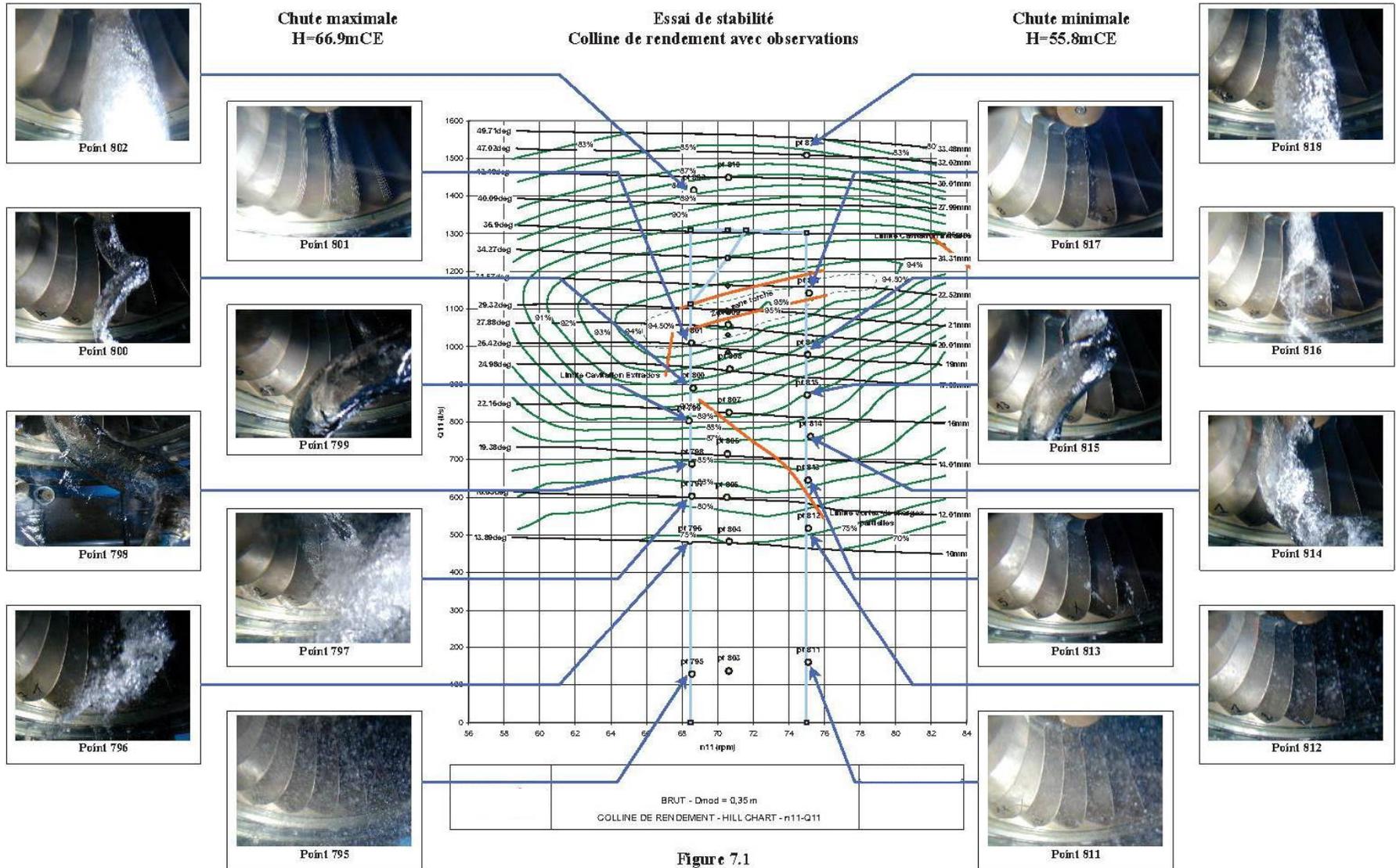
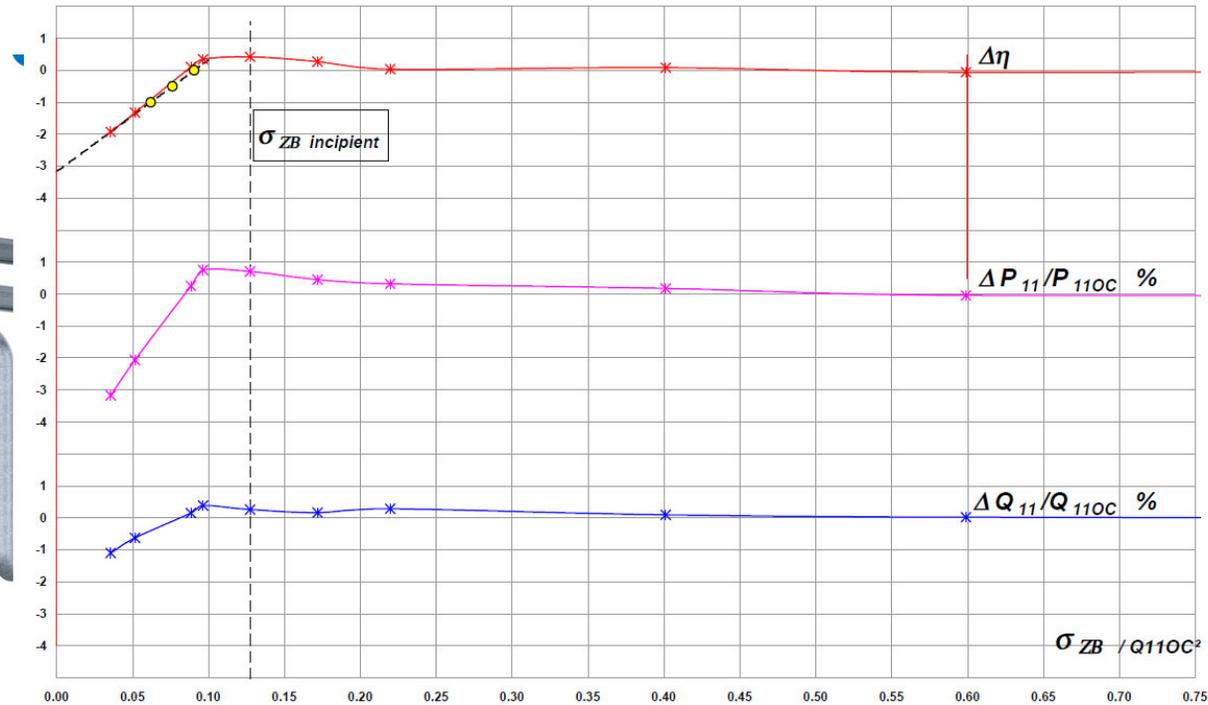


Figure 7.1

# Essai de cavitation sur modèle



<https://www.andritz.com/hydro-en/hydronews/hn34/technology>

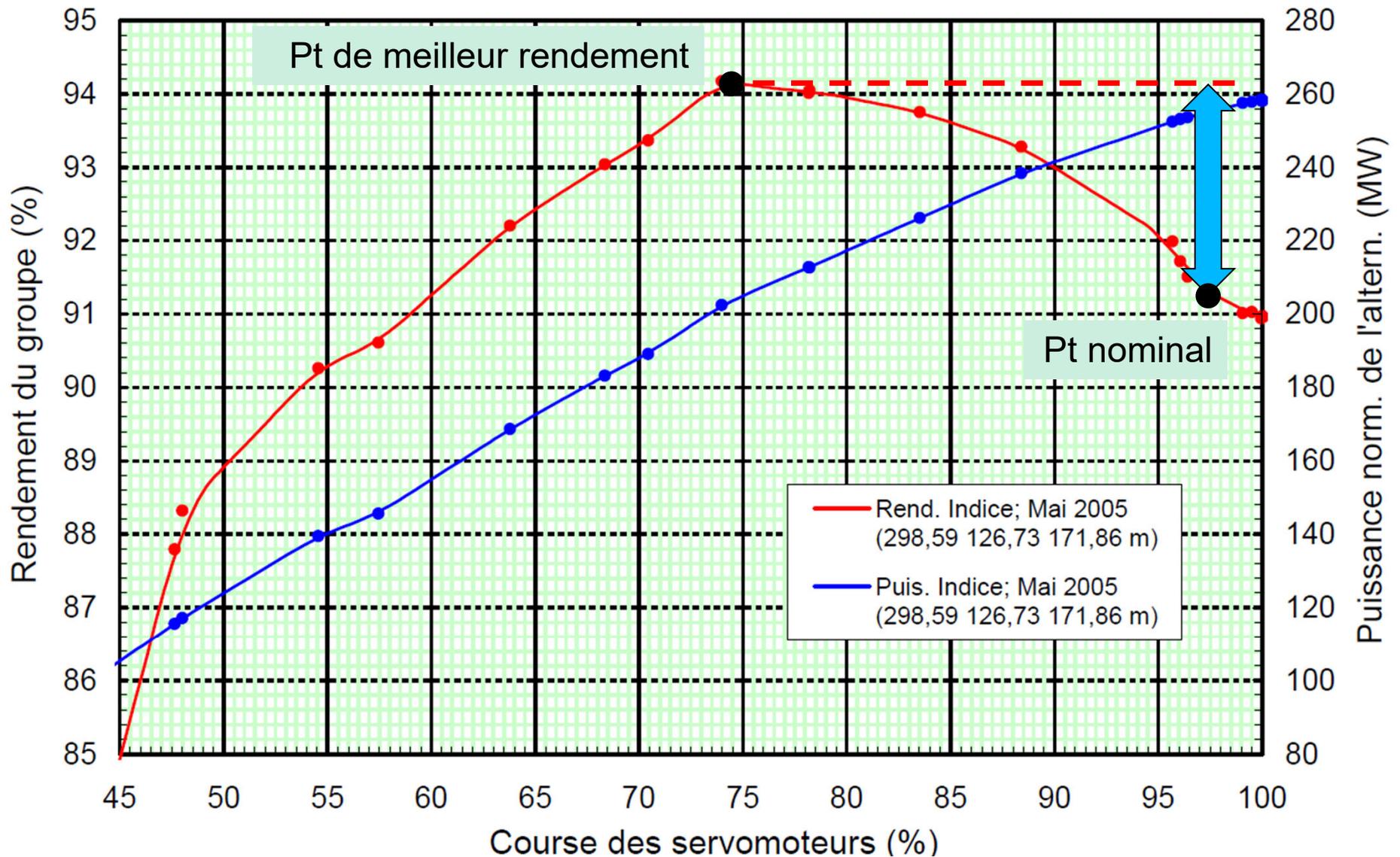


La pression d'air est augmentée dans la cuve aval du modèle pour simuler différents niveaux aval sur le prototype.

Sur proto :

$$\sigma_{ref} = \frac{NPSH}{H} = \frac{(P_{atm} - P_v)}{\rho g} + Z_{aval} - Z_{ref} + \frac{V_{aspi}^2}{2g}$$

# Différence de rendement entre optimal et nominal : de 1 à 6% typiquement



# Norme CEI des essais sur prototype

- ASME PTC-18 (rendement)
- [CEI 60041](#) (rendement)
- [CEI 60609](#) (cavitation)
- CEI 63111 (transitoire)

NORME  
INTERNATIONALE  
INTERNATIONAL  
STANDARD

**CEI  
IEC  
41**

Troisième édition  
Third edition  
1991-11

$$P = \rho g H Q \eta$$

---

**Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques**

**Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines**

# Les essais de réception mécanique

- Mise en contexte de l'essai contractuel **de rendement** (*Extrait de la norme CEI*)
- *Mesures évidentes : Puissance aux bornes de l'alternateur, chute brute (i.e Z amont – Z aval)*
- *Quantités dérivées : puissance turbine, chute **nette***
- *La chute nette est inférieure à la chute brute : dépend du débit, des limites physiques du contrat de turbine, (i.e. Pertes de charges de la conduite et de la vanne de garde incluses ou non)*

# Table des matières CEI 60041

## SECTION UN – RÈGLES GÉNÉRALES

Articles		
1.	Domaine d'application et objet	12
1.1	Domaine d'application	12
1.2	Objet	12
1.3	Types de machines	12
1.4	Référence à des normes CEI et ISO	14
1.5	Sujets exclus	14
2.	Terminologie, définitions, symboles et unités	14
2.1	Généralités	14
2.2	Unités	14
2.3	Liste des termes, définitions, symboles et unités	14
3.	Nature et étendue des garanties de performances hydrauliques	50
3.1	Généralités	50
3.2	Garanties principales	50
3.3	Autres garanties	54
4.	Organisation de l'essai	58
4.1	Dispositions à prévoir pour l'essai	58
4.2	Autorité pour l'essai	58
4.3	Personnel	58
4.4	Préparation de l'essai	58
4.5	Accord sur le programme d'essai	60
4.6	Appareils de mesure	62
4.7	Relevés	62
4.8	Inspection après l'essai	64
4.9	Rapport final	66

## SECTION DEUX – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES PERFORMANCES DE LA MACHINE EN RÉGIME PERMANENT

5.	Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir	70
5.1	Modalités générales d'exécution de l'essai	70
5.2	Conditions à remplir pour l'essai	76
6.	Calcul et analyse des résultats	80
6.1	Calcul des résultats d'essai	80
6.2	Incertitudes de mesure et présentation des résultats	86
6.3	Comparaison avec les garanties	92

