

FAISABILITE DU REMplacement DES BALLONS ANTI-BELIERS PAR DES VOLANTS D'INERTIE DANS DES STATIONS DE POMPAGE

Rapport PJE

En collaboration avec :

**SOCIETE DU CANAL DE PROVENCE
ET D'AMENAGEMENT DE LA REGION PROVENCALE**



Ecole National Supérieure d'Arts et Métiers

Directeurs de projet: Fawaz MASSOUH
et Ivan DOBREV

DOMINGO FÉLEZ, Alberto

ANNEE : 2010

NUMERO DU PFE : PA-F11353

CENTRE DE RATTACHEMENT PFE : ENSAM ParisTech, Paris

AUTEUR : Alberto DOMINGO FÉLEZ

TITRE : Faisabilité du remplacement des ballons anti-béliers par des volants d'inertie dans des stations de pompage

ENCADREMENT DU PFE : Fawaz. MASSOUH – LMF

Ivan DOBREV – LMF

Laurent HERBOMEZ – SCP

PARTENAIRE DU PFE : SOCIETE DU CANAL DE PROVENCE ET D'AMENAGEMENT DE LA REGION PROVENCALE - SCP

NOMBRE DE PAGES : 99

NOMBRE DE REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES : 49

RESUME : Ce projet est mené pour répondre à une question technique posée par la Société du Canal de Provence. Il s'agit d'étudier la faisabilité du remplacement des ballons anti-béliers, actuellement utilisés, par des volants d'inertie. On espère ainsi, simplifier et réduire le coût de l'entretien pour certaines stations de pompage.

L'étude comporte des travaux de simulations numériques basées sur la méthode des caractéristiques afin d'examiner le fonctionnement en régime transitoire des réseaux hydrauliques en cas de ballon anti-bélier ou de volant d'inertie. Suite au dimensionnement de moyens anti-béliers, une évaluation économique est menée pour montrer l'intérêt d'un changement d'anti-bélier. Une enquête technique est également menée afin d'évaluer l'ensemble de problèmes consécutifs au remplacement des ballons par des volants.

MOTS-CLES : COUP DE BELIER / BALLON ANTI-BELLIER / VOLANT D'INERTIE / METHODES DES CARACTERISTIQUES / MODELISATION NUMERIQUE / CEBEL

ACCES AU DOCUMENT :

PARTIE A REMPLIR PAR LE PROFESSEUR RESPONSABLE DU PROJET

ACCESSIBILITE DE CE RAPPORT (entourer la mention choisie) :

Classe 0 = accès libre

Classe 1 = Confidential jusqu'au _____

Classe 2 = Hautement confidentiel

Date : Nom du signataire : Signature :

REMERCIEMENTS

L'étude suivante s'inscrit dans le cadre de mon projet de fin d'études à l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers (ENSA). Ce stage a été mené au Service Hydrologique et Ouvrages (SHO), au sein de la Société du Canal de Provence (SCP).

Il y a beaucoup de gens auxquels je suis très reconnaissant de leur aide et encouragement pendant les travaux décrits dans ce rapport. C'est un plaisir pour moi de leur remercier.

Mes remerciements vont à l'ensemble des membres du personnel de la Société du Canal de Provence pour leur accueil au sein de la société durant mon séjour parmi eux.

Je tiens à remercier tout particulièrement la direction du Service Hydrologique et Ouvrages de m'avoir accepté en tant que stagiaire, et M. Laurent HERBOMEZ, mon maître de stage, pour son aide, son encadrement et sa disponibilité.

Par ailleurs, je remercie toutes les personnes que j'ai côtoyées au cours de ce stage, au bâtiment G, et qui m'ont donné une meilleure expérience du domaine d'aménagement hydrologique, ainsi que l'ensemble du personnel de ce service pour son accueil et sa bonne humeur, je remercie en particulier mes camarades de la salle 104 pour tout l'aide facilitée, je remercie également mes voisins de bureau, Mme. Catherine CASTEIGTS et M. Laurent MONTAGNER.

Je voudrais aussi remercier à mes tuteurs à l'ENSA de Paris, M. Fawaz MASSOUH, et M. Ivan DOBREV pour son implication, suivi et supervision du projet.

Et enfin, à ma famille et mes amis en Espagne, pour leur soutien et encouragements malgré leur éloignement géographique.

Très sincèrement, merci à tous.

DEROULEMENT DU PROJET

Pendant les trois mois de stage effectués à la Société du Canal de Provence (SCP), j'ai eu la possibilité de compter avec l'aide et proche collaboration de l'ensemble du personnel de la Société, ce qui m'a permis d'approfondir mes connaissances en hydrologie et réseaux, spécialement en ce qui concerne les pompes et leur fonctionnement.

Lors de mon arrivée, je me suis familiarisé avec CEBEL, logiciel d'analyse des régimes transitoire dans les réseaux sous-pression.

Des études anti bélier ont été réalisées pour différents types de stations avec ballons anti bélier comme moyen de protection. Il a fallu aussi connaître d'autres logiciels internes à la SCP.

Système de supervision du Control de Gestion et Télécommande (CGTC), pour avoir une vision du réseau du Canal de Provence au niveau des connexions entre les stations de pompage et réservoirs, aussi que les valeurs de fonctionnement mesurées en temps réel et courbes avec l'évolution temporel.

Le logiciel FLOWMASTER a été utilisé antérieurement à CEBEL par la Société pour faire des études anti bélier. Dans certains cas on avait la géométrie du réseau utilisé dans des études précédentes, quand c'est n'est pas possible on peut modéliser le réseau avec l'aide de deux logiciels internes à la SCP.

Le premier, IRMA, c'est une base de données en .txt, dans laquelle sont enregistrées toutes les canalisations du réseau du Canal de Provence, avec le débit de pointe dans les bornes de consommation. Un prétraitement des données permet de faire une estimation statistique du débit dans une canalisation en fonction du nombre de points de consommations aval.

Le deuxième, Netview, c'est une interface graphique qui permet de faire une représentation du réseau hydraulique des fichiers IRMA sur un fond topographique, avec la possibilité de superposer diverses couches.

Dans cette étude, on tend à **prouver si le projet est techniquement faisable et économiquement rentable**. Du côté technique on a décrit les phénomènes physiques qui sont en relation avec le fonctionnement de la nouvelle configuration de la station de pompage qui a été proposé. Du côté économique, une approche a été proposée pour faire une comparaison entre le volant d'inertie et le ballon anti bélier. Malgré tout, une conclusion définitive ne peut pas être formulée parce que l'appel d'offre de référencement, qu'on avait accordé avec un fournisseur de pompes n'est pas arrivé à temps avant la fin de mon stage.

SOMMAIRE

Remerciements	5
Déroulement du Projet	6
Abréviations	11
Nomenclature	12
Normes et conventions de la SCP	14
1 Introduction	16
1.1 Présentation de la SCP.....	16
1.1.1 Statuts.....	16
1.1.2 Missions Principales	16
1.1.3 Autres activités	18
1.1.4 Les activités de la SCP à l'étranger.....	19
1.1.5 La Direction Technique Ingénierie	20
1.1.6 Le Canal de Provence	20
1.1.7 La Société du Canal de Provence, en chiffres (Au 01/01/2011)	21
1.2 Description du projet.....	22
2 Présentation du problème des coups de bélier et des différents moyens de protection.....	23
2.1 Généralités	23
2.2 Risques dus aux coups de bélier.....	24
<i>De forte pression.</i>	24
<i>De pression négative.</i>	24
<i>De fatigue des tuyaux.</i>	24
2.3 Phénomène physique.....	24
2.3.1 Equation de la continuité.....	24
2.3.2 Équation de la dynamique :	25
2.3.3 Équation aux caractéristiques	26
2.4 Les moyens de protection	27
2.5 Ballon anti bélier.....	28
3 Volant d'inertie.....	30
3.1 Paramètres clés pour la modélisation des volants d'inertie.....	31

3.1.1	Matériel	31
3.1.2	Géométrie	32
3.1.3	Longueur.....	33
3.2	Différents types d'union avec l'arbre portant.....	34
3.3	Moteur électrique.....	35
3.3.1	Energie cinétique.....	35
3.3.2	Couple	36
3.3.3	Temps de démarrage	37
3.4	Fonctionnement du volant.....	39
3.4.1	Comme stabilisateur des charges.....	39
3.4.2	Comme stockage d'énergie	39
3.4.3	Cas de disjonction d'une pompe :	39
3.5	Analyse des différentes configurations :	40
3.5.1	Type du matériel.....	40
3.5.2	Position de la pompe : Horizontal ou Verticale	40
3.5.3	Directe : position du volant	41
3.5.4	Avec réducteur : engrenage (roues dentées) / poulie	42
3.6	Protection et systèmes de sécurité.....	43
3.7	Variation de la vitesse critique du groupe de pompage.....	44
4	Etude de cas	46
4.1	Études anti-bélier avec volant d'inertie	46
4.2	Conclusions.....	47
4.2.1	Pas du temps et fréquence d'impression	47
4.2.2	temps d'arrêt de la pompe.....	47
4.2.3	Rendement et Ns de la pompe.....	50
4.2.4	Nombre de pompes	51
4.2.5	Modélisation des prises d'eau	51
4.2.6	Inertie dans les régimes transitoires.....	51
4.2.7	Bout mort.....	51
4.2.8	Les profils du terrain plus appropriés pour l'installation des volants d'inertie dans des stations de pompage.....	52
4.2.9	démarrage et arrêt de pompes avec vanne fermé	53

5	Approche économique	54
5.1	Ballon anti bélier.....	55
5.1.1	Coût de maintenance préventive.....	55
5.1.2	Coût de maintenance corrective	55
5.1.3	Coût de la rénovation	56
5.2	Volant d'inertie.....	56
6	Conclusion générale	57
7	Bibliographie.....	58
	Liste de figures.....	61
8	ANNEXES	62
A.	Considérations sur la fatigue des tuyaux	64
1.	Approche théorique	64
1.1	Diagramme S-N ou de Wöhler.....	65
1.2	Facteurs qui modifient la limite de fatigue.	67
2.	Cycle de vie d'un conduit	72
B.	Feuilles de calcul.....	75
1.	Pompe et graphique.....	75
1.1	Estimation de l'inertie.....	75
1.2	Courbe caractéristique.....	77
2.	Volants d'inertie	78
3.	Vitesse critique arbre	79
4.	Temps d'arrêt pour adductions avec aspiration directe de réservoir	79
5.	Fatigue des canalisations	80
C.	Contraintes mécaniques dans le volant.....	81
1.	La démarche générale des forces internes	82
2.	Schème de résolution	84
3.	Calcul pour les différents types de volants	86
D.	SU Vidauban, disjonction avec et sans by-pass.....	89
E.	SU Vidauban, démarrage avec différente inertie et pas du temps	92
	Pas du temps	92
	avec différente inertie.....	92
F.	SU Brignoles, disjonction.....	95

9	Resumen en español.....	100
9.1	Desarroyo del proyecto	102
9.2	Presentación de la problemática del golpe de ariete y los diferentes métodos de protección	103
9.3	Riesgos debidos al golpe de ariete.....	104
9.4	Los métodos de protección.....	105
9.5	Analisis de diferentes configuraciones.....	109
9.6	Estudio de caso	112
9.7	Estudio económico	115
9.8	Conclusion general	116
9.9	Anexos	117

ABREVIATIONS

mCE :	Mètre de colonne d'eau
NGF :	Nivellement Général de la France
NPHE :	Niveau des Plus Hautes Eaux
NPBE :	Niveau des Plus Basses Eaux
TN :	Cote de Terrain Naturel
Z :	Cote piézométrique
DN 800 :	Diamètre Nominal 800 mm
HMT :	Hauteur Manométrique Totale
PMS :	Pression Maximale de Service. C'est la dénomination utilisée par la SCP, dans la norme européenne EN 805, cette pression est désignée par DP (Design Pressure), le terme en français est « pression de calcul en régime permanent »
PMF :	Pression Maximale de Fonctionnement. C'est la dénomination utilisée par la SCP, dans la norme européenne EN 805 (Alimentation en eau. Prescription pour les réseaux extérieurs et les composants), cette pression est désignée par MDP (Maximum Design Pressure), le terme en français est « pression maximum de calcul ». La norme différencie deux types de MDP : la MDPa lorsque la part du coup de béliger est fixée forfaitairement et la MDPC lorsque le coup de béliger est calculé
PE :	Pression d'épreuve. Suivant la norme c'est la STP (System test pressure), appelée en français « pression d'épreuve du réseau ».
DV	Durée de vie
VR	Valeur résiduelle
I_0	Capital investi
CGTC	Centre de Gestion et Télécommande

NOMENCLATURE

Symbole	Unité (SI)	Variable
a	m/s	Célérité de l'onde dans le tuyau
c	-	Coefficient traduisant la configuration du tuyau
C	Nm	Couple
C_{acc}	Nm	Couple d'accélération
C_{dem}	Nm	Couple de démarrage
C_{mot}	Nm	Couple moteur
C_{res}	Nm	Couple résistive
D	m	Facteur de forme
E	kg/s ² m	Force d'inertie de la vitesse de rotation
E_c	Wh (J)	Force d'inertie de l'accélération angulaire
E_{sp}	Wh/kg	Fréquence de résonance mécanique
f_c	kg/s ²	Inertie
f_{res}	Hz	Inertie de la pompe
f_θ	kg/s ²	Inertie du moteur
I	kg m ²	Inertie du volant
I_m	kg m ²	Inertie en Poids distance
I_p	kg m ²	Inertie totale
i_p	%	Limite de résistance à la fatigue sans corriger
I_{tot}	kg m ²	Période de la canalisation
I_v	kg m ²	Puissance spécifique
j_0	m	Résistance à la fatigue corrigée
K	N/m	Résistance à la fatigue sans corriger
K_s	-	Surface d'une section de la conduite
N_R	-	Diamètre intérieur de la conduite
Pd^2	kg m ²	Jeu entre le rotor et l'arbre central
PdC	mCE	Rapport de transmission
P_{sp}	W/kg	Effort limite à la fatigue corrigé
R	-	Energie cinétique
r_0	m	Energie spécifique
r_1	m	Indice des prix à la consommation
R_h	1/m	Module d'Young du tuyau
S	m ²	Nombre de cycles à fatigue
S_e	MPa	Perte de charge (hydraulique)

S_e'	MPa	<i>Rayon extérieur du volant</i>
S_f	MPa	<i>Rayon intérieur du volant</i>
S_f'	MPa	<i>Resistance hydraulique</i>
t_{acc}	s	<i>Rigidité des paliers</i>
$T_{arrêt}$	s	<i>Temps d'accélération</i>
T_c	s	<i>Temps d'arrêt</i>
V_0	m/s	<i>Vitesse du fluide dans le conduit en conditions stationnaires</i>
α	rad/s ²	<i>Accélération angulaire de rotation</i>
$\gamma_{r\theta}$	-	<i>Déformation unitaire angulaire</i>
ε	-	<i>Déformation, module d'élasticité du fluide</i>
ε_r	-	<i>Déformation unitaire radiale</i>
ε_θ	-	<i>Déformation unitaire tangentielle</i>
ν	m ² /s	<i>viscosité cinématique du fluide</i>
ρ	kg/m ³	<i>Masse volumique du fluide</i>
σ_a	Mpa	<i>Contrainte normale alternée symétrique</i>
σ_m	Mpa	<i>Résistance à la traction maximale, Contrainte normale moyenne</i>
σ_{maxi}	Mpa	<i>Contrainte normale maximum</i>
σ_{mini}	Mpa	<i>Contrainte normale minimum</i>
σ_r	Mpa	<i>Contrainte radial</i>
σ_θ	Mpa	<i>Contrainte tangentiel</i>
$\tau_{r\theta}$	Mpa	<i>Contrainte de cisaillement</i>
ν	-	<i>Coefficient de Poisson</i>
ω	rad/s	<i>Vitesse de rotation</i>
Ω	rad/s	<i>Vitesse de précession</i>

NORMES ET CONVENTIONS DE LA SCP

Dans ce rapport, les conventions et normes utilisées à la Société du Canal de Provence ont été respectées.

Unités :

Les distances sont données en mètre ainsi que les cotes de terrain. Les pressions sont données en mètre de colonne d'eau (mCE). Cette unité présente l'avantage de permettre une comparaison facile entre différentes pressions et surtout, de pouvoir les mettre en relation avec la cote du terrain.

On a donc:

$$1 \text{ [mCE]} = 1 \text{ [bar]} g$$

Avec $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ et $1 \text{ [bar]} = 10^5 \text{ [Pa]}$

Dans ces conditions la pression atmosphérique est environ 10 mCE

Conventions:

On utilisera la convention suivante:

$$P_{\text{utilisée}} = P_{\text{totale}} - P_{\text{atm}}$$

Suivant cette convention, la pression atmosphérique vaut 0 mCE et donc, la pression de vapeur saturante, pression en dessous de laquelle les phénomènes de cavitation apparaissent, vaut -10 mCE.

Lors de l'étude des coups de bélier dans les canalisations, on s'intéresse plus particulièrement à la pression relative qui règne dans la conduite. Elle correspond à la différence entre la cote piézométrique (Z) et la cote de terrain naturel (TN).

On a donc:

$$P_{\text{relative}} = Z[mGF] - TN[mNGF]$$

Considérations de la SCP contre les régimes transitoires

Selon les normes de conception propres à la SCP, la pression d'essai en tranchée (PET) correspond à une pression maximale de fonctionnement (PMF) égale à la pression maximale de service (PMS) augmentée forfaitairement de 40 mCE.

Les protections anti-bélier doivent être donc dimensionnées de sorte qu'en tout point du périmètre de l'étude, la pression au cours des régimes transitoires ne dépasse jamais cette limite (PMS + 40 mCE).

Afin d'éviter la mise en dépression des canalisations et l'ouverture éventuelle d'une poche de cavitation susceptible, en se refermant, de générer une surpression de très forte amplitude, cette pression ne doit également pas descendre en dessous d'une valeur minimale fixée par précaution à - 3 mCE en pression relative.

Afin de déterminer l'amplitude maximale des variations de pression lors des régimes transitoires, il faut considérer les conditions piézométriques extrêmes.

Ces conditions extrêmes viennent définies par :

	Aspiration	Refoulement
Conditions Piézométriques Maximales	Débit de pointe NPBE $\lambda \downarrow$	Débit nul NPHE $\lambda \uparrow$
Conditions Piézométriques Minimales	Débit nul NPHE $\lambda \uparrow$	Débit de pointe NPBE $\lambda \downarrow$

1 INTRODUCTION

1.1 PRÉSENTATION DE LA SCP

1.1.1 STATUTS



La Société du Canal de Provence et d'Aménagement de la Région Provençale (SCP) a été créée en 1957, sur l'initiative du Ministère de l'Agriculture. Il s'agit d'une société d'économie mixte, de droit privé, dont la majorité du capital, 82%, est détenue par la Région Provence-Alpes-Côte d'Azur (P.A.C.A.), les Départements des Bouches-du-Rhône et du Var, et Ville de Marseille. Les autres actionnaires sont les départements des Alpes de Haute Provence, des Hautes-Alpes et de Vaucluse, ainsi que la Chambre d'Agriculture, les Caisses Nationales et Régionales du Crédit Agricole et, enfin, la Caisse des Dépôts et Consignations.

La SCP est régie par un Conseil d'Administration sous l'égide du Conseil Régional PACA. La gestion technique et administrative est centralisée au siège de la SCP au Tholonet. La Société compte 480 salariés dont une centaine travaille dans onze Centres d'Exploitation (CE) répartis sur le territoire des départements concernés par les aménagements SCP : Bouches-du-Rhône, Var, Vaucluse et Alpes-de-Haute-Provence.

Le Directeur Général, M. Bruno VERGOBBI, est le cinquième depuis la création de la SCP en 1957.

1.1.2 MISSIONS PRINCIPALES

La mission de la SCP est celle de « concourir au développement économique de la région par l'aménagement hydraulique de la Provence en vue de l'irrigation et l'alimentation en eau pour usages domestiques, agricoles et industriels, par la mise en valeur agricole et par l'aménagement rural ». À ce titre, la Société étudie, réalise et gère des aménagements hydrauliques à buts multiples.

Tout d'abord, cette mission lui a été officiellement confiée par l'Etat par le moyen des Concessions d'Etat (Décret du 15 Mai 1963) et de lettres de Missions Interministérielles. Actuellement, c'est le Conseil Régional PACA qui oriente les missions qui lui sont confiées. Cela, lui permis d'étendre ses activités à :

- L'exploitation et la maintenance du Canal de Provence, de ses ouvrages et de ceux qui lui ont été confiés par des tiers,
- Une mission d'ingénierie dans le cadre de la concession et des extensions pour le compte de tiers, aussi bien en France qu'à l'étranger.

En dehors de son périmètre d'action statutaire, dans le but d'aider au développement des zones rurales les plus fragiles, la SCP intervient comme maître d'ouvrage, maître d'œuvre ou mandataire, dans les domaines où elle a acquis une large compétence, tels qu'hydraulique agricole, urbaine ou industrielle et aménagement rural et forestier.

Depuis sa création, la société a ainsi réalisé (à la demande de collectivités locales ou d'associations) un grand nombre d'ouvrages : barrages et retenues collinaires, réseaux d'irrigation, stations de pompage, etc.

Dans sa mission d'aménageur en général et dans ses activités de concepteur et de gestionnaire en particulier, la SCP mène sa tâche dans le respect de l'environnement, avec le double souci de l'efficacité technique et économique.

Elle met en œuvre des techniques visant à assurer une gestion optimale du transport et de la distribution de l'eau dans tous les domaines, allant de la modernisation des ouvrages hydrauliques existants à la gestion commerciale : contrats de vente d'eau.

La SCP mène une politique active en matière de recherche et développement, allant notamment du calcul des ouvrages aux modes d'utilisation de l'eau, en passant par l'ensemble des méthodes de régulation et de télégestion.

Dans les années 60, les ingénieurs de la société ont mis au point des innovations, qui sont adoptées aujourd'hui dans le monde entier : le système de Régulation Dynamique des ouvrages hydrauliques et des méthodes d'optimisation des réseaux d'irrigation sous pression. Grâce à ces procédés, la SCP ne prélève que l'eau nécessaire aux besoins de ses clients, évitant ainsi tout gaspillage.

En décembre 1995, l'Association Française pour l'Assurance Qualité (AFAQ) a délivré un certificat attestant la conformité à la norme ISO 9002 des activités de la société dans les domaines de «la réalisation, l'exploitation, la maintenance d'ensembles d'ouvrages hydrauliques, la distribution, la vente d'eau et enfin, le négoce de matériels d'irrigation et de produits annexes». La conformité à la norme ISO 14001 liée à l'environnement a suivi quelques années plus tard.

Depuis le 29 mars 2011, la SCP est habilitée à concevoir des digues et de barrages, quel que soit leur classe, à superviser les travaux en tant que Maître d'Œuvre et à établir les rapports d'auscultation réglementaires liés aux barrages et digues.

1.1.3 AUTRES ACTIVITES



Le Comptoir du matériel, est un service dépendant de la Direction du Pôle Clientèle, à la charge des activités de vente de matériel avec les tiers, qu'il s'agisse de projets d'irrigation, d'arrosage, de potabilisation, d'entretien des piscines ou encore, de protection incendie. Il met à disposition des particuliers et des professionnels plus de 6000 produits et matériels référencés, sélectionnés selon des critères de qualité, de fiabilité et de conformité aux normes en vigueur.