## SECTION TROIS – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES DE LA MACHINE EN RÉGIME TRANSITOIRE

7.	Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir	108
7.1	Conditions d'essai	108
7.2	Modalités d'exécution de l'essai et instrumentation	110

Articles		Pages
8.	Calcul et analyse des résultats	110
8.1	Transposition des résultats	110
8.2	Comparaison avec les garanties	112

## SECTION QUATRE – MÉTHODES DE MESURAGE

9.	Introduction	114
9.1	Rendement	114
9.2	Puissance hydraulique	114
9.3	Puissance mécanique	118
10.	<u>Débit</u>	118
10.1	Généralités	118
10.2	Jaugeage aux moulinets	122
10.3	Tubes de Pitot	144
10.4	Méthode pression-temps	146
10.5	Méthodes par traceur	162
10.6	Déversoirs	166
10.7	Appareils déprimogènes normalisés	178
10.8	Méthode volumétrique	180
11.	<u>Energie hydraulique massique de la machine</u>	186
11.1	Généralités	186
11.2	Détermination de l'énergie hydraulique massique	188
11.3	Détermination de l'énergie massique nette d'aspiration	212
11.4	Mesurage de la pression	216
11.5	Mesurage du niveau libre	240
11.6	Incertitude de mesure	250
12.	<u>Puissance</u>	252
12.1	Méthode indirecte de mesurage de la puissance	252
12.2	Méthode directe de mesurage de la puissance	282
12.3	Portes dans les paliers	284
13.	<u>Vitesse de rotation</u>	290
13.1	Généralités	290
13.2	Mesurage de la vitesse dans la détermination directe de la puissance	290
13.3	Mesurage de la vitesse dans la détermination indirecte de la puissance	290
13.4	Incertitude de mesure	290
14.	Méthode thermodynamique de mesurage du rendement	292
14.1	Généralités	292
14.2	Rendement et énergie mécanique massique	292
14.3	Méthodes de mesurage de l'énergie mécanique massique	294
14.4	Appareillage	304
14.5	Conditions à remplir pour les essais	308
14.6	Corrections	312
14.7	Incertitude de mesure	318

Articles	Pages
15. Essais indiciels . . . . .	320
15.1 Généralités . . . . .	320
15.2 Mesurage relatif du débit . . . . .	322
15.3 Mesurage des autres grandeurs . . . . .	330
15.4 Calcul des résultats . . . . .	330
15.5 Incertitude de mesure . . . . .	332
ANNEXE A – Incertitudes systématiques sur les mesures de performances en régime permanent . . . . .	336
ANNEXE B – Elimination des résultats aberrants . . . . .	352
ANNEXE C – Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai dans des conditions de fonctionnement constantes . . . . .	354
ANNEXE D – Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai couvrant une gamme de conditions de fonctionnement . . . . .	362
ANNEXE E – Données physiques . . . . .	368
ANNEXE F – Établissement de l'équation définissant l'énergie hydraulique massique de la machine . . . . .	390
ANNEXE G – Mesurage de la puissance électrique – Détermination de la correction pour un système de mesure monophasé . . . . .	394
ANNEXE H – Méthode thermodynamique – Exemples de bilan des puissances et de calcul de l'énergie mécanique massique . . . . .	398
ANNEXE J – Méthode acoustique de mesurage du débit . . . . .	404

# Les essais de réception mécanique : La difficile mesure du débit :

- *Moulinets*

*(Petites hélices insérées dans les rainures de vanne amont. Surtout machines axiales)*

- *Méthode de Gibson (pression-temps)*

*Nécessite la mesure de la pression à 2 plans dans la conduite. Surtout Francis*

- *Tubes de Pitot*

- *Par traceur*

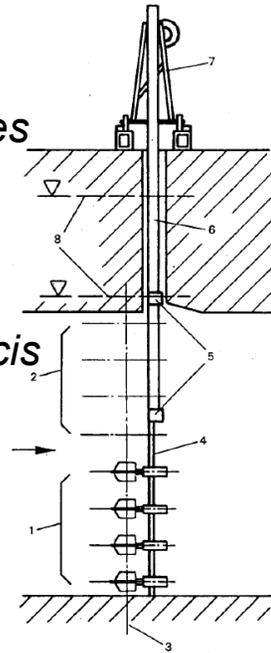
- *Déversoirs*

- *Ultrasons*

- *Thermodynamique*

*(mesure la très faible différence de température de l'eau avant et après la turbine. Surtout utilisée pour les Pelton)*

- *Winter-Kennedy (mesure relative)*



# Méthode de Gibson pour la mesure du débit



Requis :  
2 sections de mesure pour la pression

# Méthode de Gibson : 2 plans de mesure : basé sur l'équation d'Euler : variation de la quantité de mouvement

Dans un fluide sans frottement s'écoulant dans une conduite de section transversale constante  $A$ , une variation de vitesse  $dv/dt$  d'une masse de fluide  $\rho LA$  provoque une différence de pression  $\Delta p$  entre les sections transversales amont (indice u) et aval (indice d) du tronçon considéré de longueur  $L$ :

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = -A\Delta p \quad \text{avec} \quad \Delta p = p_d - p_u$$

Si on appelle  $t$  la durée pendant laquelle la vitesse change et  $\xi$  la perte de pression due au frottement entre les deux sections, on obtient:

$$A \int_0^t dv = -\frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt$$

Le débit  $Q$  avant que la vanne commence à se fermer est alors donné par:

$$Q = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + Av_t$$

# Graphique temporel de pression pour méthode de Gibson

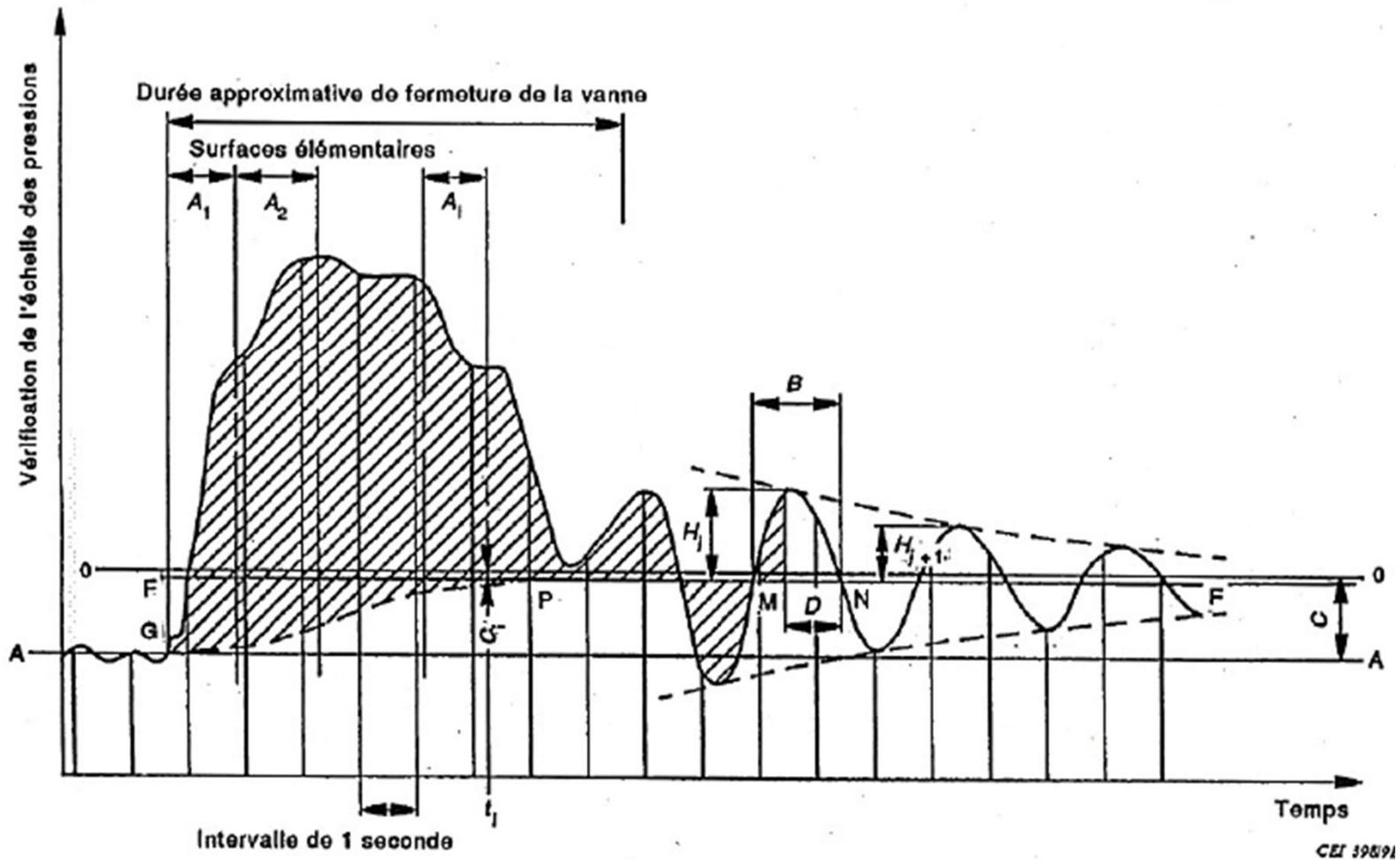


Figure 29 – Exemple de diagramme pression-temps (Méthode du diagramme différentiel avec emploi de l'appareillage Gibson)

## 5. Le rôle croissant de l'analyse numérique de mécanique des fluides (CFD)

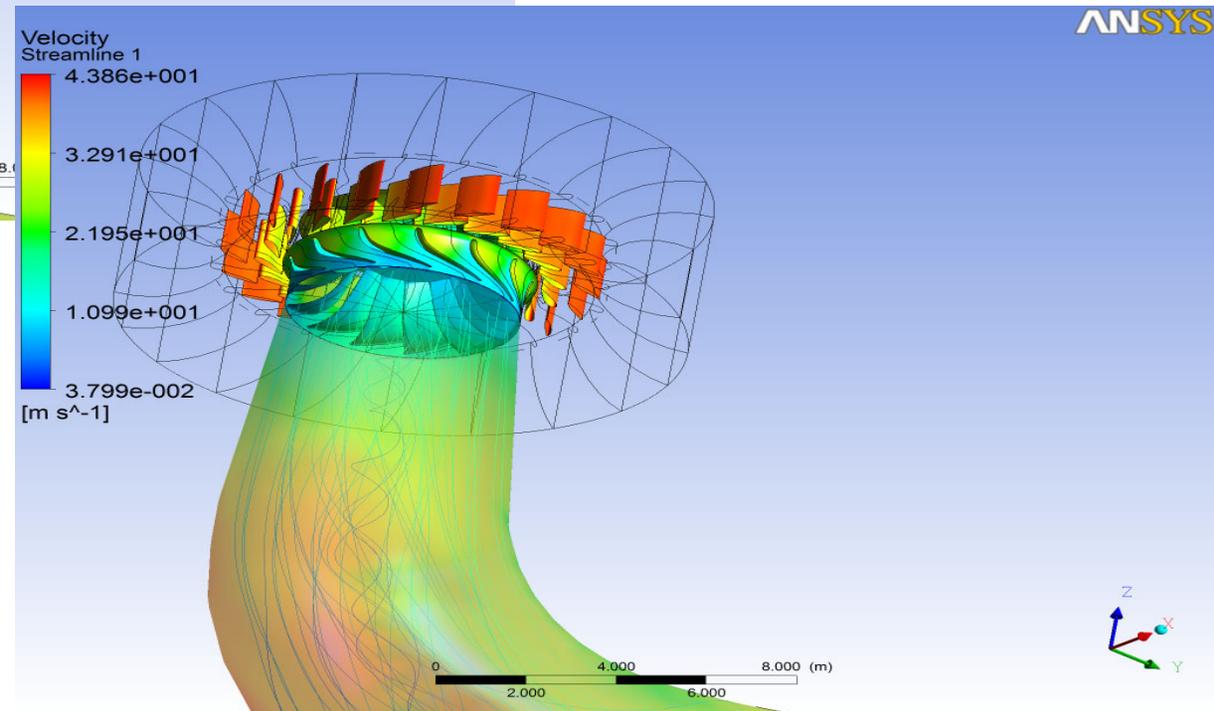
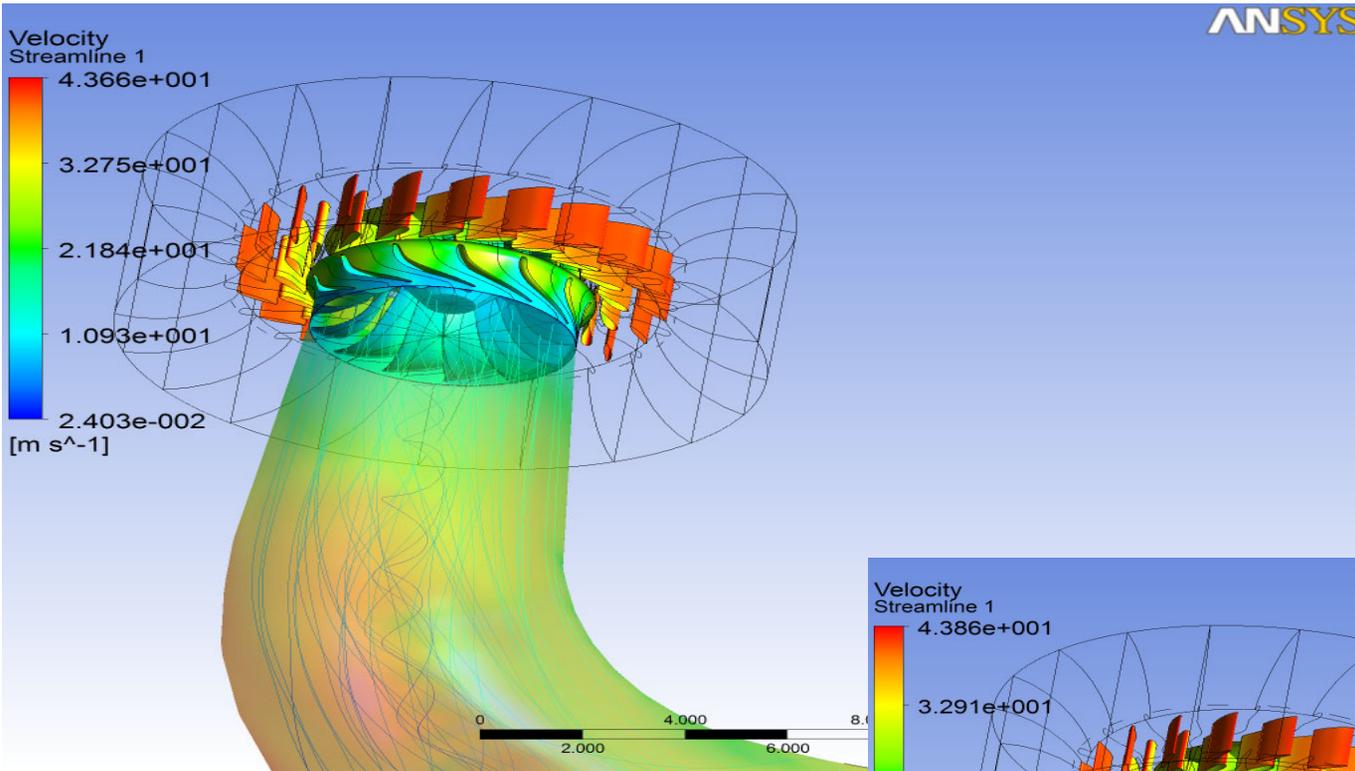
# Le rôle croissant de l'analyse numérique des fluides (CFD)

- Rôle majeur en conception:
- Parfois remplace les essais sur modèle (moindre coût) pour la prédiction du rendement et autres phénomènes
  - Rendement ok
  - Poussée axiale ok, mais mieux l'essai modèle
  - Stabilité c'est mieux l'essai modèle
  - Emballement non, c'est mieux essai modèle
  - Cavitation +/- ok
  - Couples de manœuvre (directrices, pales) ok
  - Transitoires ni l'un ni l'autre

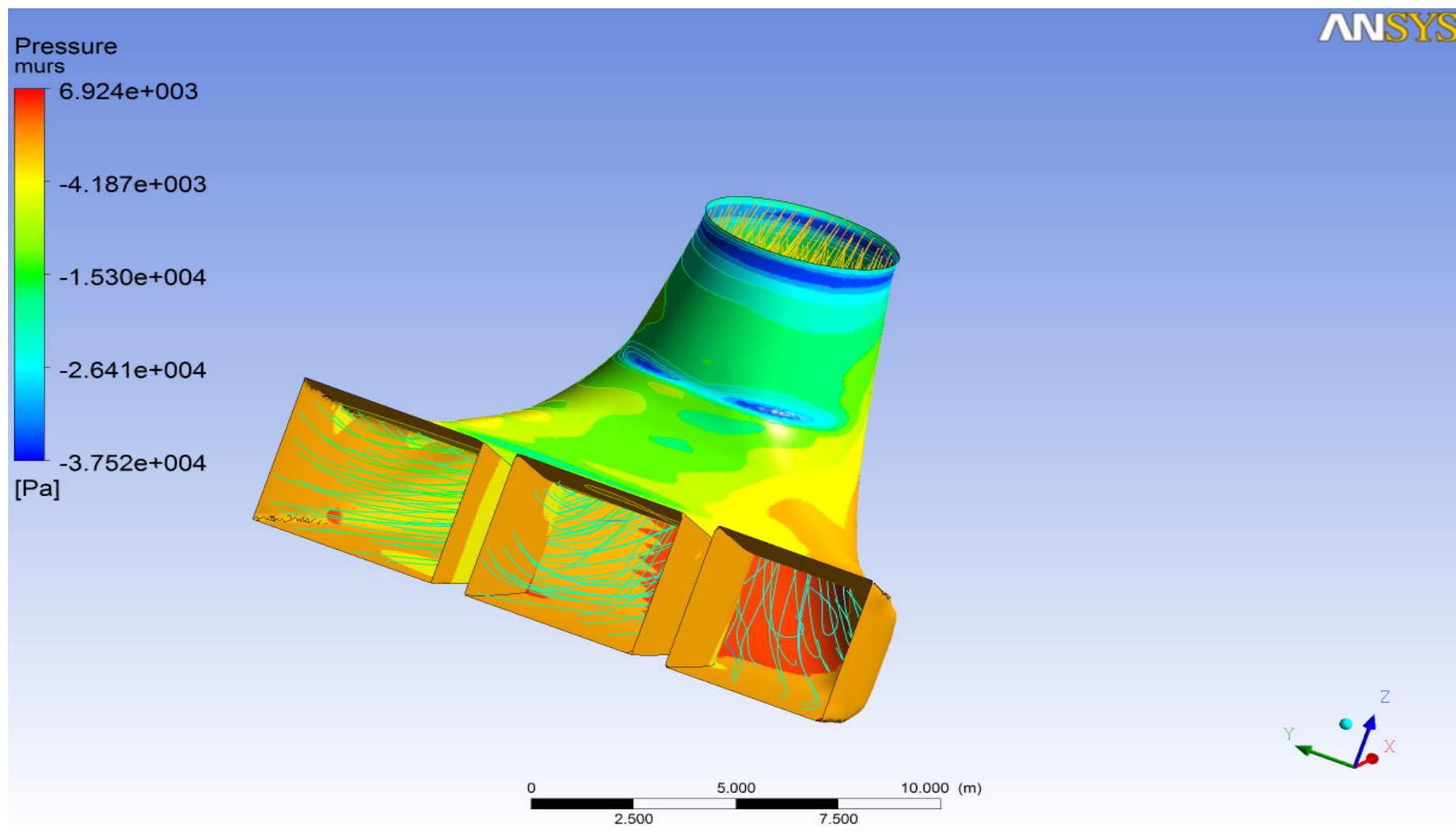
# Le rôle croissant de l'analyse numérique des fluides (CFD) : étapes

- Modèle géométrique du domaine de calcul (CATIA, Pro-Engineer, SolidWorks, etc)
- Pré-process
  - Maillage
- Résolution
  - Écoulement fluide parfait (non-visqueux, non turbulent)
  - Résolution des équations de Navier-Stokes
  - Modèles de turbulences
  - Introduction graduelle d'options : écoulement bi-phasiques, simulation de cavitation, équation de l'énergie, transfert de chaleur...
  - Codes commerciaux : ANSYS, NUMECA
  - Logiciels libres (OpenFoam), codes maison
- Post-process

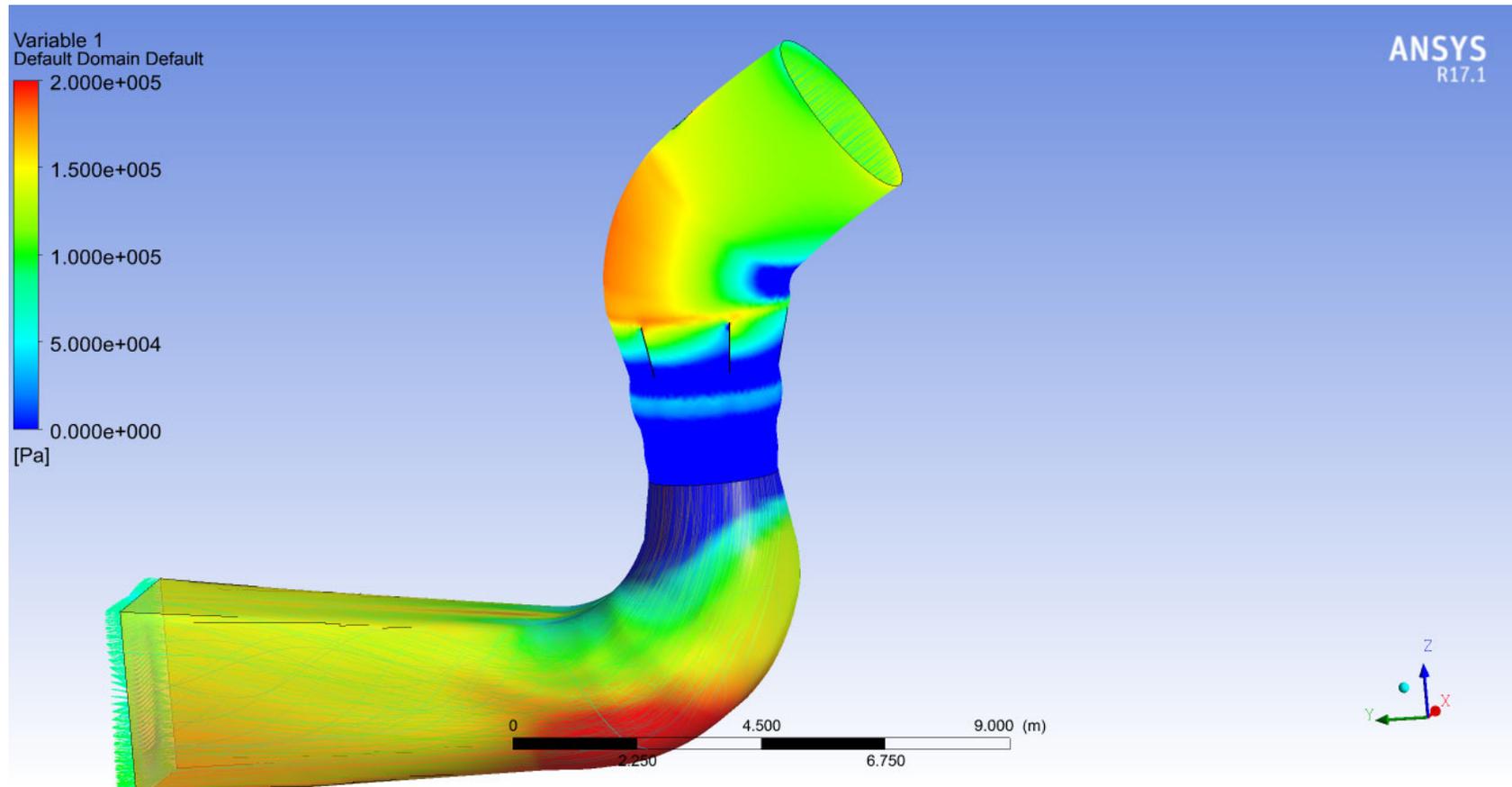
# CFD : effet de la perte d'un cône de roue sur le rendement