Le Laboratoire des Sols et Bétons (LSB), est intégré à la SCP depuis sa création en 1957. Il assure les missions géotechniques en vue de la qualification des sols et l'implantation des ouvrages et offre ses services à des clients publics (communauté de communes, collectivités territoriales) et privés (bureaux d'études, entreprises de BTP). Pour le compte de la SCP, le LSB participe aux études pour la réalisation de ses propres ouvrages (réserves, réservoirs, digues, pistes, bâtiments, etc.).

Le LSB intervient dans tous les domaines d'activités du génie-civil et en particulier dans les domaines suivants :

- Prélèvements d'échantillons sur le terrain
- Analyse des sols, roches et bétons
- Assistance technique
- Accompagnement d'entreprises de travaux publics.



Dès 1976, le **Centre d'Essais de Matériaux Hydrauliques** (CEMATH), permet de déterminer et de contrôler précisément les performances de matériaux hydrauliques. Le CEMATH réalise des tests et des étalonnages pour le compte de clients nationaux et internationaux. Il rédige également, des procédures pour l'obtention d'agréments ainsi que des procès-verbaux d'essais de différents matériaux.

Les installations du CEMATH sont alimentées gravitairement à partir d'une réserve de 40000 m³

sous une pression statique de 15 bars, ce qui confère une grande stabilité d'écoulement et le potentiel de réaliser de forts écoulements à pression élevée.

Installée sur une aire de 650 m², une plateforme a été spécialement conçue pour la réalisation de modèles réduits. Les observations des écoulements et de leurs effets permettent la mise au point de l'ouvrage en améliorant progressivement les formes hydrauliques.

Depuis 1996, le CEMATH est accrédité par le COFRAC (Comité Français d'Accréditation) en débitmétrie liquide dans la gamme de débits 35 m³/h - 5 400 m³/h.

Le Laboratoire d'Analyses des Terres et des Eaux (LATE) assure les prélèvements et analyses d'eau et de sol nécessaires à la bonne exploitation des ouvrages de la Société et offre ses services à des clients publics ou privés. Pour le compte de la SCP, le LATE met en place et effectue le suivi de contrôle de qualité de ses eaux. Il apporte également une assistance technique à l'exploitation des ouvrages. Ses domaines de compétences sont:



- L'analyse des eaux douces superficielles
- L'analyse des eaux d'égout, des rejets industriels
- L'analyse des eaux potabilités.

1.1.4 LES ACTIVITES DE LA SCP A L'ETRANGER



Depuis le début des années 70, la SCP intervient également à l'étranger dans plus de 40 pays sur les 5 continents, en tant que, bureau d'études (études techniques, économiques, financières, supervision de travaux, expertises spécialisées) et aussi, en qualité d'expert (diagnostic-audit d'organismes de mise en valeur, tarification de l'eau, formation de personnel d'exploitation, assistance à la réorganisation d'offices d'irrigation).

Ces activités concernent :

- la conception et la réalisation d'aménagements hydrauliques d'envergure,
- la réhabilitation des réseaux d'irrigation,

- la conception et la réalisation de réseaux d'irrigation,
- la mise en valeur agricole,
- l'hydraulique urbaine,
- la régulation automatique centralisée,
- l'exploitation-maintenance d'ouvrages hydrauliques et la formation du personnel concerné.
- le traitement d'eau
- la réutilisation des eaux usées,
- le traitement des déchets, etc.

1.1.5 LA DIRECTION TECHNIQUE INGENIERIE

La Direction Technique Ingénierie comporte quatre services : le Service Aménagement et Environnement (SAE), le Service Laboratoires et Expertises (SLE), le Service Travaux et Infrastructures (STI) et le Service Hydraulique et Ouvrages (SHO), où mon stage s'est déroulé. En même temps, le SHO se compose de trois groupes: Hydraulique et Régulation, Ouvrages et Réseaux.

1.1.6 LE CANAL DE PROVENCE

L'infrastructure hydraulique de la Provence a été réalisée avec la mise en valeur de la principale ressource en eau de la région, la Durance et ses affluents. Pour réguler le cours capricieux de la Durance et utiliser son potentiel énergétique, EDF a construit, avec la participation financière du Ministère de l'Agriculture, le barrage de Serre-Ponçon qui retient 1.2 milliards de m³ d'eau dont une tranche de 200 millions de m³ est affectée à la régulation des irrigations de la région.

Son principal affluent, le Verdon, a été aménagé a fin de permettre la dérivation de ses eaux en vue de la desserte de la région provençale (50 millions de m³).

L'utilisation et la protection de ces 250 millions de m³ ont donné lieu à un programme d'aménagement hydraulique : le Canal de Provence, tant dans les domaines agricoles qu'urbains et industriels.

La construction des ouvrages principaux s'est étalée de 1964 à 1985 pour un investissement total de 1,9 milliard d'euro dont la moitié a fait l'objet de subventions et l'autre moitié d'emprunts par la SCP. Entre 1985 et 2005, nombreux autres aménagements ont vu le jour. Depuis 2006, la Société réalise l'irrigation d'un nouveau périmètre important dans le Var : la Liaison Verdon Saint Cassien.

Le Canal de Provence peut dériver chaque année 660 millions de m³ d'eau du Verdon. Il se compose d'ouvrages de transport (canaux, galeries, aqueducs, adductions...), de réserves, de stations de pompage et d'ouvrages annexes (brise-

charges, partiteurs...) nécessaires à son fonctionnement. Les réserves constituées sur le Verdon permettent de garantir les débits sur une période de sécheresse de deux ans, le Canal de Provence étant à sa capacité maximale.

1.1.7 LA SOCIETE DU CANAL DE PROVENCE, EN CHIFFRES (AU 01/01/2011)

96% de l'eau mobilisée par la SCP provient du Verdon

236 millions de m³ transportés en 2008

11 centres d'exploitation

80 stations de pompage et surpresseurs

82 réservoirs et réserves

19 stations de traitement d'eau

143 km de galeries

68 km de canaux

280 km de canaux de distribution gravitaire

594 km de conduites d'adduction

4 520 km de canalisations de distribution

56 000 postes d'eau

1 100 bornes incendie

450 emplois

Près de **2 millions** d'habitants concernés

110 communes desservies

800 industries et petites entreprises alimentées

42 000 clients particuliers

6 000 propriétés agricoles irriguées

1.2 DESCRIPTION DU PROJET

Just après l'adjudication du projet, au début du premier semestre, on a commencé une revue documentaire et bibliographique sur le projet, en raison d'un jour par semaine, au même temps, des courses d'ingénierie des fluides et des machines tournantes ont été reçus à l'ENSA de Paris.

Pour la définition du réseau trois logiciels de la SCP ont été profusément utilisés :

Le premier, du service de supervision du Centre de Gestion et Télécommande (CGTC) il informe en temps réel de l'état de fonctionnement des stations de pompage d'une forme schématique et la liaison entre les différents centres. Il permet aussi un accès aux valeurs des derniers jours et les valeurs de pointe pendant la période choisie.

Après, le logiciel Netview, donne une vision plus détaillée de l'ensemble d'éléments qui composent le réseau du Canal de Provence, on a l'option de mettre différents couches topographiques et d'information supplémentaire.

Le dernier, IRMA sert à acquérir la cote piézométrique des données nécessaires pour la modélisation du réseau à simuler et le reste de caractéristiques du réseau, comme le débit moyen et le DN des canalisations,

Une fois connues les données à simuler du réseau, un modèle avec les données plus significatives et influentes est créée sur le logiciel CEBEL pour faire une simulation premièrement en conditions statiques pour assurer un bon calage du modèle en conditions piézométriques maximales et minimales et après des régimes transitoires.

Dans les cas où il y a des ballons anti bélier desquels les dimensions et pressions de service sont connues, des simulations sont faites aussi pour les comparer avec les obtenues avec une inertie du groupe de pompage plus grand qui représente l'addition du volant d'inertie.

Une fois connue les conditions d'inertie qui permettent assurer un bon fonctionnement en régime transitoire d'accord aux normes de la SCP. On fait un dimensionnement de l'inertie du volant. Suite à cette inertie requise, on fait des conceptions des volants possibles selon les sections regardées dans la présente étude.

Du point de vue mécanique, on tiendra en compte les conséquences de l'implantation des volants d'inertie, sur le démarrage du moteur, l'accouplement entre le volant et le moteur ou la pompe.

Pour faire une comparaison entre le prix actuel d'achat et entretien des ballons pendant une durée de vie à 50 ans on a fait un appel d'offre de référencement pour des pompes avec volant d'inertie.

2 PRÉSENTATION DU PROBLÈME DES COUPS DE BÉLIER ET DES DIFFÉRENTS MOYENS DE PROTECTION

2.1 GENERALITES

Le phénomène de coup de bélier est extrêmement répandu. Partout où un fluide s'écoule dans une canalisation, un coup de bélier peut survenir.

Le coup de bélier est produit par un changement rapide de la vitesse de l'écoulement dans les conduites contenant des fluides faiblement incompressibles tels que les liquides (eau, pétrole). Les variations brusques de pression peuvent être causées par l'ouverture ou fermeture de la vanne soudaine, démarrage ou arrêt des pompes, une défaillance mécanique d'un dispositif, les changements rapides dans un état de la demande, etc.

Il peut devenir un changement violent de la hauteur et de la pression, qui est ensuite propagé dans la conduite sous la forme d'une onde de pression rapide ce qui peut provoquer de graves dommages. La célérité de cette onde peut dépasser 1000 m / s et les pressions peuvent fluctuer entre des valeurs très élevées et des valeurs très faibles en fonction des variations du débit.

La Conception et l'exploitation de tout système de canalisations exigent que la fourniture de la pression et du débit dans le système soit prévue aux différents points d'exploitation ou service.

Si la pression totale est inférieure à la pression de service, il n'y a évidemment pas de danger. Par contre, si le contraire s'observe, le danger existe, et l'on doit choisir entre les deux solutions suivantes :

- Changer la classe des conduites pour une pression de service supérieure.
- Atténuer les pressions transitoires par les moyens de protection (protection anti bélier).

Du point de vue économique c'est plus convenable de dimensionner le réseau de conduites pour son point du fonctionnement permanent en plus d'ajouter des moyens de protection pour les périodes transitoires.

2.2 Risques dus aux coups de bélier

De forte pression.

Les coups de bélier provoquent des surpressions qui s'ajoutent à la pression initiale. Si la somme de la pression initiale et de la surpression est supérieure à la pression maximale admissible des tuyaux il y a risque de rupture des tuyaux et de déboîtement des joints. Dans la pratique, les canalisations possèdent une certaine pression d'épreuve (PE), c'est la pression maximale garantie par le constructeur que la canalisation peut supporter, passé cette pression la canalisation risque la rupture.

De pression négative.

Une autre conséquence des coups de bélier peut être l'apparition d'une pression relative négative. Si le profil en long de la canalisation est défavorable c'est-à-dire si la poche de vapeur peut se former sur une grande distance, la canalisation peut être aplatie par l'implosion. Si ce cas reste assez peu fréquent, il peut arriver néanmoins que les joints soient aspirés ce qui a pour effet de rompre l'étanchéité de la conduite.

Une conséquence de la cavitation est la détérioration de l'enduit intérieur du tuyau, mais le risque le plus grave est celui de l'éclatement de la conduite lors du retour à des pressions positives : les pressions obtenues à ce moment sont en effet souvent très importantes.

De fatigue des tuyaux.

Comme autre conséquence des coups de bélier, on peut citer la fatigue qu'entraîne pour le matériau une alternance rapide de fortes et faibles pressions, même si chaque onde de surpression n'est pas suffisante, à elle seule, pour créer la rupture. Ce phénomène se produit surtout lors des fortes différences de pression, engendrées par une variation importante de débit, en particulier dans le cas où l'oscillation, faiblement amortie, peut durer plusieurs dizaines de minutes.

2.3 PHÉNOMÈNE PHYSIQUE

Les équations de St Venant (composées de l'équation de continuité et de celles de la dynamique) permettent d'étudier tous les phénomènes des régimes transitoires que l'on rencontre en écoulement monophasique sous pression.