# CFD : écoulement dans l'aspirateur

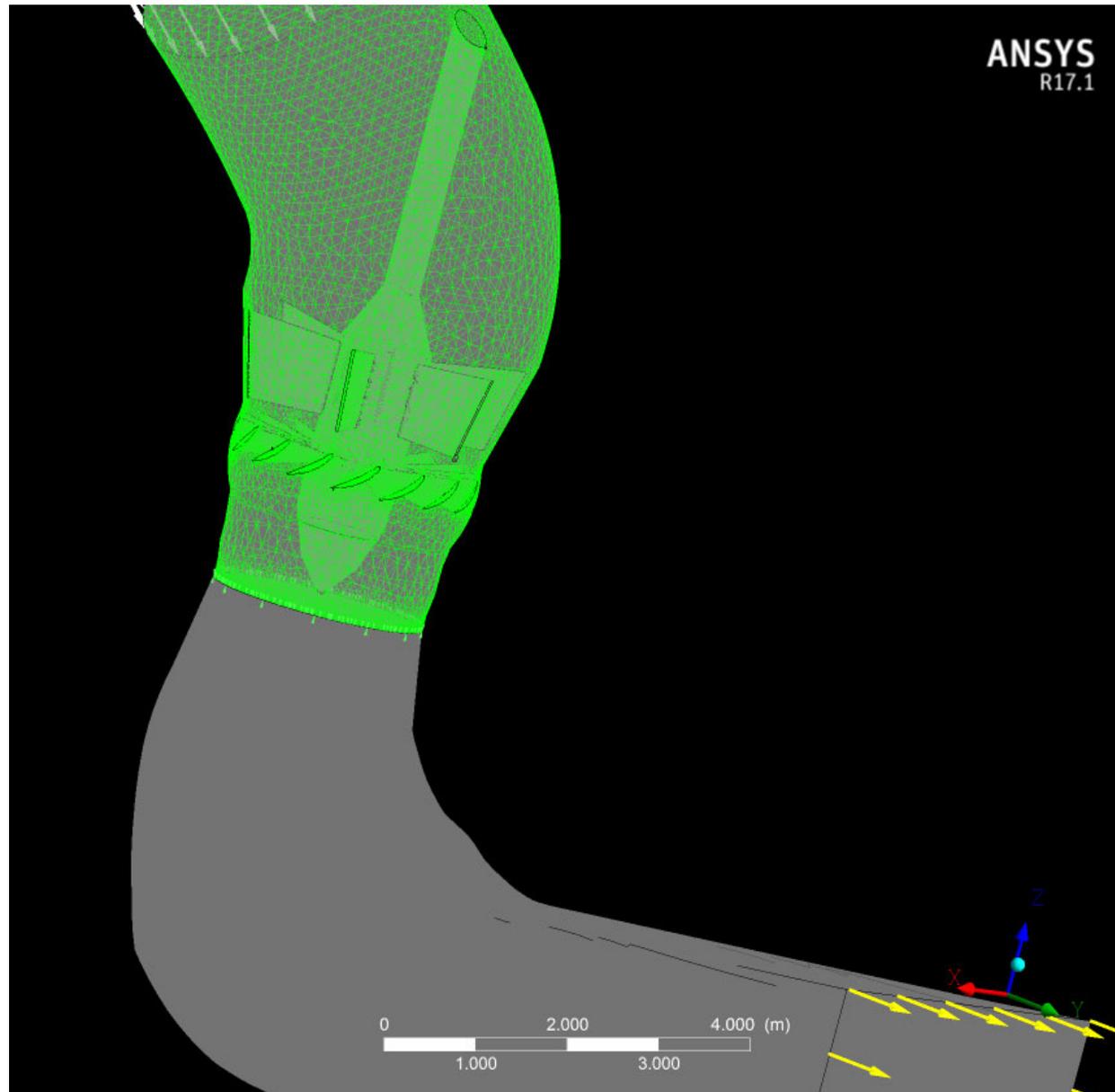


# CFD : conversion d'un groupe Saxo en conduite d'évacuation : aucune pale, aucune directrice : prédiction d'une zone de pression sous-atmosphérique

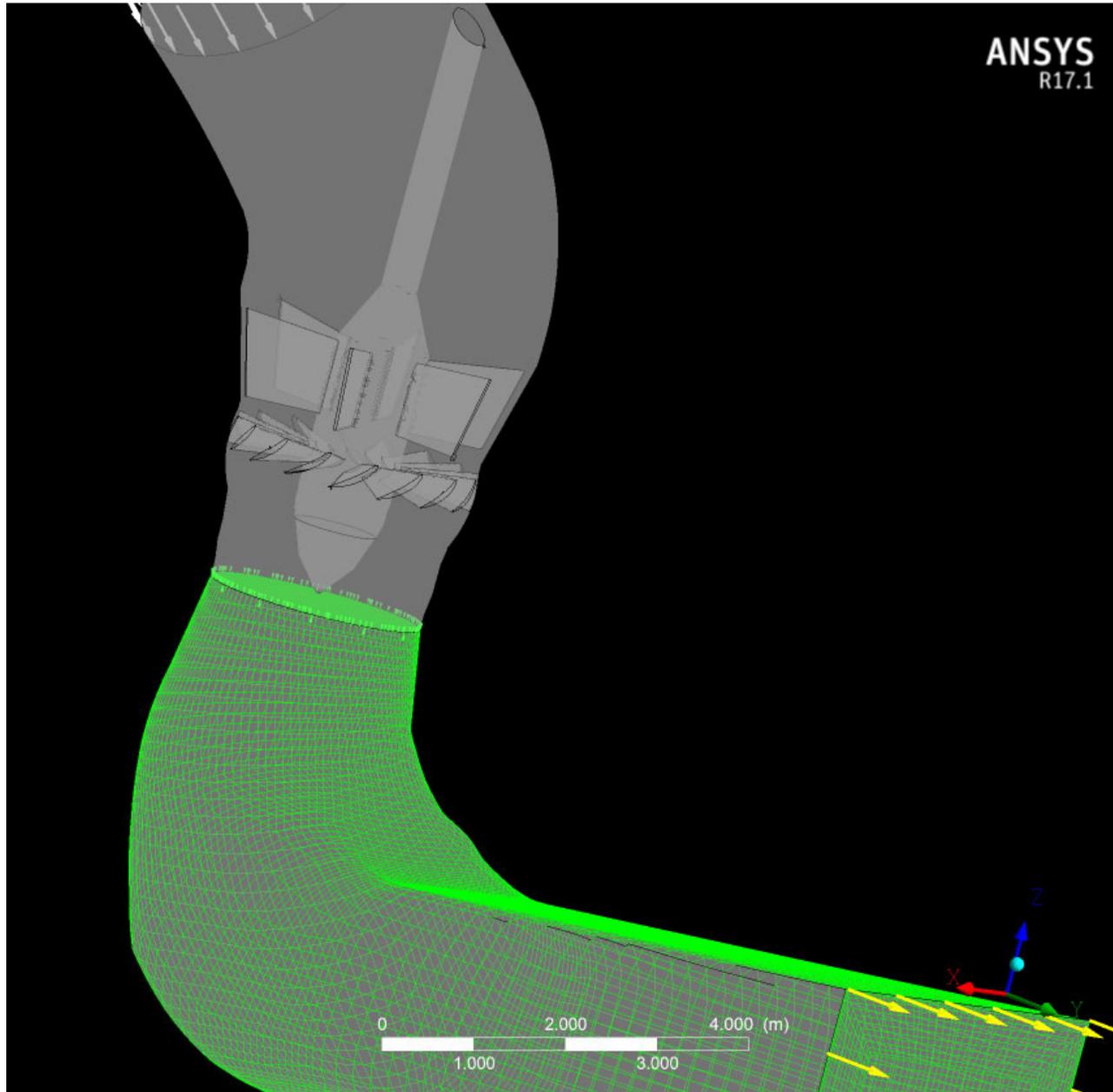


Il y avait une problématique pour faire passer l'eau à l'aval du barrage (travaux civil sur le barrage). Le groupe (sans roue) servait de déchargeur.

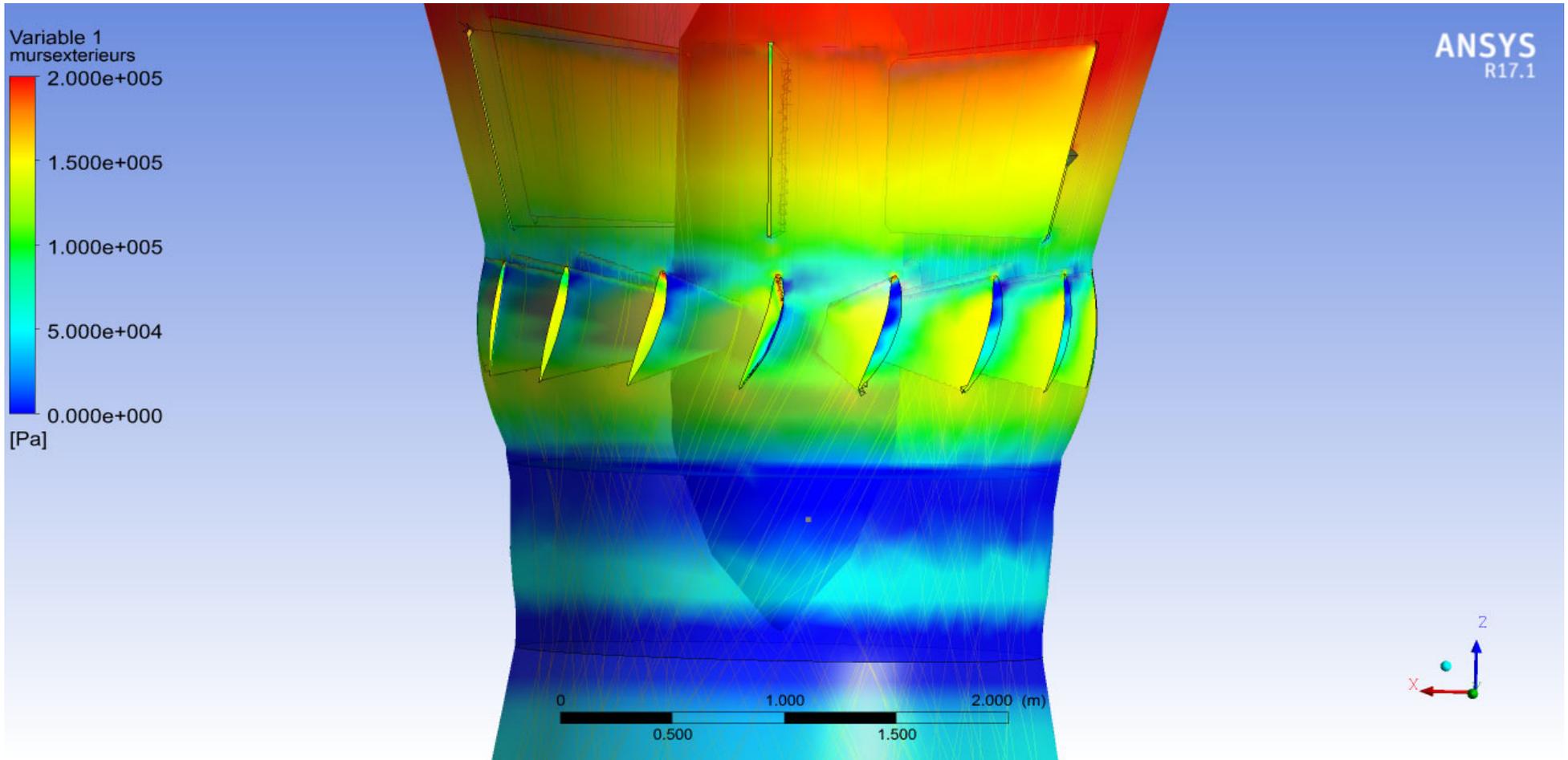
# CFD : maillage tétraédrique pour la conduite et le distributeur



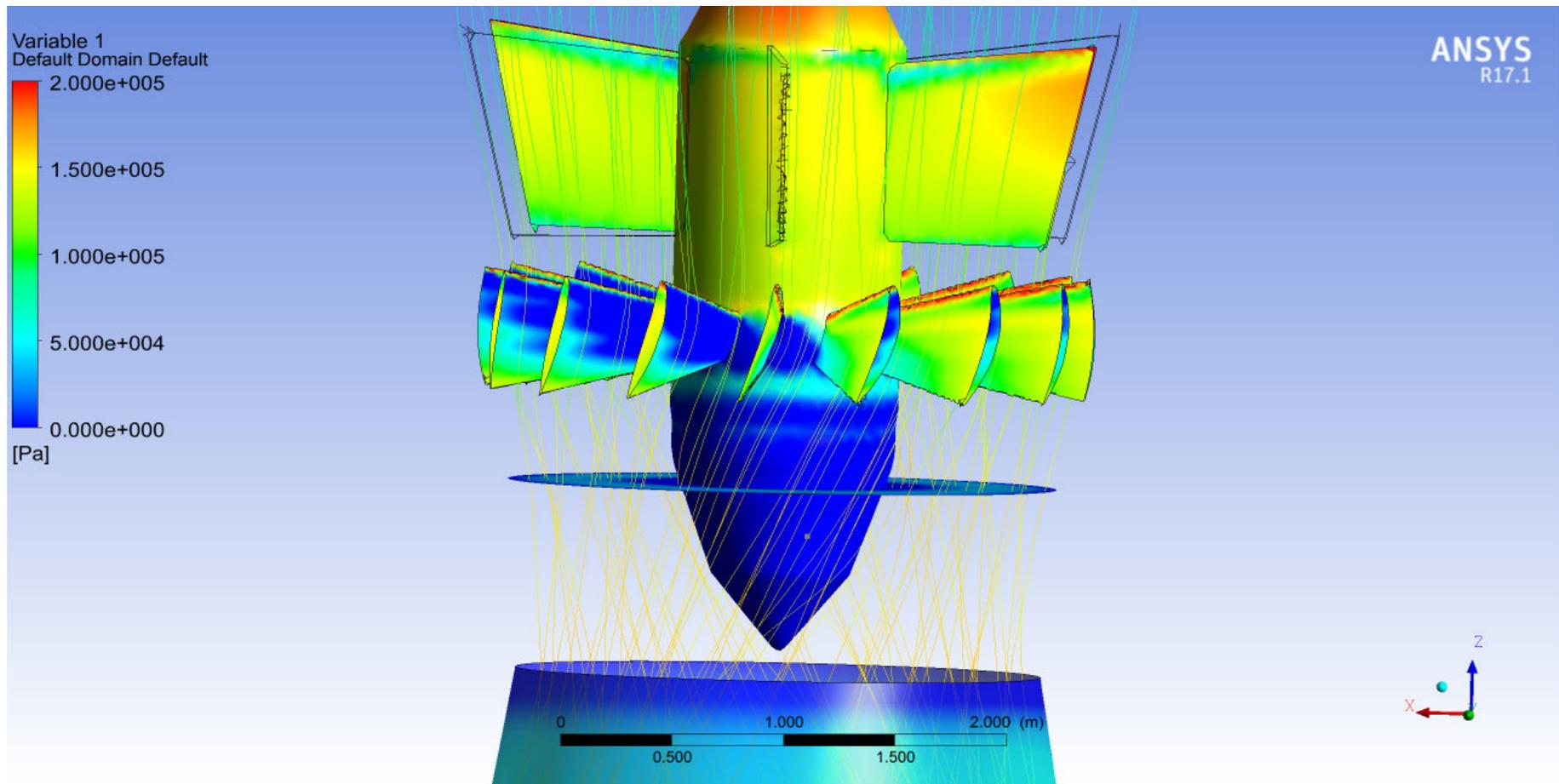
# CFD : maillage hexaédrique structuré pour l'aspirateur