2.3.1 EQUATION DE LA CONTINUITÉ

On part de l'équation de conservation de la masse, spécifiant que la variation de masse est nulle au cours du temps.

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{d\Delta L}{\Delta L} = 0 \quad (2.1)$$

Puis on remplace les dérivées totales de cette équation par des dérivées partielles :

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\varepsilon} \quad (2.2)$$

Variation de masse volumique en fonction du module d'élasticité du fluide

$$\frac{dS}{S} = \frac{D}{Ee} c \, dP \quad (2.3)$$

En appliquant la loi de Hook au tuyau on obtient la variation de section.

Variation de la longueur de l'élément liquide

$$\frac{d\Delta L}{\Delta L} = \frac{\partial U}{\partial x} dt \quad (2.4)$$

Une fois ces termes sont introduits dans l'équation (2.1), on obtient

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{Ee} c \right) \frac{dP}{dt} = 0 \quad (2.5)$$

En posant :

$$\frac{1}{a^2} = \rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{Ee} c \right) \quad (2.6)$$

On obtient, la première équation de St Venant

$$\rho \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \quad (2.7)$$

2.3.2 ÉQUATION DE LA DYNAMIQUE :

La dérivée de la quantité de mouvement est égale à la somme des forces extérieures :

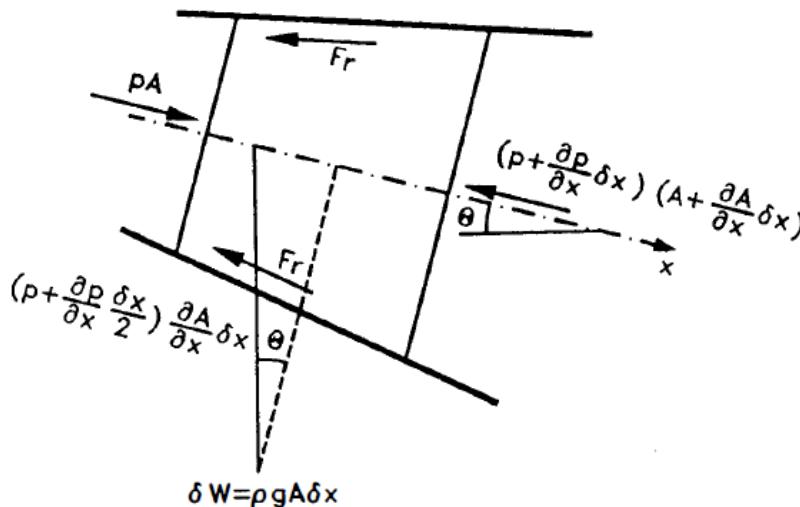
$$\frac{d(mU)}{dt} = m \frac{dU}{dt} = \rho S dx \frac{dU}{dt} = \sum F_{ext} \quad (2.8)$$

Ici les forces extérieures projetées sur l'axe de la conduite sont :

$$-\frac{\partial P}{\partial x} S dx : \text{Pression} \quad (2.9)$$

$$\rho g S dx \hat{\theta} : \text{Gravité} \quad (2.10)$$

$$-\rho g S dx : \text{Frottement} \quad (2.11)$$



2.1 - Bilan des forces

En remplaçant dan l'équation (2.) on obtient la 2^{ème} équation de St Venant :

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \hat{\theta} \quad (2.12)$$

2.3.3 ÉQUATION AUX CARACTÉRISTIQUES

En partant des deux équations de St Venant, en faisant certains changements de variables et négligeant la vitesse du fluide U , devant la célérité de l'onde de pression a , on obtient les équations aux caractéristiques :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = \pm a \\ dZ \pm \frac{a}{g} dU = dx \end{cases} \quad (2.13)$$

Ces équations seront utilisées lors des modélisations pour suivre l'onde de pression dans le plan (x,t), dans le cadre de la méthode des caractéristiques.

2.4 LES MOYENS DE PROTECTION

Si on regarde l'équation on peut déduire que la cause de la variation des pressions c'est le changement des vitesses du fluide.

En conséquence, une façon de diminuer l'effet des régimes transitoires sera empêcher l'accroissement des variations de vitesse.

Une option est de dimensionner les canalisations avec une résistance mécanique qui permette subir les surpressions pendant le régime transitoire, cette option, le réseau est surdimensionnée en excès et augmente beaucoup le cout.

On peut aussi ajouter des dispositifs pour réduire la cause des oscillations, les variations de la vitesse du fluide. Sera mieux donc de **modifier la cause**.

Cette type de mesures de protection directe est toujours en série avec la canalisation, ça permet de réduire l'effet dès que le régime transitoire commence.

Par contre, quand il n'est pas possible de modifier la cause directement, on peut aussi **modifier non la cause mais l'effet**, en les diminuant. Ces dispositifs indirects, sont mis en parallèle avec la canalisation. Ils procèdent seulement quand le coup de bélier est produit autour.

Dispositifs d'action directe :

- Volant' d'inertie
- Clapet anti retour
- Vanne à fermeture automatique
- Amortisseurs en ligne

Dispositifs d'action indirecte :

- Ballon anti bélier
- Cheminées d'équilibre
- Réservoir unidirectionnel
- Soupape de décharge
- By-pass
- Ventouses
- Déversoir

À continuation on va exposer le principe de fonctionnement du ballon anti bélier comme dispositif d'action indirecte. Il est le moyen de protection utilise presque

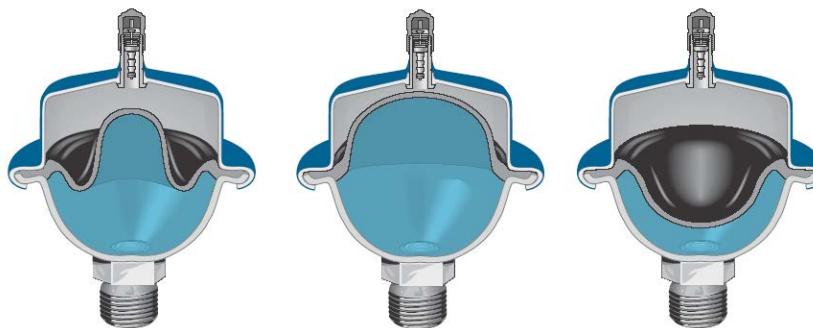
dans tous les cas par la SCP en refoulement des stations et aussi à refoulement quand la canalisation de aspiration est longue.

2.5 BALLON ANTI BELIER

De façon classique ils se placent au collecteur de refoulement, il s'agit d'une réserve de fluide pouvant s'écouler dans le réseau. Le débit sortant du ballon se substitue au débit des pompes lors de la disjonction. En arrivant l'onde de surpression le volume d'air dans le ballon fait office de tampon et permet ainsi limite cette surpression.

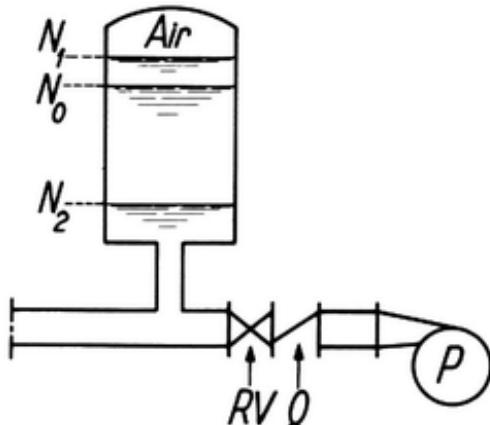
Il existe 2 grands types de ballons anti béliers :

Les ballons à membrane ou à vessie : l'air et l'eau ne sont pas en contact, ce qui évite la dissolution d'air dans l'eau. On n'a donc pas le problème de rétablir de façon périodique le volume d'air nécessaire au bon fonctionnement du ballon. Ces ballons doivent être pré-gonflés à la pression de pré-gonflage désirée.



Les ballons sans membrane : leurs inconvénients proviennent du contact entre l'air et l'eau. L'air se dissolvant dans l'eau, il est nécessaire d'avoir en permanence un compresseur qui rétablit périodiquement et automatiquement le volume d'air dans le ballon. Cependant ces ballons sont très utilisés pour leur relative facilité d'emploi. En effet même s'il impose une maintenance régulière due à la présence d'un compresseur. Il ne nécessite pas de réparations lourdes, comme lors de la rupture de membrane d'un ballon à vessie.

Ce type de ballon possède l'avantage de présenter des tailles et des configurations très diverses. On peut trouver des ballons de toutes les tailles et de tous les volumes. De quelques m³ jusqu'à 100 m³, de toute façon, normalement c'est moins cher de mettre sur place plusieurs ballons plus petits en parallèle.



N_0 niveau en l'absence de coup de bélier	P pompe
N_1 niveau en fin de surpression	Q clapet
N_2 niveau en fin de dépression	RV robinet vanne

Un autre chapitre est consacré aux volants d'inertie comme moyens de protection.

3 VOLANT D'INERTIE

L'objet de ce chapitre ce donner une idée général des éléments à tenir en compte face à la conception et optimisation d'un volant d'inertie. Les équations qui modèlent les phénomènes physiques impliqués sont mentionnés ou références a la bibliographie consulté.

Il y a longtemps, les volants d'inertie mécaniques servaient uniquement à maintenir les machines dans le bon fonctionnement de cycle en cycle, facilitant ainsi la tâche de la révolution industrielle.

Au cours de cette période, plusieurs formes ont été conçues et mises en œuvre, mais il a fallu attendre au début du XXème siècle pour que les formes du volant et les contraintes de rotation aient été analysées en profondeur.

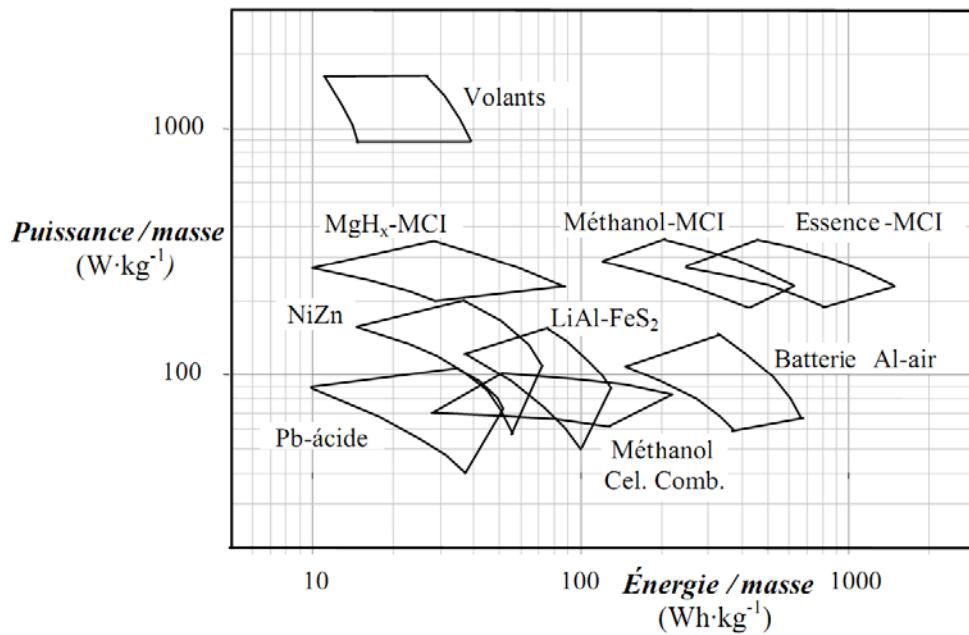
Plus tard, dans les années 70, le stockage d'énergie dans les volants d'inertie a été proposé comme un objectif prioritaire pour les véhicules électriques et générateurs de secours fixes. A la même époque, des rotors ont été construits en fibres composites, et dans les années 80, des paliers magnétiques ont commencé à apparaître.