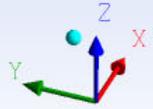
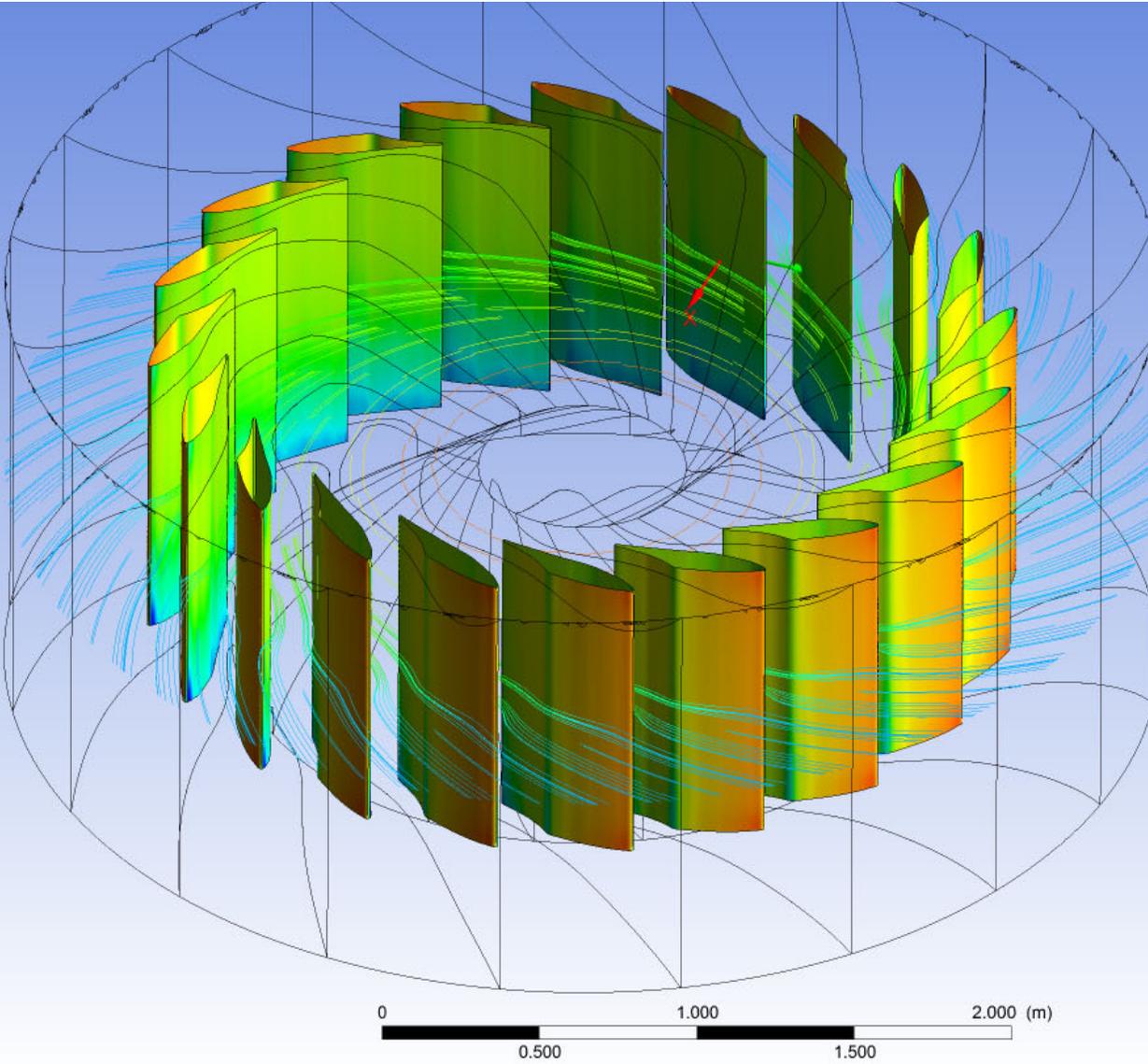
CFD : conversion d'un groupe Saxo en conduite d'évacuation : avec directrices pleinement ouvertes : débit réduit, zones de dépression étendues



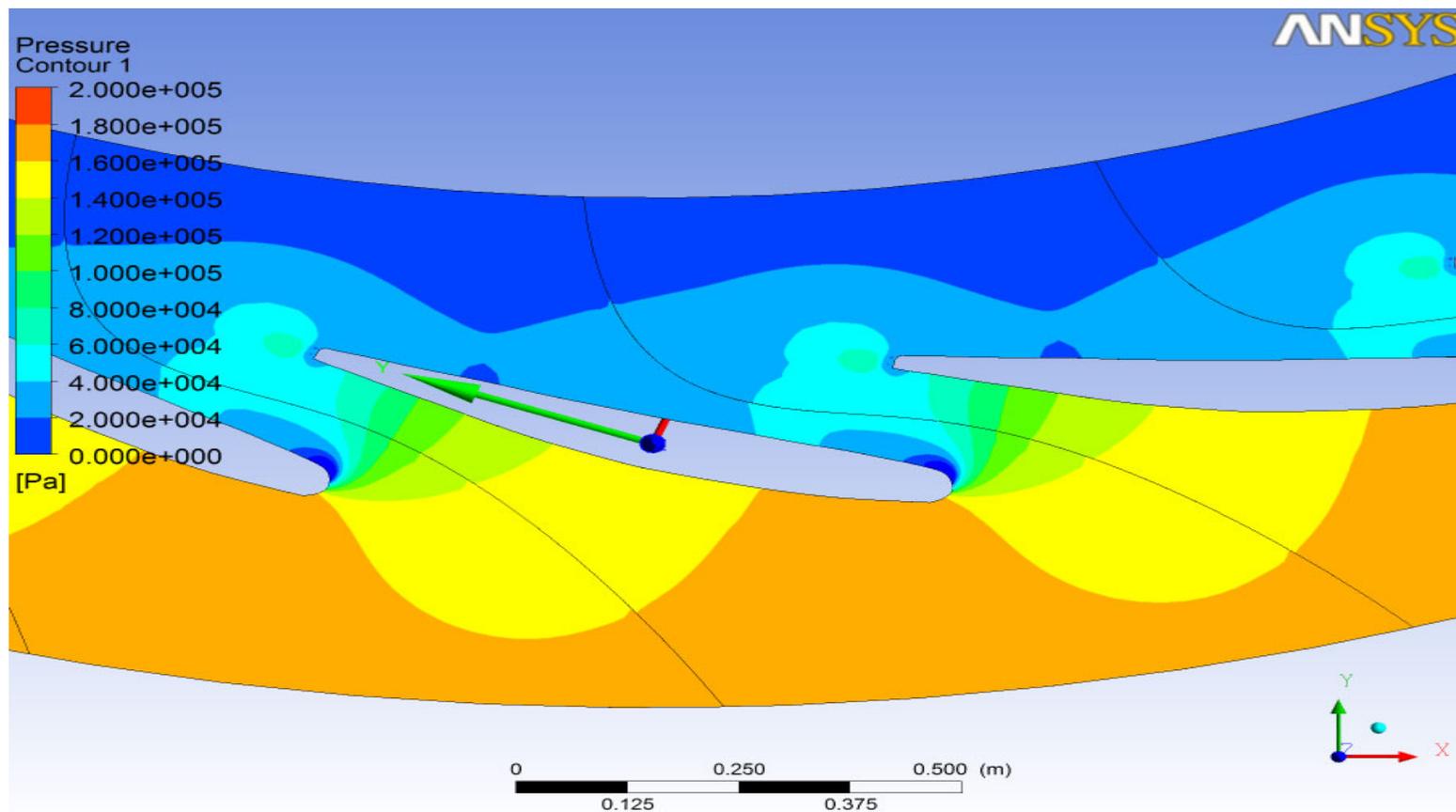
CFD : conversion d'un groupe Saxo en conduite  
d'évacuation : directrice pleinement ouvertes : cavitation  
importante à l'extrados des directrices



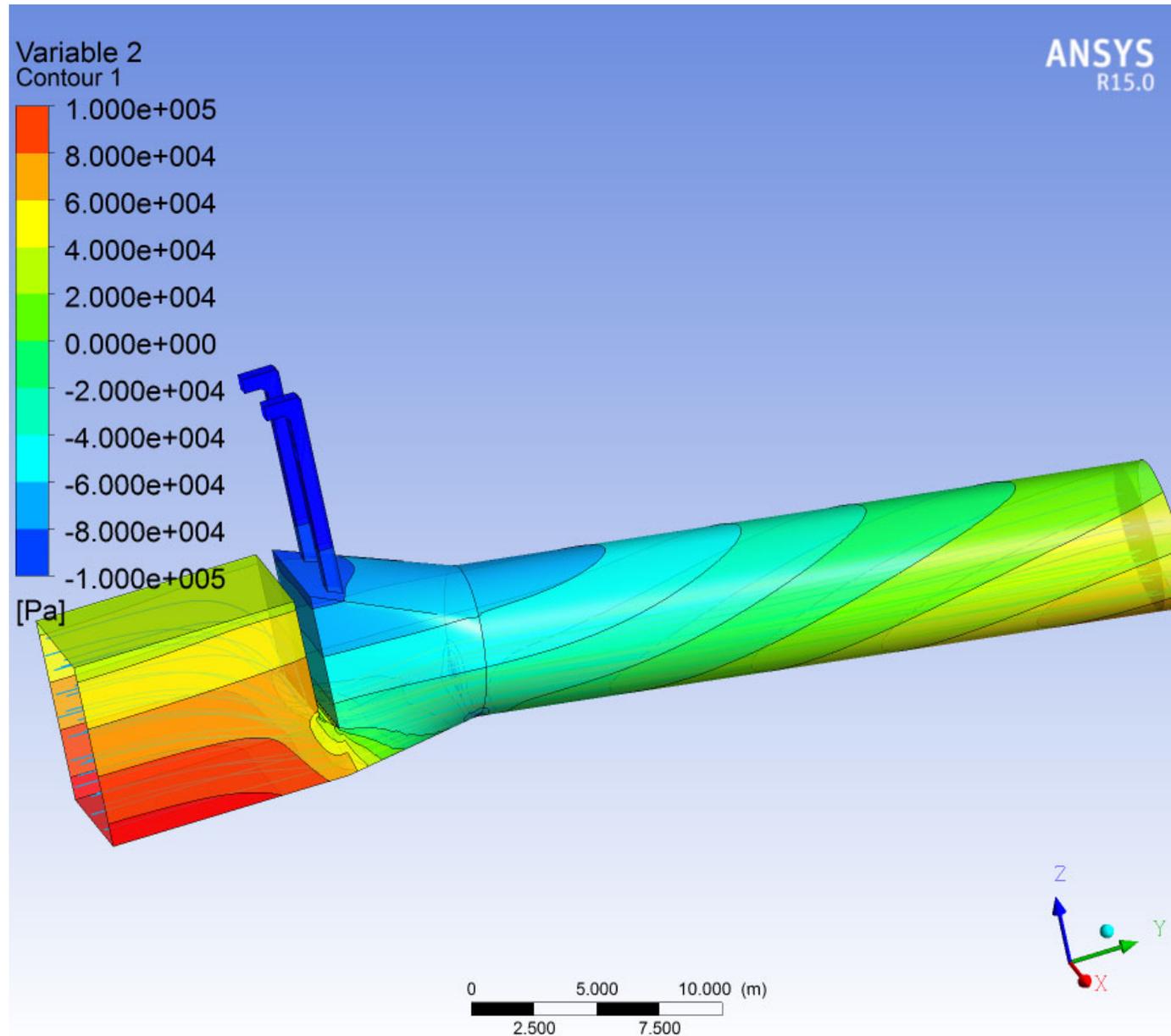
Pressure  
directrice  
1.250e+005  
9.375e+004  
6.250e+004  
3.125e+004  
0.000e+000  
[Pa]



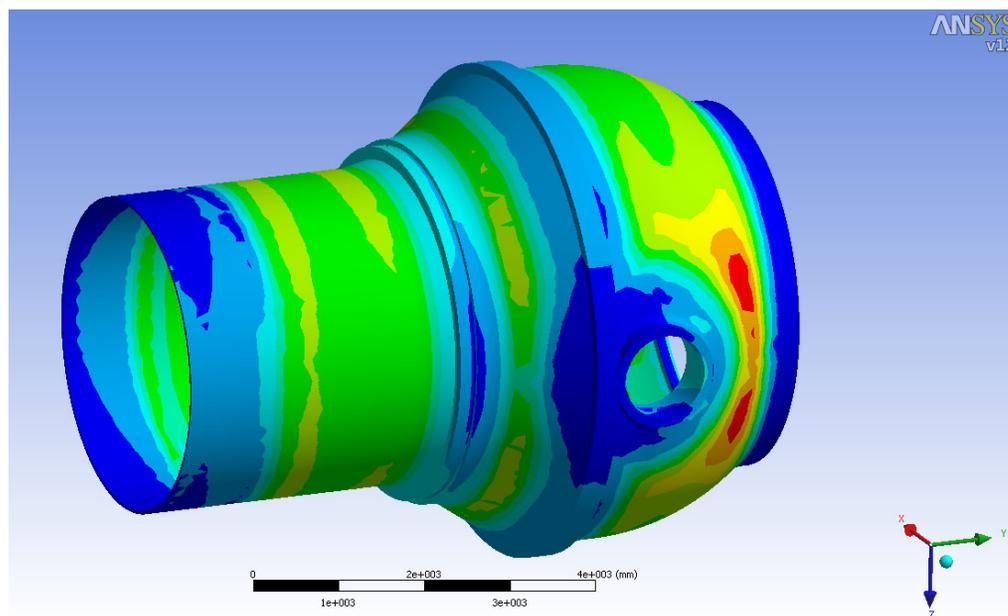
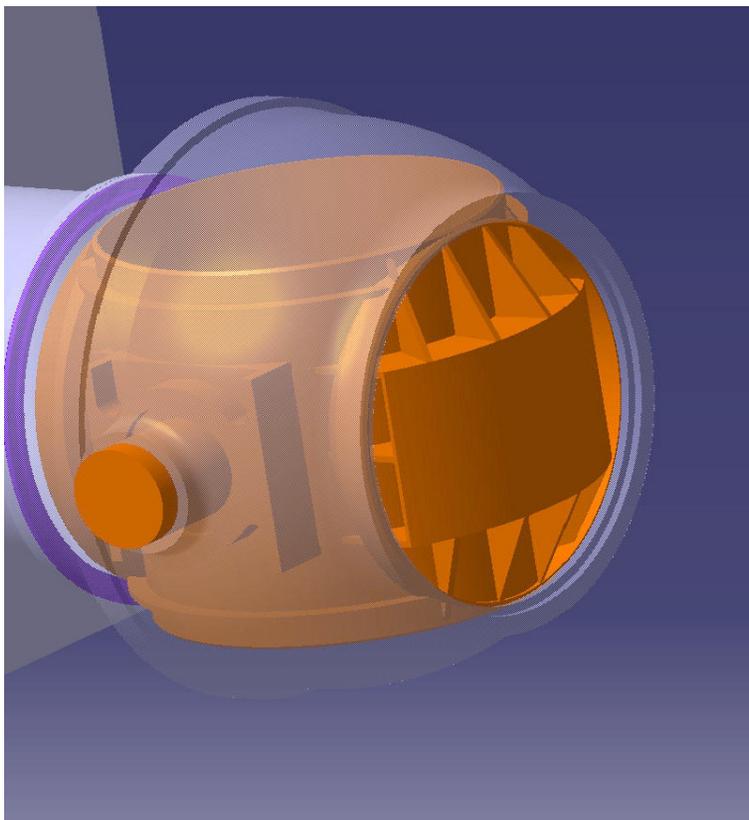
# CFD : prédiction des efforts sur les directrices



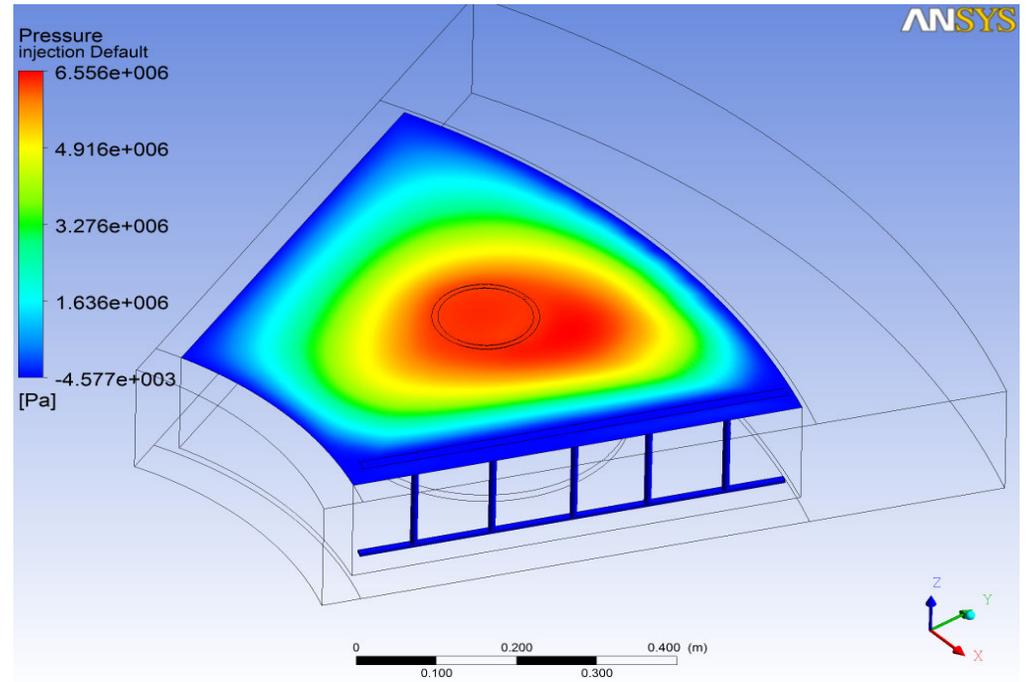
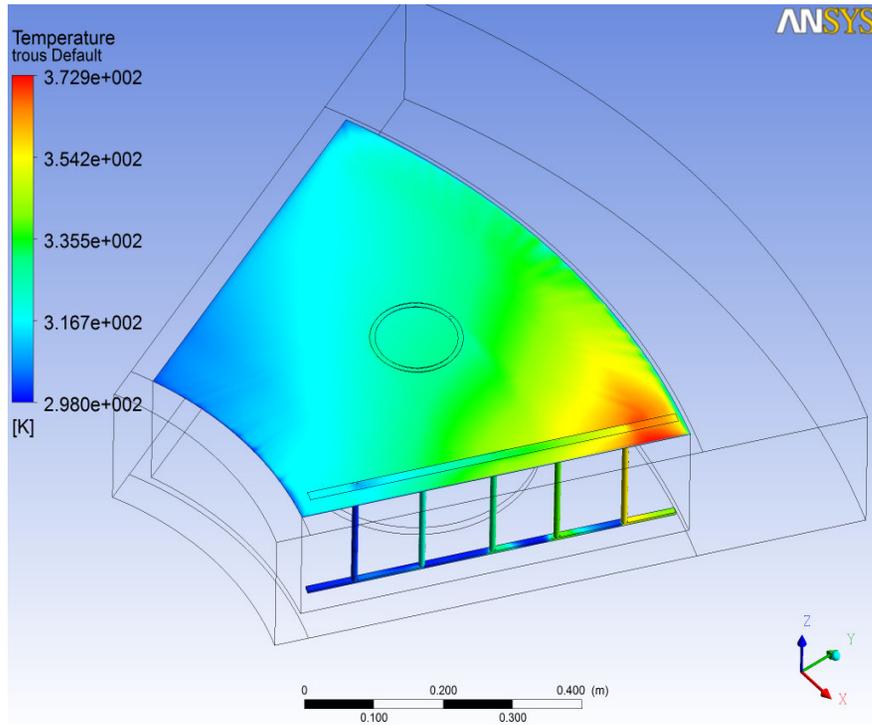
# *Forces (« downpull ») sur une vanne de prise d'eau en coupure de débit (bris de câble!)*



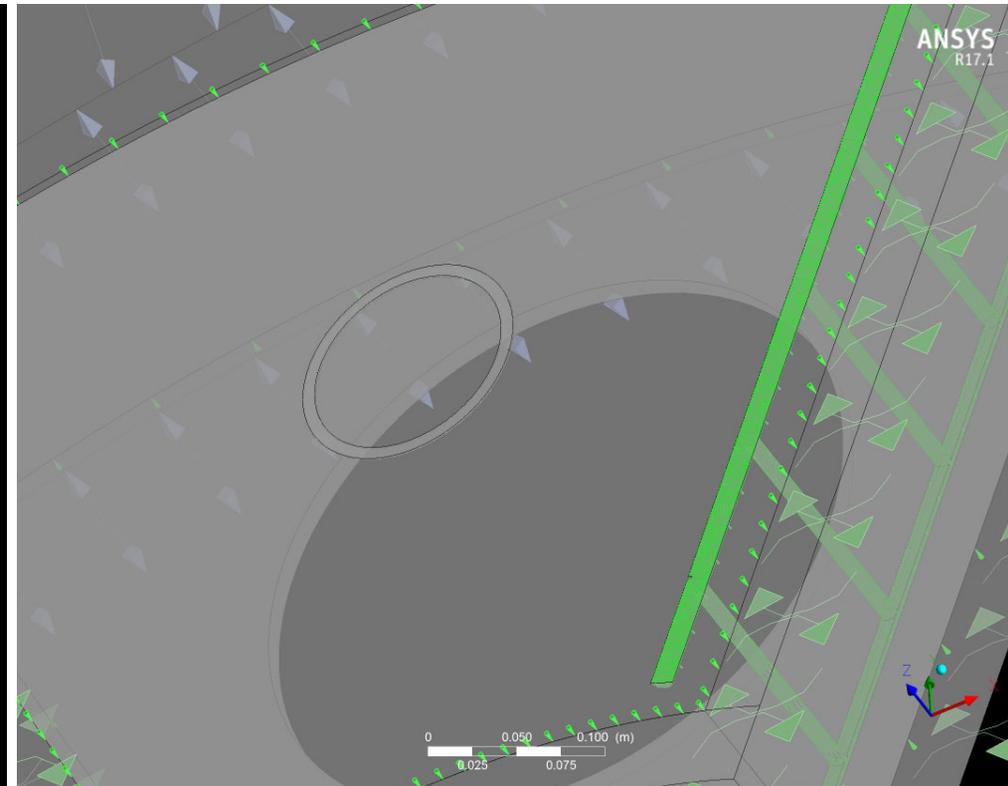
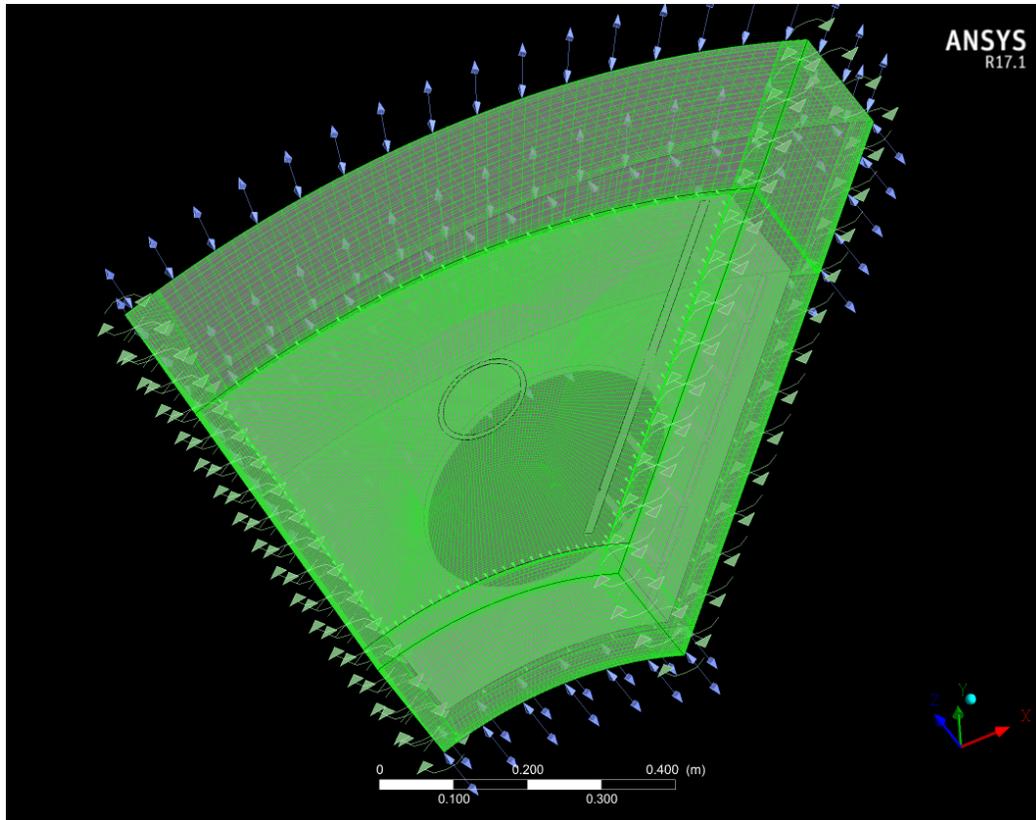
# Vanne de garde sphérique (analyse du corps par EF)