Le volant d'inertie est essentiellement un système ou un dispositif pour stocker l'énergie cinétique dans une masse en rotation. Sa principale caractéristique, par rapport à d'autres systèmes, est la capacité d'absorber et de transférer d'énergie dans des périodes de temps très courts. Il est convenable pour systèmes mécaniques de cycle d'énergie discontinu où la période est très courte. C'est pour ça que les volants d'inertie ont traditionnellement été utilisés dans les moteurs et les compresseurs à pistons, presses, découpeuses, etc.

Pour comparer les accumulateurs cinétiques avec d'autres systèmes de stockage énergétique, on utilise les concepts de densité d'énergie, E_{sp} , (Wh/kg) et de densité de puissance, P_{sp} , (W/kg) pour exprimer la capacité de stocker et d'échanger l'énergie par unité de masse de l'accumulateur.

On observe que la densité de puissance dans les volants est très élevée par rapport aux différents types de batteries chimiques et aux moteurs à combustion interne. Par contre, sa densité d'énergie est semblable à celle des batteries conventionnelles mais plus faible que les batteries spéciales et les moteurs. Par conséquent, **la principale caractéristique des volants est sa densité de puissance élevée.**

Ces deux paramètres donnent une vision générale des systèmes. Si l'on veut une comparaison complète, il faut tenir en compte d'autres facteurs tels que le nombre de cycles de vie, les coûts de fabrication et d'exploitation.



3.1 - Densité de Puissance et Energie

3.1 PARAMETRES CLES POUR LA MODELISATION DES VOLANTS D'INERTIE

3.1.1 MATERIEL

Il y a deux catégories fondamentales de volants d'inertie en fonction du matériau du rotor.

La première catégorie utilise un rotor constitué des matériaux composites avancés tels que la fibre de carbone, la fibre de verre ou le graphite. Ces matériaux ont une résistance très élevée par rapports au poids, ce qui donne la possibilité d'avoir une énergie spécifique élevée.

La seconde catégorie de volant d'inertie utilise l'acier comme principal matériau structurel dans le rotor. Cette classe ne comprend pas seulement des dessins du volant traditionnels qui ont de gros diamètres, rotation lente et de faible puissance et densité d'énergie, mais comprend également quelques nouveaux volants de haute performance.

Les volants d'inertie avec une configuration à rayons, en tournant à faible vitesse ont été traditionnellement réalisés en fonte pour réduire le coût au maximum.

L'acier moulé peut être utilisé pour améliorer la résistance et pour pouvoir augmenter la vitesse de fonctionnement. Pour des applications plus performantes, les aciers corroyés ou falsifiés, ou aciers alliés permettent des vitesses de fonctionnement beaucoup plus élevées, en apportant un soin minutieux à la forme géométrique.

La quantité d'énergie stockée, E_c , est proportionnelle à la masse du volant et au carré de la vitesse angulaire. Elle est calculée par l'équation

$$E_c = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (3.1)$$

Où I est le moment d'inertie du volant et ω est la vitesse angulaire. L'énergie maximale stockée est finalement limitée par la résistance à la traction du matériau du volant. Le maximum d'énergie spécifique (par unité de masse) E_{sp} qui peut être stockée dans un volant d'inertie peut être écrit sous la forme

$$E_{sp} = K_s \frac{\sigma_m}{\rho} \quad (3.2)$$

Où σ_m est la résistance à la traction maximale du matériel du volant d'inertie, ρ la densité du volant, et K_s est le facteur de forme. La dépendance de E_{sp} sur les propriétés du matériau est proportionnelle à la résistance à la traction et inversement proportionnelle à la densité. Cela veut dire que le plus convenable sera d'utiliser une sorte de matériau qui ait une forte résistance à la traction et une faible densité.

Dans les applications aérospatiales on cherche minimiser le poids, par contre, le poids et le volume ne sont pas aussi importants dans les applications stationnaires terrestres car il y a plus de place. Par contre, le coût reste critique.

À cause de la faible vitesse des pompes considérées (application en transfert d'eau en irrigation), on ne considérera que des volants d'inertie métalliques.

3.1.2 GEOMETRIE

La géométrie d'un volant d'inertie de stockage d'énergie est généralement choisie de manière à maximiser la densité d'énergie et / ou l'énergie spécifique. Nous considérons d'abord l'optimisation du moment d'inertie. Cela signifie placer la masse aussi loin de l'axe de rotation que possible et / ou augmenter la masse volumique afin d'augmenter I . σ_m est donnée par

$$\sigma_m = \rho r^2 \omega^2 \quad (3.3)$$

Les volants peuvent facilement être conçus pour une utilisation optimale de la résistance du matériau. En utilisant l'équation (2.2), l' E_{sp} peut être calculée pour différents modèles de rotor en termes de facteur de forme, K_s de matériaux isotropes;

(voir *figure 3.2*). Le facteur de forme, K_s est une mesure de l'efficacité de la forme du rotor dans le cas des efforts limités.

Shape-factor K for different planar stress geometries

Fly wheel geometry	Cross section	Shape factor K
Disc		1.000
Modified constant stress disc		0.931
Conical disc		0.806
Flat unpierced disc		0.606
Thin firm		0.500
Shaped bar		0.500
Rim with web		0.400
Single bar		0.333
Flat pierced bar		0.305

3.2 - Facteur de forme

3.1.3 LONGUEUR

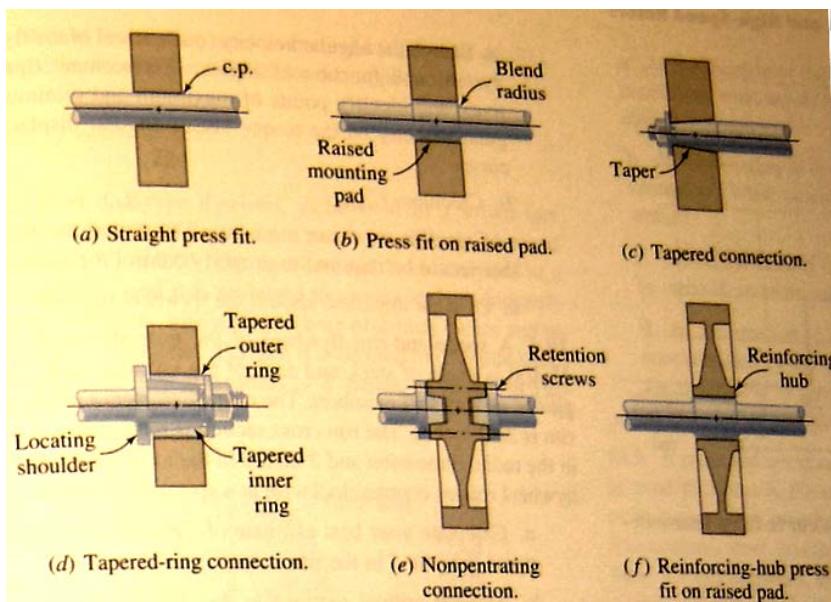
On vient d'expliquer comment la section radiale optimale du rotor peut être conçue, mais on n'a pas encore déterminée pas comment concevoir la longueur optimale du volant. Celle-ci, est directement liée à des considérations dynamiques. Un corps en rotation peut subir en même temps des modes de résonance (critiques) en flexion et comme un corps rigide. Si le système de rotation est très raide, l'ensemble de ces fréquences critiques se produira au-dessus de la fréquence de fonctionnement de la pompe. Cependant, cela conduit à des pertes élevées. Ainsi, un système de rotation est choisi pour être suffisamment souple pour s'assurer que les fréquences critiques se passent à basse vitesse. Une fois les points critiques de vibration ont été dépassés, le rotor va tourner autour de son centre de masse avec de faibles pertes d'amortissement et les forces centrifuges seront faibles sur le système de rotation.

Ceci est possible uniquement avec un rotor très équilibré qui a un faible déplacement du centre de masses. Quand la rigidité des roulements a été choisie, la longueur du rotor affecte le mode conique de solide indéformable. Le rapport longueur-diamètre du rotor est spécialement choisi pour être significativement plus ou moins de 1:1 à éviter d'exciter ce mode dans la plage du cycle de fonctionnement de la machine. Par conséquent, il faut choisir entre un disque et un cylindre. La longueur est tout simplement choisie d'être la longueur maximale de sécurité par-dessous de la vitesse du rotor quand il tourne à sa vitesse de contrainte maximale.

Il est possible que la longueur soit imposée par des contraintes constructives de la pompe. Par exemple, dans le cas de la station de pompage de la Tresque le diamètre du volant dépend de l'aire dans la cloche de supportage du moteur.

3.2 DIFFERENTS TYPES D'UNION AVEC L'ARBRE PORTANT

Plusieurs configurations pour monter le volant sur l'arbre moteur sont montrées dans la *figure 3.9*. La configuration la plus simple correspond à une interconnexion étroite entre la pompe et le moteur et génère des concentrations de contraintes très élevées dans le point critique. L'assemblage peut également être difficile si l'encombrement du est très important (a). Pour éviter ces derniers problèmes, on peut utiliser une garniture soulevée dans l'arbre (b). Un concept similaire implique l'addition des épaulements de fixation à la fin de la garniture pour avoir un placement axial soigné du volant.



3.3 - Types d'union

Dans d'autres cas, une connections effilée ‘tapered connection’ peut être utilisée (c) en calant l'écrou de rétention de manière serré dans les parties coniques de l'arbre. Ceci donne une concentricité très précise entre l'arbre et le volant, ce qui permet une bonne transmission des couples parmi eux. Il existe une variation illustrée dans la figure (d), où il y a deux anneaux concentriques mutuellement effilés qui permettent une garniture cylindrique qui améliore la concentricité entre l'arbre et le volant. Par le

resserrement entre les anneaux, ceux-ci se déforment radialement quand ils compressés axialement.

Pour éviter la pénétration d'un trou dans un volant à résistance constant. Une autre configuration pour l'installation est montre dans la figure (e). Une attention particulière est nécessaire pour éviter des concentrations des efforts potentiels. Le problème se pose aussi dans le cas on utilise des clavettes qui produisent des concentrations des efforts très élevés. Une solution pour les réduire est de les distribuer autour d'un arbre, arbre rainuré, come montre dans la figure ci-dessous.



3.4 - Disque et arbre rainuré

Une dernière configuration pour le modèle du volant à résistance constante, qui peut être approximé par l'usage d'un moyeu encerclant le trou central comme dans la figure (f)

L'augmentation des contraintes subies par le volant quand on le perce est détaillée dans la section 3.2.3

3.3 MOTEUR ELECTRIQUE.

Pour l'application de piloter des pompes hydrauliques, le moteur considéré par sa simplicité, fiabilité et coût réduit, c'est le moteur d'induction ou asynchrone [36].

On va prendre comme hypothèse qu'il n'y a pas dépendance de l'inertie et couple avec l'angle de rotation θ , donc les $\frac{\partial}{\partial \theta}$ sont nulles.

3.3.1 ENERGIE CINETIQUE.

THEOREME DE L'ENERGIE CINETIQUE

Pour le calcul de l'énergie cinétique des masses tournantes on fait l'addition des différents éléments qui composent la chaîne cinématique

$$E_c = \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} I_i \omega_i^2 \quad (3.28)$$

VERSION DIFFÉRENTIELLE DU PRINCIPE DE CONSERVATION DE L'ENERGIE

Pour un système à base de solides indéformables, la dérivé temporelle de l'énergie cinétique

$$\frac{dE_c}{dt} = \sum_{i=1}^N P_i = \sum_{i=1}^N I_i \omega_i \alpha_i \quad (3.29)$$

Soient le couple $C_i = I_i \alpha_i$, et $\alpha_i = \frac{d\omega}{dt}$ l'accélération angulaire, cette équation est basée sur la 2^eme loi de Newton pour la rotation.

3.3.2 COUPLE

Un couple est l'effort en rotation appliquée sur un axe, plus grand soit l'inertie du volant ajouté plus grand devra être le couple du moteur ou bien moins rapide l'accélération. On peut définir le couple d'accélération comme la différence entre le couple fourni par le moteur et celui utilisé par la pompe et le volant.

$$C_{acc} = C_{mot} - C_{res} \quad (3.32)$$

À partir de l'équation (3.29) on peut obtenir la valeur du couple comme fonction de l'inertie et l'accélération angulaire. B c'est une constante mécanique qui dépend des pertes en fonction de la vitesse de rotation. Cette constante peut être inclue normalement comme partie du couple résistant [5]

$$C_{acc} = I\alpha + B\omega \quad (3.33)$$

$$\frac{dE_c}{dt} = P = C_{acc}\omega \quad (3.34)$$

L'addition de paliers pour le volant d'inertie augmente le couple résistant et donc diminue le couple d'accélération disponible.

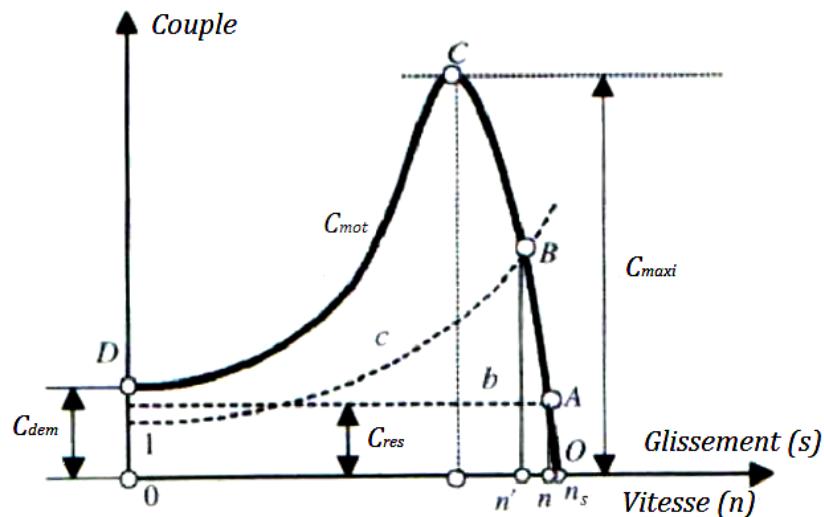
La figure 3.11 représente la courbe caractéristique, qui définit le comportement mécanique des moteurs à induction, à plusieurs points caractéristiques:

Les points A et B. Régime nominale: Ce qui correspond à la vitesse et de couple nominal ou de la vitesse et le couple nominal. Inclus dans une plage de travail de glissement entre 3 et 8 %, ce qui représente presque la vitesse de synchronisme. Le

point A correspond à un régime de charge avec un couple constant, comme pour le volant d'inertie, et le point B correspond à un régime d'une charge avec un couple qui augmente avec la vitesse de rotation, comme pour les pompes hydrauliques

Point C, Couple de fonctionnement : Représente le couple maximal du moteur C_{maxi} et est produit pour glissements situés entre 15 et 30 %.

Point D, Démarrage : dans ce cas la vitesse est nulle et correspond au couple de démarrage C_{dem} .



3.5 Couple moteur et résistant

3.3.3 TEMPS DE DEMARRAGE

Le temps de démarrage o d'accélération, pour un moteur asynchrone, c'est le temps qui s'écoule depuis le démarrage jusqu'à la vitesse en régime stationnaire. Pour le calculer, on part de l'équation d'équilibre des moments. (3.33)

$$\int_0^{t_{acc}} dt = I_{tot} \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{C_{acc}} \quad (3.35)$$

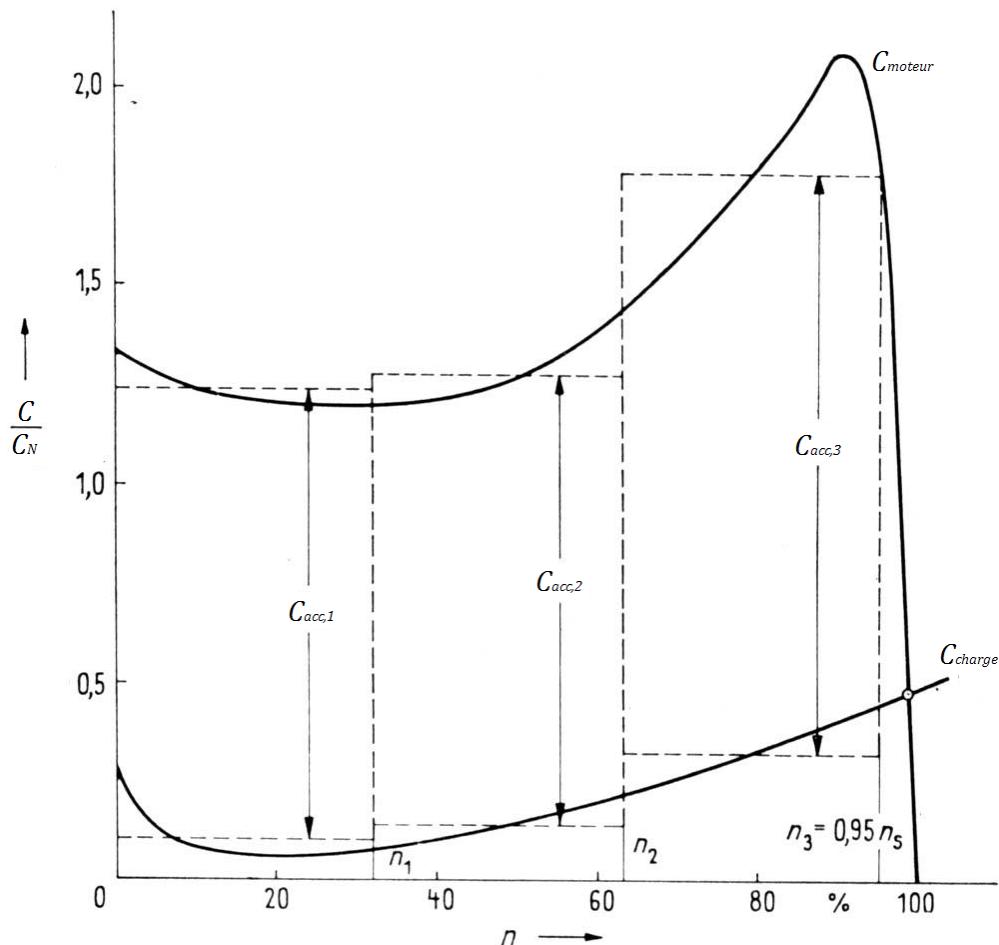
Comme le C_{acc} n'est pas linéal, l'intégration ci-dessus doit être résolu par méthodes numériques.

Si on considère l'équation précédente dans une tranche de vitesse $[\omega_i, \omega_{i+1}]$, dans cette petit tranche, on peut supposer constante le $C_{acc,i}$

$$t_{acc,i} = I_{tot} \int_{\omega_i}^{\omega_{i+1}} \frac{d\omega}{C_{acc,i}} = \frac{I_{tot}(\omega_{i+1} - \omega_i)}{C_{acc,i}} \quad (3.36)$$

Avec ce procédure, on peut calculer le t_{acc} comme la somme dans l'intervalle $[0, n_s]$

$$t_{acc} = \sum_i t_{acc,i} \quad (3.37)$$



3.6 - Temps de démarrage

Comme indicateur du temps de démarrage ou accélération la disparité entre l'inertie du moteur de t de la charge est normalement considérée. Si c'est ratio ($I_{mot}:I_{charge}$) est très grand le temps requis pour arriver à la pointe de fonctionnement nominal est prolongé et les oscillations de vitesse autour de n_s augmentent.

3.4 FONCTIONNEMENT DU VOLANT.

3.4.1 COMME STABILISATEUR DES CHARGES

Les volants sont également utilisés pour régulariser vitesses, forces et couples, en réduisant le niveau d'irrégularité; cet effet dynamique augmente l'inertie de l'arbre moteur et donc réduit les accélérations. C'est une caractéristique des régimes stationnaires cycliques, dans certains cas, sans le volant, l'énergie cinétique du système peut n'être suffisante comme par exemple, sur les moteurs à combustion interne, presses et compresseurs

3.4.2 COMME STOCKAGE D'ENERGIE

Cet effet est basé sur la capacité du volant à accumuler une quantité suffisante d'énergie pour assurer le bon fonctionnement de la chaîne pendant un certain temps, en tenant compte des pertes de résistance passive et externes exige un réservoir d'énergie cinétique. À ce stade, le volant est clairement un régime transitoire, parce qu'il commence avec beaucoup d'énergie cinétique et se termine avec très peu.

3.4.3 CAS DE DISJONCTION D'UNE POMPE :

Quand on considère l'ensemble pompe-volant-moteur, l'inertie totale doit être suffisante pour réduire l'amplitude des variations de pression mais sans entraîner des temps de démarrage et arrêt trop longs.

L'énergie stockée dans le volant n'est vraiment celle montre dans l'équation (3.1), car il faut tenir en compte s'il y a un clapet anti retour ou un by-pass dans la station de pompage ou surpresseur. Dans ceux cas-là, on doit tenir en compte la vitesse de rotation ω_2 à laquelle la fermeture du clapet anti retour est produite ou le by-pass commence à fonctionner, et soit ω_1 la vitesse de rotation en régime permanent.

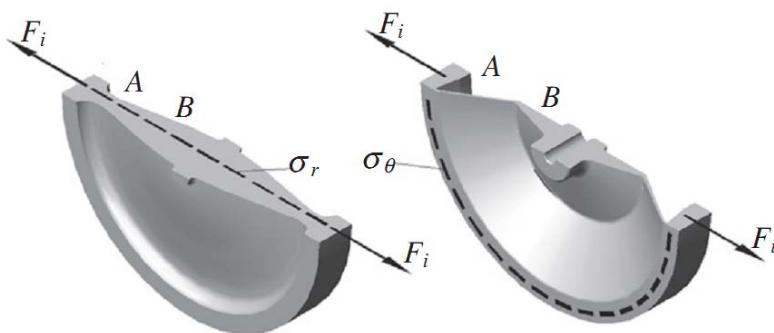
$$E_c = \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (3.38)$$

Il faut aussi retenir que le rendement hydraulique de la pompe descend avec la vitesse de rotation, donc pour une vitesse de rotation réduite après la disjonction de la pompe l'énergie apportée par le volant doit augmenter.

3.5 ANALYSE DES DIFFERENTES CONFIGURATIONS :

3.5.1 TYPE DU MATERIEL

Comme mentionné dans la section 3.1.1, une première distinction est faite entre les volants d'inertie de matériaux composites et les volants en alliages ferreux. Le choix du matériel tiendra compte de la forme du volant, car les propriétés des deux types sont mieux adaptées à des configurations différents, dans la figure 3.11, le design à gauche pour volants métalliques, est plus rigide avec une transmission radial des efforts ; tandis que celui à droite, plus adapté pour matériaux composites, est plus flexible, avec une transmission des efforts tangentielle.



3.7 - Moyeux pour volants d'inertie [41]

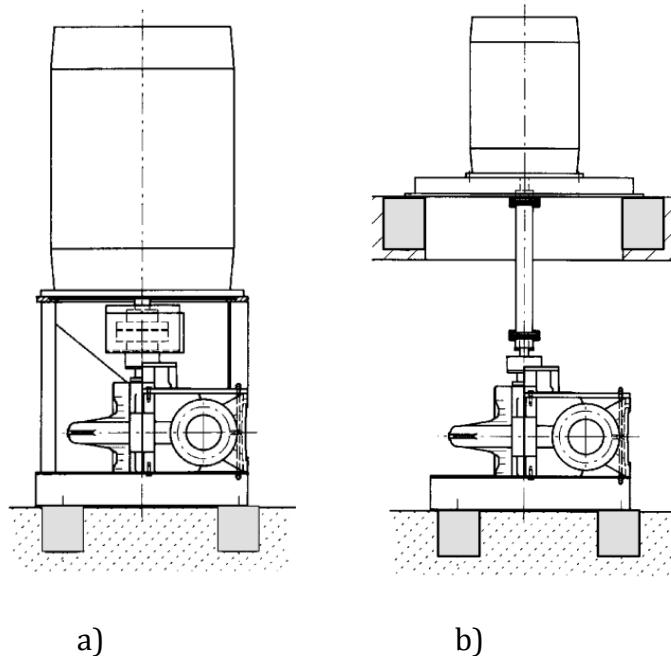
Pour les vitesses de travail des moteurs commerciaux avec accouplement direct avec la pompe, le volant sera de **type alliage ferreux**, aussi recommandable pour son coût réduit.. Selon la géométrie soit imposé ou délimité on choisira un type d'acier ou fonte qui accomplit les contraintes maximales avec sécurité mais qui soit le moins chère en fonction des moyens de fabrication pour chaque un.