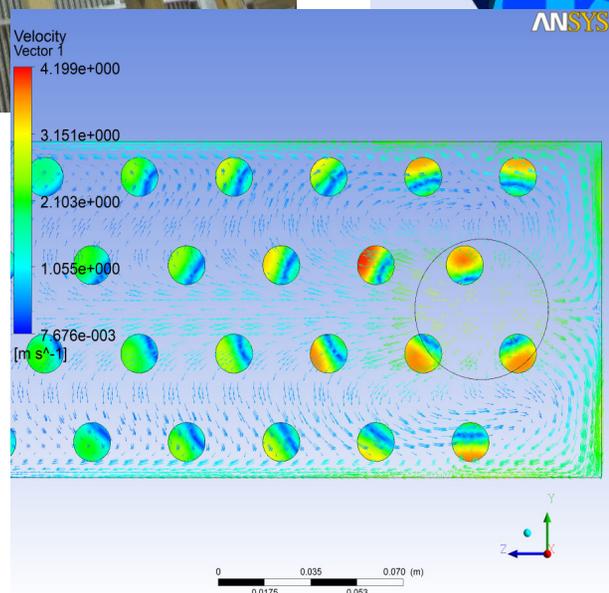
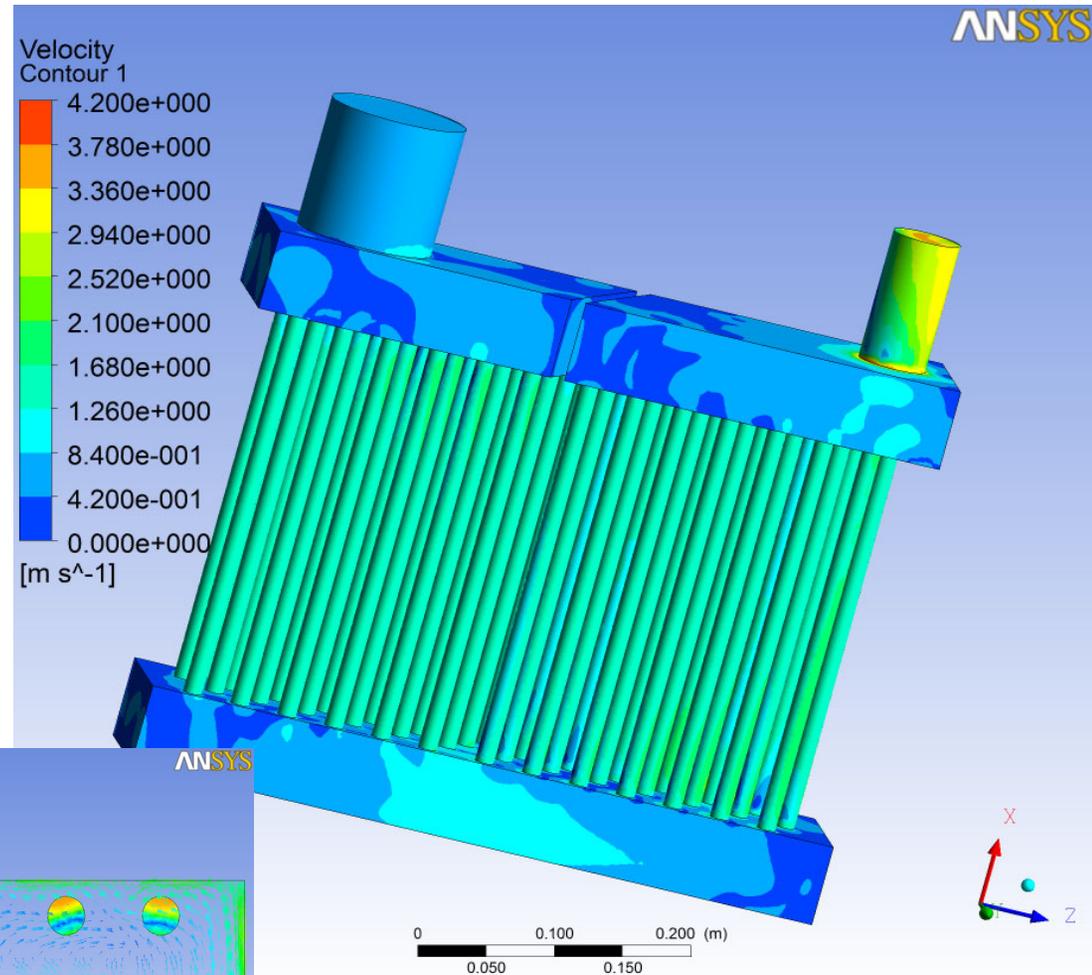
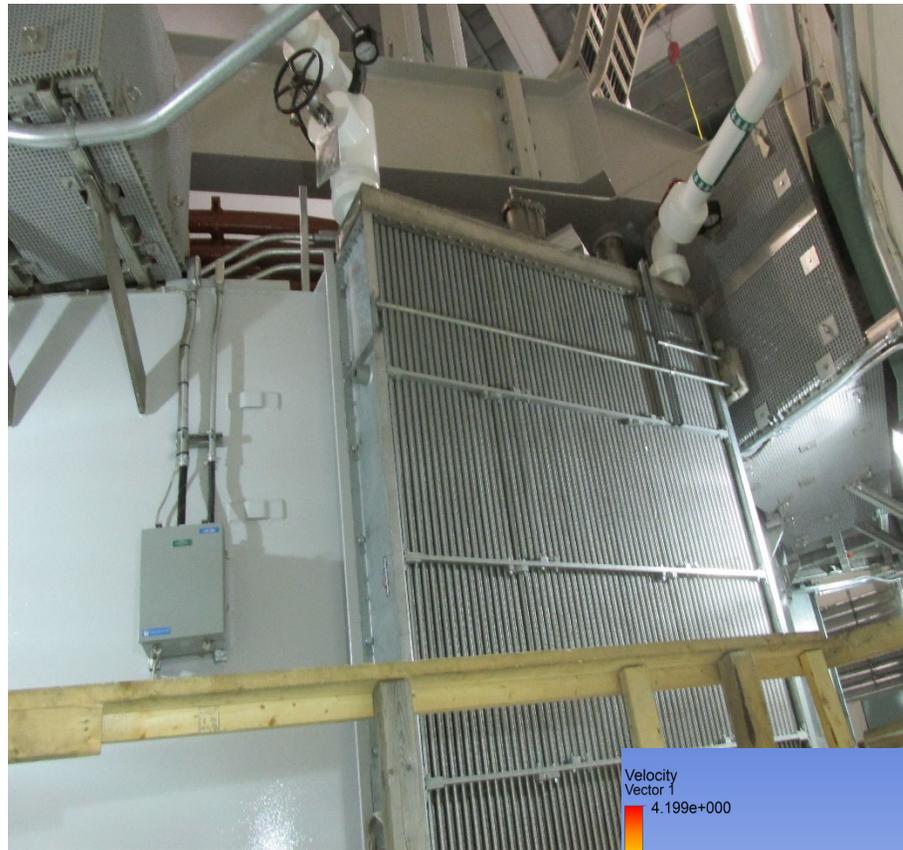
# CFD : autre application champ de température et de pression , film d'huile hydrodynamique d'un patin de butée



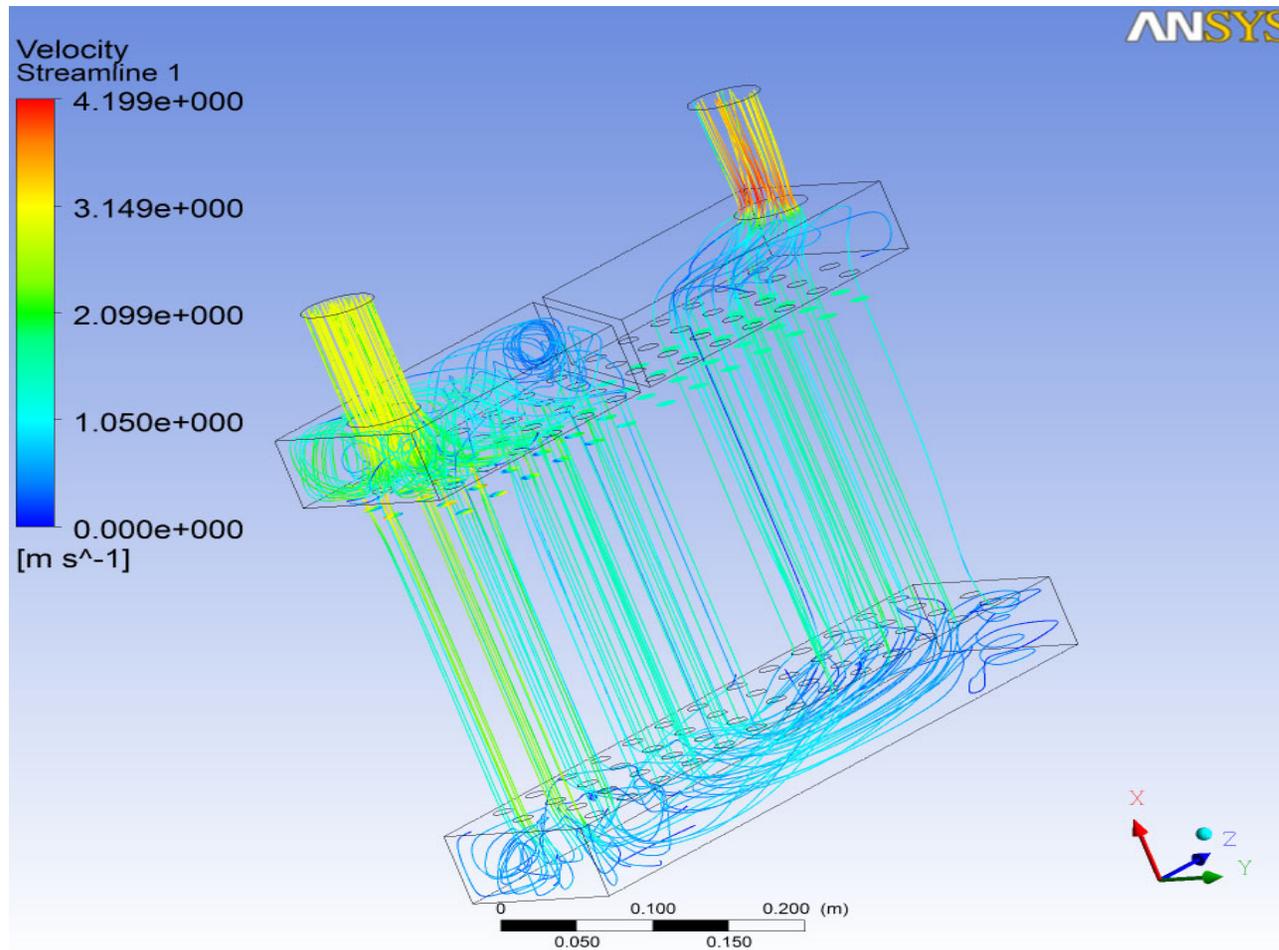
# CFD : maillage structuré pour le film d'huile, maillage tétraédrique pour les passages afférents