3.5.2 POSITION DE LA POMPE : HORIZONTAL OU VERTICALE

Pour la configuration horizontale, le poids ou charge statique et la charge dynamique, due aux forces centrifuges, sont les deux supportés par des roulements principalement à charge radial. C'est la configuration utilisée plus souvent quand on n'a pas des restrictions d'espace. On a une meilleure rigidité et le volant peut être soutenu par des roulements indépendants à ceux de la pompe et moteur pour réduire les déplacements et vibrations.

Pour la configuration verticale, le poids de l'ensemble est soutenu par des paliers principalement à charge axial. En fonction de la taille du volant par rapport au

dimensionnement des paliers pour la charge déjà existante avant l'insertion du volant, on doit ajouter autres paliers de renforcement. Toute excentricité sera source des forces radiales, on les doit éviter car la transmission des efforts radiaux génère des vibrations et déplacements qui sont plus importants que dans la configuration horizontale. Pour diminuer ces déplacements, on peut ajouter un niveau au bâtiment pour mieux transmettre les efforts dans le sol, cette disposition facilite aussi les tâches de maintenance.



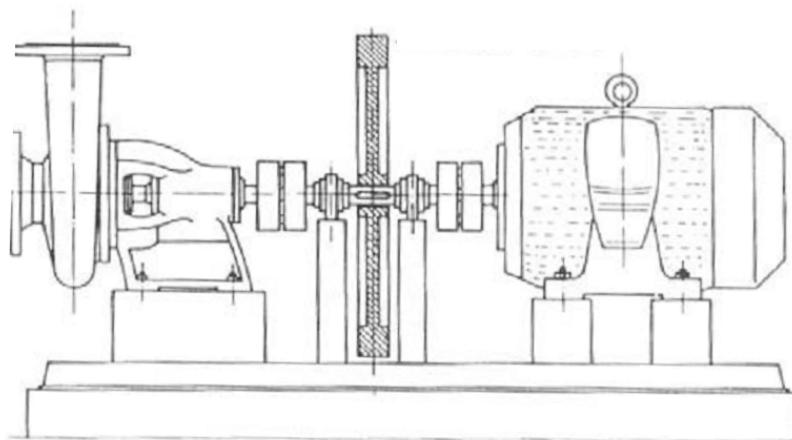
3.8 - Position de la pompe

3.5.3 DIRECTE : POSITION DU VOLANT

Quand on a une configuration avec le volant dans le même arbre que la pompe et le moteur, tous avec une seule vitesse de rotation, on parle d'une configuration directe, contrairement à une connexion au moyen d'un réducteur de vitesse ou on a deux arbres avec vitesses différents.

La manière que les moteurs sont construits, avec un arbre qui n'est pas traversant, fait l'obligation de lui mettre sur une extrémité de l'arbre ; restant pour le volant et la pompe la possibilité de rester en milieu.

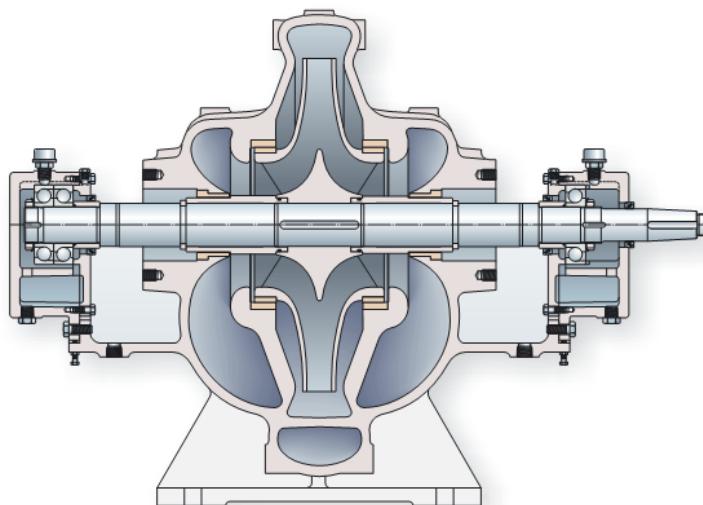
L'accès à l'arbre de la roue de la pompe est seulement par une cote dans la plus parts des configurations des pompes. Soit pour des simplicités constructives dans le cas des roues centrifuges simples avec aspiration axial comme dans la *figure 3.14* ou bien soit par des raisons simplicité constructive en pompes multicellulaires (un seul palier entre le moteur et la roue en pompes verticalisées). Pour ce cas-là, le volant est obligé d'être au milieu, en fonction de la raideur des paliers qui soutient le poids



3.9 - Position relative du volant

Ils existent, par contre, des pompes à volute de plan joint dans lesquelles l'arbre de rotation est perpendiculaire à l'axe de la canalisation, donc les deux côtes de l'arbre de la pompe sont accessibles. Il est possible deux configurations selon soit la pompe ou le volant en moitié de les autres deux éléments.

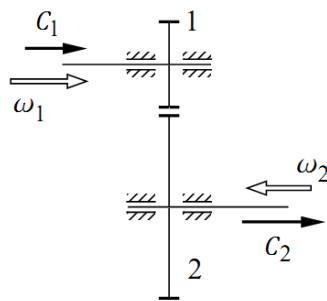
De la cote sécurité c'est plus convenable d'avoir le volant, surtout si la taille est très élevée, à l'autre extrémité du moteur pour mieux l'isoler physiquement.



3.10 - Sulzer API 610

3.5.4 AVEC REDUCTEUR : ENGRENAGE (ROUES DENTÉES) / POULIE

On peut considérer la possibilité de séparer les arbres moteur et de la pompe par un réducteur d'engrenage ou une poulie. L'effet d'avoir deux vitesses différentes change l'inertie du système selon l'axe regardé.



3.11 - vitesses de rotation et couples dans un engrenage

Si on néglige les pertes par frottement dans le réducteur, l'énergie cinétique sera la même dans l'axe 1 que dans l'axe 2 [voir équation (3.28)], on définit le rapport de transmission comme $R = \omega_2/\omega_1$, l'énergie cinétique est :

$$E_c = \frac{1}{2}I_1\omega_1^2 + \frac{1}{2}I_2\omega_2^2 = \frac{1}{2}(I_1 + I_2R^2)\omega_1^2 = \frac{1}{2}(I_1/R^2 + I_2)\omega_2^2$$

$$\begin{cases} I_{red,1} = I_1 + I_2R^2 \\ I_{red,2} = I_1/R^2 + I_2 \end{cases} \quad (3.39)$$

De manier pareille, la puissance pour éléments tournantes est :

$$P = C_1\omega_1 - C_2\omega_2 = (C_1 - C_2R)\omega_1 = (C_1/R - C_2)\omega_2$$

$$\begin{cases} C_{red,1} = C_1 + C_2R \\ C_{red,2} = C_1/R + C_2 \end{cases} \quad (3.40)$$

Le réducteur va aider diminuer la différence entre l'inertie du moteur y celle de la charge, seulement si l'inertie de la charge est excessivement grand par rapport à l'inertie du moteur et le choix d'un moteur plus grand soit pas rentable de point de vue de la consommation électrique dans le point de fonctionnement et la diminution du rendement dû au réducteur soit compensé avec un moteur avec une vitesse et rendement plus élevés.

3.6 PROTECTION ET SYSTEMES DE SECURITE

Le système de confinement est conçu spécifiquement pour deux types de rupture associés avec le volant:

Une panne de rotor intacte, lorsque le rotor reste essentiellement intact tout au long de l'échec et un type de panne due à la fragmentation rotor, où la couche de carbone composite brise.

Ainsi que la rotation plus rapide et le stockage de plus d'énergie que les volants en acier, les volants d'inertie en composite sont beaucoup plus sûrs si la vitesse

maximale de sécurité est dépassée, car ils ont tendance à se décoller et se désintègrent progressivement à partir de la circonference extérieure plutôt que d'exploser.

Dans une panne avec rotor intact, la précession du rotor sur l'arbre central : la vitesse de précession maximum (cas le plus défavorable) Ω peut être déterminée par la formule:

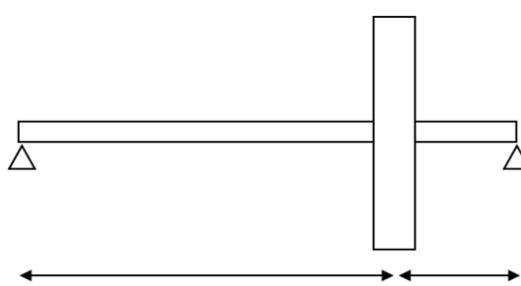
$$\Omega c = \omega r_1 \quad (3.41)$$

Où c est le jeu entre le rotor et l'arbre central. Depuis $c \ll r_1$, puis il y a le potentiel pour des vitesses de précession très élevées et par conséquent des moments de flexion (qui sont proportionnels à Ω^2).

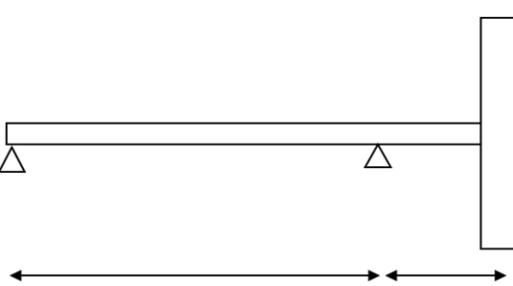
Certaines sortes de système de confinements inertIELS deviennent nécessaires pour minimiser les dommages collatéraux d'un volant désolidarisé. Les raisons d'échec pourraient être, la croissance des fissures de vices de matériel créés lors de la fabrication, défaillance des roulements ou des charges de choc externe. Le boîtier de sécurité ou de la conception système d'isolation peut comprendre en acier épais, les chambres de béton et / ou des voûtes souterraines. Pour volants d'inertie à haute vitesse, la plupart des machines ont un axe de rotation vertical. L'axe vertical minimise la possibilité d'un déplacement du centre de masse qui peut conduire à des instabilités et des dommages au volant.

3.7 VARIATION DE LA VITESSE CRITIQUE DU GROUPE DE POMPAGE

Dans l'annexe feuilles de calcul, il y a une explication du feuille pour calculer la vitesse critique pour une configuration pompe, moteur et volant avec deux appuis.



3.12 - Porte-à-faux



3.13 - Entre appuis

Des plusieurs configurations possibles pour la insertion des volants d'inertie dans le groupe de pompage, on doit faire la différence entre les cas une masse d'inertie

soit entre deux paliers (entre appuis) ou la masse de la poutre en porte-à-faux. La colocation du volant en porte-à-faux, est moins recommandable parce que le poids génère des couplements statiques plus importants sur le palier, et toute excentricité locale de masse est traduite par des déplacements plus importants. Donc toujours qui soit possible il faut envisager la conception du volant entre appuis.

4 ETUDE DE CAS

CEBEL c'est un logiciel pour le calcul numérique des régimes stationnaires et transitoires dans les réseaux hydrauliques. Il a été utilisé pendant mon stage à la SCP pour la modélisation des stations de pompage. La méthode utilisée pour le calcul numérique est la méthode des caractéristiques.