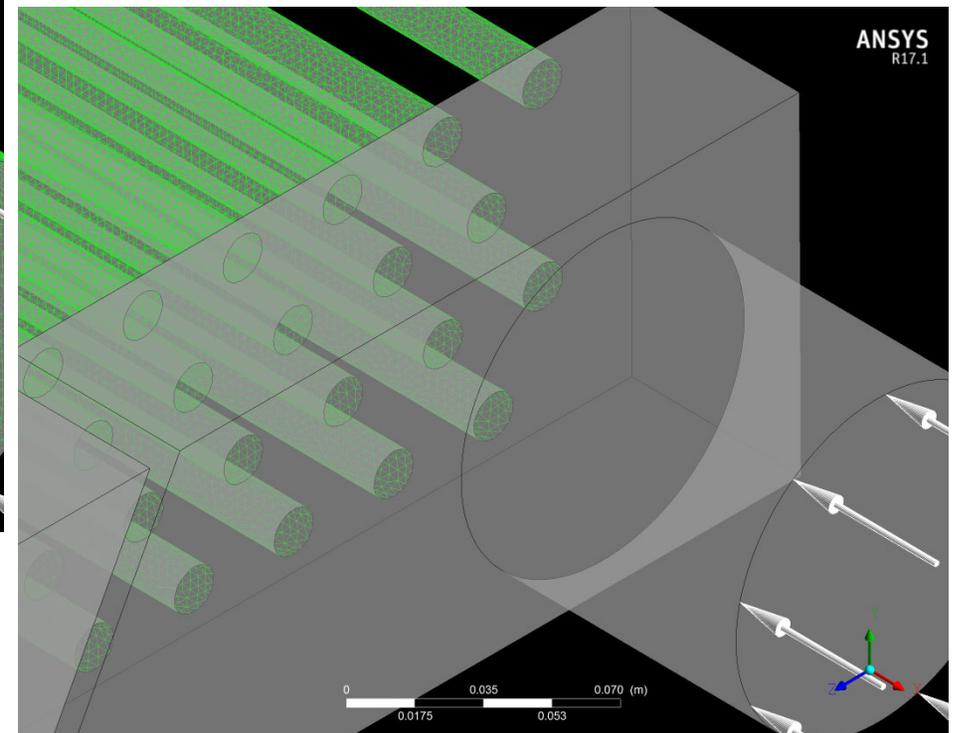
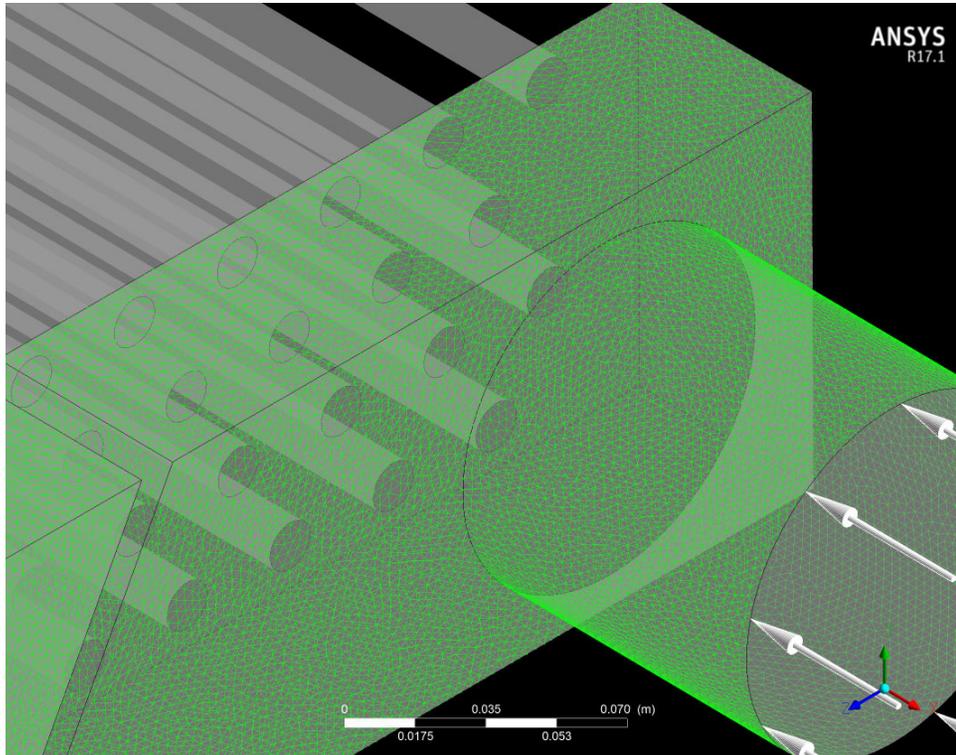
# CFD : écoulement dans un refroidisseur de stator



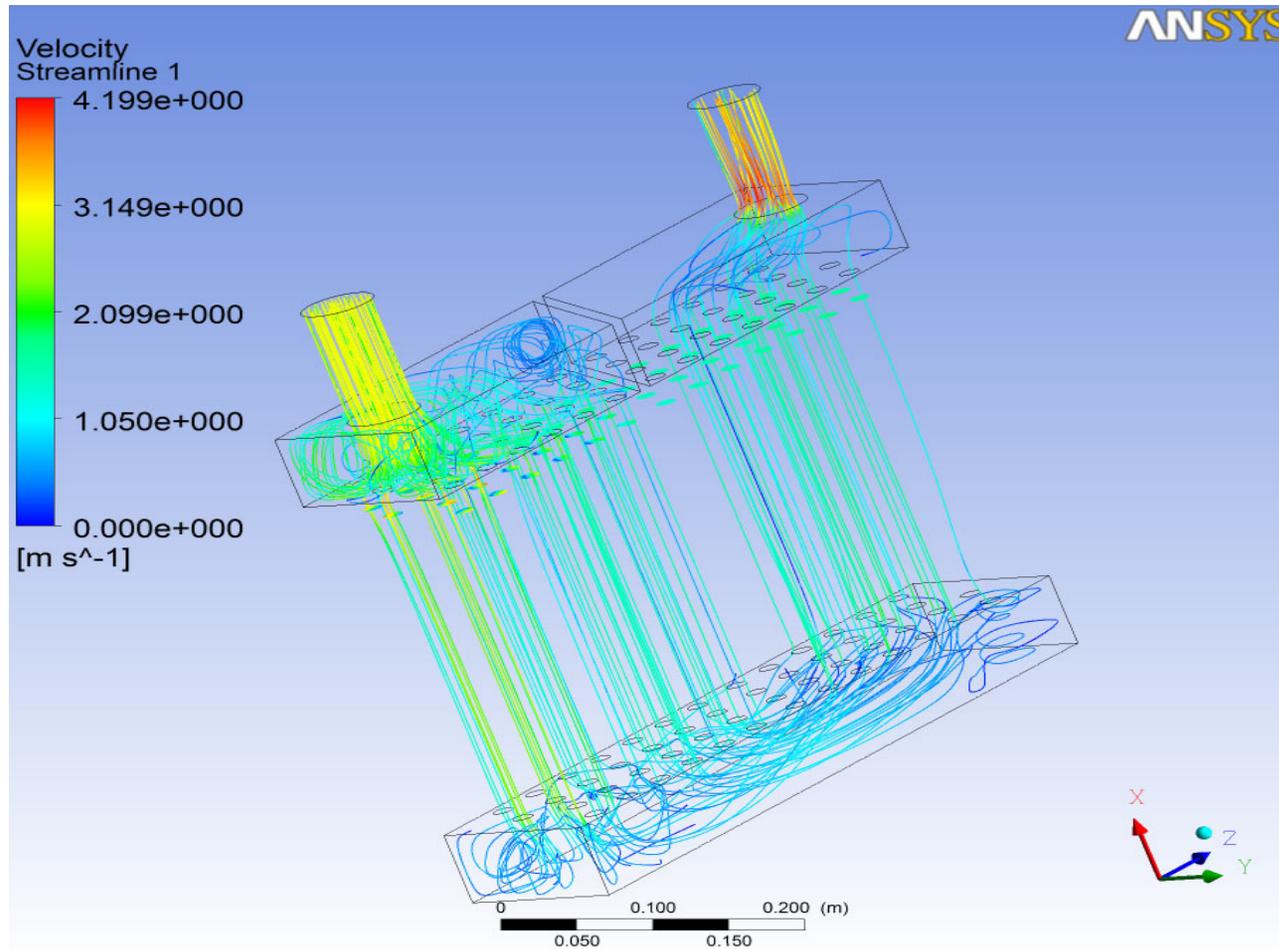
CFD : écoulement dans les tubes d'un refroidisseur de stator (problème d'érosion résolu : Vitesse locale  $\gg$  2 m/s à l'entrée de certains tubes paramètre limite d'érosion)



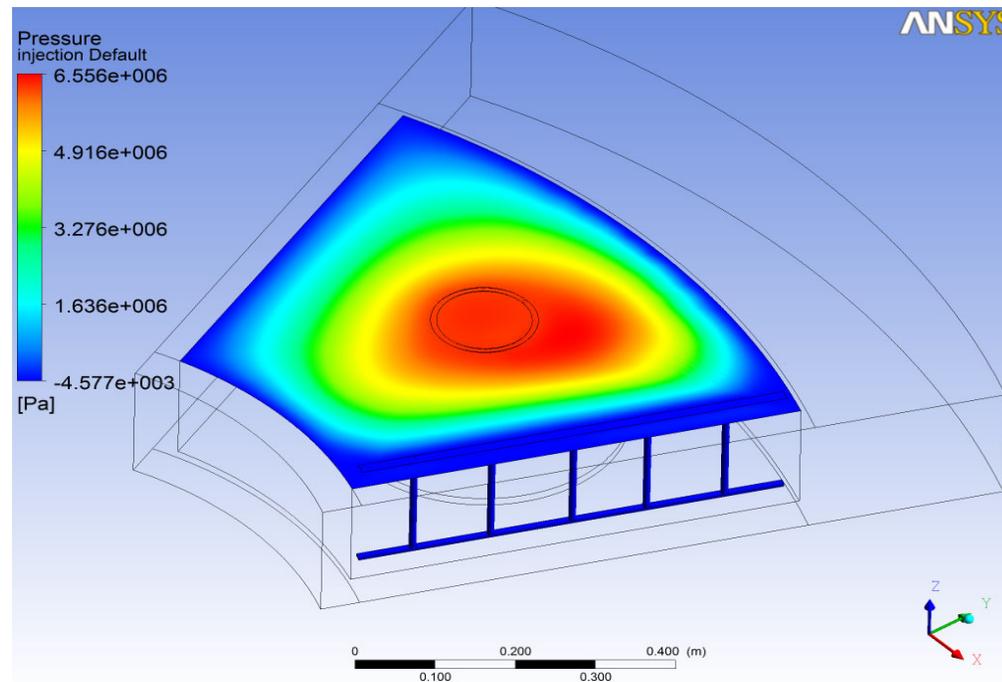
# CFD : écoulement dans les tubes d'un refroidisseur de stator : maillage tétraédrique



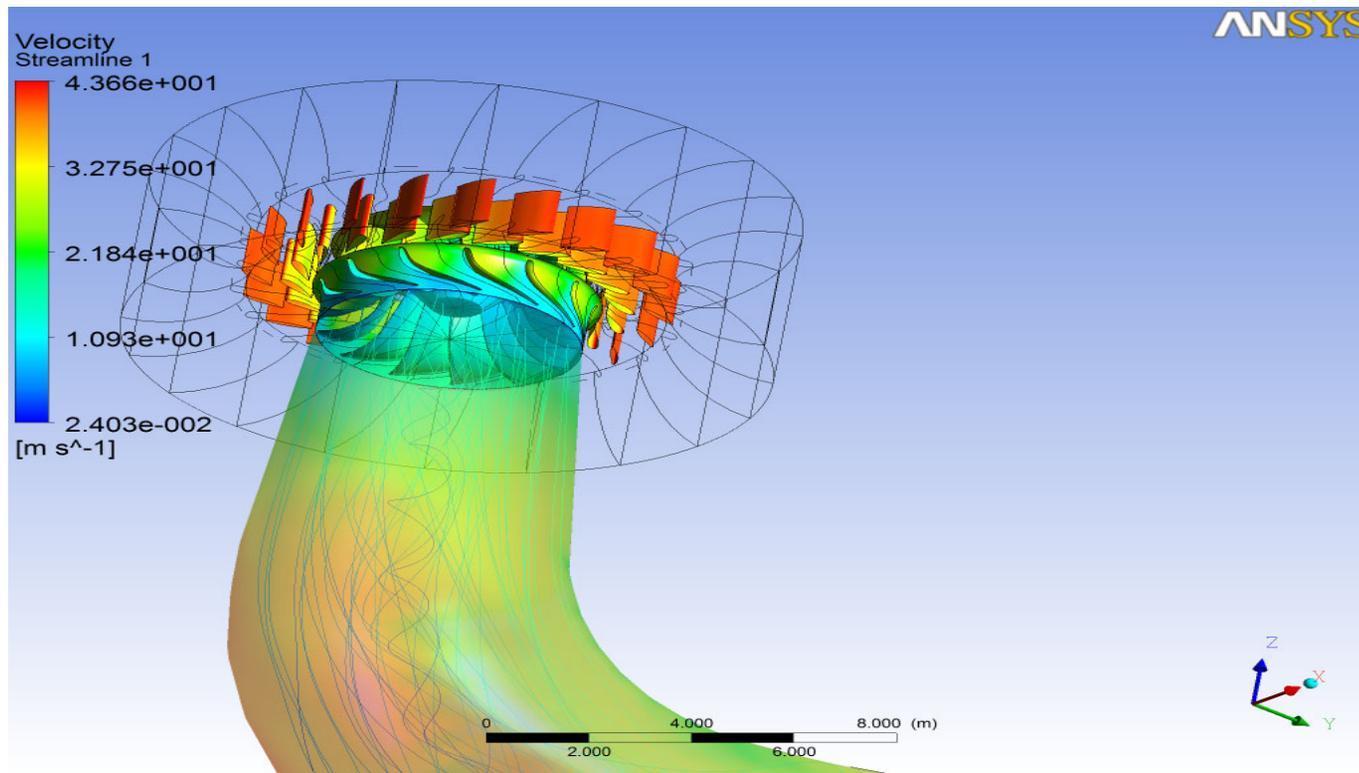
Question : On veut obtenir rapidement un estimé approximatif du champ de vitesse et de pression sans égard aux pertes de charge, quel type de maillage peut-on utiliser ?



Question : On veut examiner le champ de pression dans un film d'huile d'une épaisseur approximative de 50 microns (problème de palier) Quel genre de maillage utilise-t-on?



Question : On veut évaluer l'effet de modifications mineures de la roue sur le rendement .Quel type de maillage utilise-t-on?



Fin de la présentation

Merci pour votre attention