4.1 ÉTUDES ANTI-BELIER AVEC VOLANT D'INERTIE

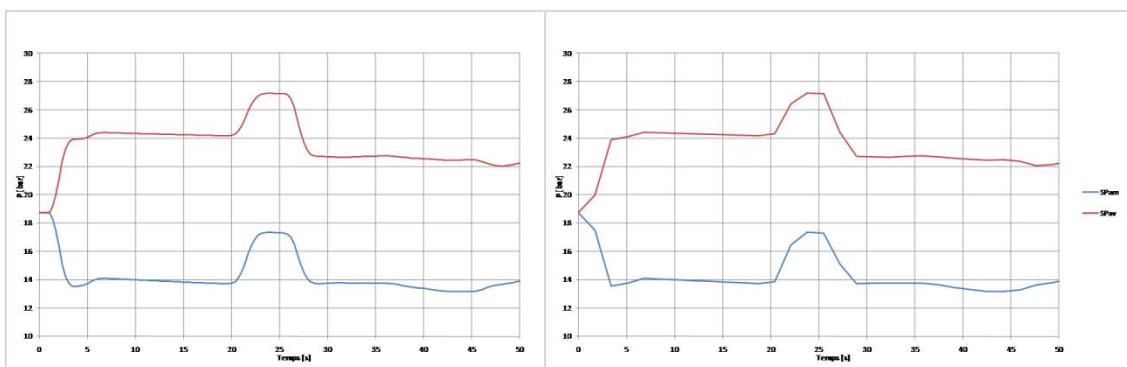
Du a l'extension des rapports générés par CEBEL pour et a le nombre de simulations différents pour chaque étude on va seulement faire une énumération des différents études

- Surpresseurs : St Hippolyte-Puyricard, Vidauban, Brignoles
- Stations de pompage : Jouques, St Michel, Couturas, Castellane

Vidauban

Dans cette étude, du a la longueur de l'adduction et la grand quantité de points piézométriques du profil qu'on a dans le modèle, ce bien de faire une remarque sur l'influence sur les résultats du pas du temps de calcul sur CEBEL, dt , et la fréquence d'impression

La fréquence d'impression contrôle le nombre de lignes produites dans le fichier de résultats. A titre comparatif on va regarder deux graphiques de la pression amont et aval du surpresseur après le démarrage des moteurs pour les mêmes conditions avec un pas du temps $dt = 0,34$ s et avec une fréquence d'impression différente de 1 sur 1 (à gauche) et 1 sur 5 (à droite).



4.1 - fréquence d'impression

Même si la graphique ci-dessus à droite n'est pas assez fluide, les valeurs représentatives restent égal, et pour une première approximation on peut réduire la taille des fichiers des résultats mais ne diminue pas la précision des calculs.

L'autre différence importante face à discerner détaillés, c'est le pas du temps, dt ; plus on le diminue, plus grand sera la précision et le nombre de nœuds dans les conductions. [Voir annexe E]

Noter qu'avec un pas de temps petit on n'aura vu la dépression dans l'adduction pendant le démarrage.

4.2 CONCLUSIONS

4.2.1 PAS DU TEMPS ET FREQUENCE D'IMPRESSION

Selon l'aide de CEBEL pour le temps de calcul, une valeur maximale est imposée par la définition du réseau.

« Le calcul du régime transitoire repose sur la méthode des caractéristiques, dite aussi méthode de Bergeron. Cette méthode impose que l'onde de coup de bélier parcourt moins de la longueur de chaque conduite en un pas de temps. De plus, l'algorithme spécifique de CEBELMAIL impose que l'onde parcourt moins du tiers de la longueur de chaque conduite en un pas de temps. »

Il convient donc de choisir un pas de temps compatible avec les longueurs des conduites. La possibilité d'assembler librement tous les équipements hydrauliques sans qu'il soit nécessaire d'interposer des conduites fictives très courtes, rend pratiquement sans objet cette contrainte.

En ce qui concerne le pas de temps, les relations exprimées ci-dessus sont automatiquement évaluées par CEBELMAIL, qui indique le pas de temps maximum acceptable pour le réseau, dans la boîte de dialogue Constantes.

On choisira d'abord le plus grand pas de temps possible. On pourra affiner ensuite les résultats en prenant un pas de temps de l'ordre de 5 fois plus petit, car le profil détaillé comportera alors 5 fois plus de points, permettant de ce fait une analyse plus fine des phénomènes aux endroits sensibles. »

4.2.2 TEMPS D'ARRET DE LA POMPE

L'explication de la feuille de calcul est disponible comme application de l'équation (4.1) [Annexe B.4]

Dans le cas le coup de bélier est produit par l'arrêt soudaine d'une pompe, le temps écoulé jusqu'à l'arrêt de la vitesse du fluide, on l'appellera $t_{arrêt}$. Ce temps, peut être calculé avec l'équation de Mendiluce, qui dépend de la configuration et profil du réseau et de l'inertie des pompes.

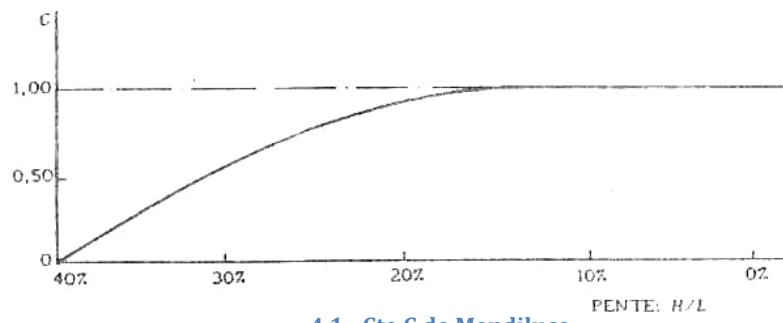
$$t_{arrêt} = C_{Men} + \frac{K_{Men} V_0 L n_{pp}}{g HMT} \quad (4.1)$$

Ou:

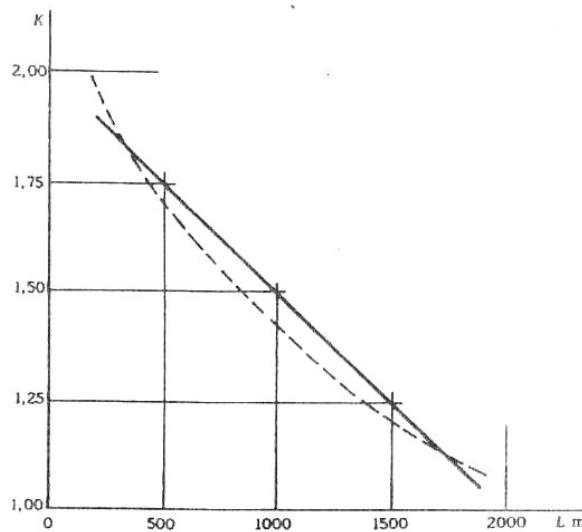
- $t_{arrêt}$ = temps d'arrêt des pompes
- C_{Men} = paramètre que dépend de la pente du terrain.
- K_{Men} = paramètre que prendre en compte l'effet de l'inertie du groupe de pompage
- L = longueur de la canalisation (m)
- n_{pp} = nombre de pompes en parallèle
- V_0 = vitesse moyenne du débit dans la canalisation

La pente $m = 100 HMT/L (\%)$

Le coefficient C_{Men} est une fonction de la pente hydraulique. Il prend la valeur $C_{Men} = 1$ pour des pentes hydrauliques croissantes jusqu'à 20% et est progressivement réduite à partir de cette valeur jusqu'à zéro pour des pentes de 40%. Les pentes de plus de 50% concernent des arrêts très rapides, c'est recommandé de considérer le coup de bélier maximum d'Allievi dans toute la longueur du tuyau.



Le coefficient K_{Men} dépend de la longueur de la conduite et peut être obtenue à partir de ce graphique qui suit, proposé par Mendiluce.



4.2 - Cte K de Mendiluce

Cette équation ne sert que pour des pompes qui refoulent directement au réservoir sans by-pass et aussi sans clapet anti-retour.

Ceux deux éléments sont très importants face à la diminution du coup de bélier. Le by-pass, parce qu'une fois il entre en fonctionnement le débit qui traverse la pompe est radicalement réduit. De la même façon la vitesse de rotation est plus élevé sans la configuration sans by-pass, mais c'est par action du clapet anti-retour dans les périodes dans lesquels la pression aval est plus grand que la pression amont du surpresseur, donc la pompe fonctionne avec une vanne fermé.

[Voir annexe D Vidauban, avec et sans by-pass]

Période de la canalisation (T_c).

Avec L est la longueur de l'adduction et a est la célérité de propagation des ondes de pression, $T_c = \frac{2L}{a}$, C'est le temps qu'il prend l'onde de pression pour faire une oscillation complet. Par conséquent, si $t_{arrêt} < T_c$, la manœuvre sera déjà conclue avant le retour complet de l'onde de pression et on aura une fermeture rapide, en attendant la surpression maximale dans quelque point de l'adduction. Néanmoins, si $t_{arrêt} > T_c$, nous sommes face une fermeture lente et aucun point atteindra la surpression maximale, parce que la première vague positive sera réfléchie avant de générer la dernière négative.

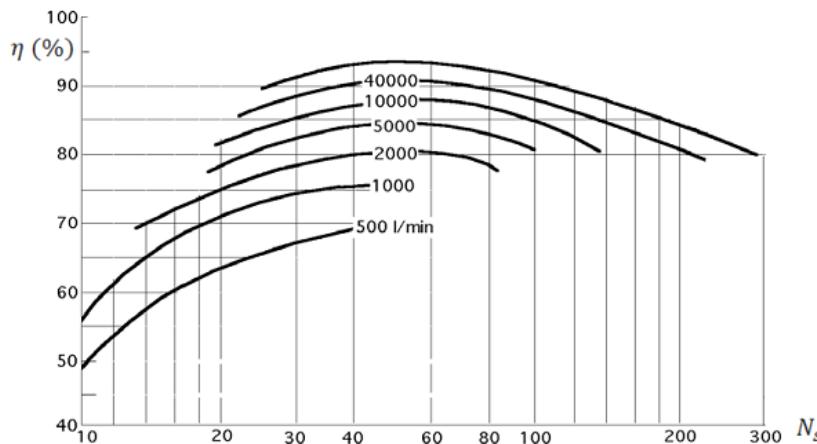
Plus grand soit le $t_{arrêt}$, moins sera la surpression ; donc si on peut contrôler $t_{arrêt}$, on va fortement limiter les problèmes dans les canalisations

4.2.3 RENDEMENT ET Ns DE LA POMPE

Si on ne connaît pas les caractéristiques du moteur à mettre sur place il faut au moins regarder la puissance sur l'arbre du moteur et le rendement des pompes existants pour la HMT et Q considéré. En absence de données on peut regarder les rendements maximaux selon la vitesse spécifique de la pompe ou N_s et puis l'utiliser pour calculer la puissance et l'inertie du groupe.

La puissance à considérer pour le rendement de la pompe dans la simulation avec CEBEL est la puissance disponible sur l'arbre.

Bien choisir le rendement est important, surtout si on considère les volants d'inertie comme moyen de protection, car le couple et l'inertie ont relation directe avec le rendement. Il y a sur CEBEL un utilitaire pour faire une estimation du terme Pd^2 , on peut trouver l'équation utilisée sur « *Fluid Transients in Pipeline Systems - THORLEY A.R.D* » [46]. On peut la trouver aussi commenté dans l'annexe *Feuilles calcul, pompes*



4.3 - Rendement maximal selon le débit et la vitesse spécifique

La N_s c'est une valeur qui peut nous aider à faire une classification des pompes. Une pompe de type radiale qui produit peu de débit et beaucoup de pression (Station de pompage, SP) ou une pompe axiale qui produit l'inverse ou quelque chose entre les deux (Surpresseur, SU).

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{HMT^{3/4}} \quad (4.2)$$

La courbe de couple résistant dépend beaucoup de N_s . Pompes avec N_s réduit ont une courbe qui augmente avec le débit, cependant que les pompes avec hautes N_s , le couple résistant descend avec le débit.

4.2.4 NOMBRE DE POMPES

Si on dispose plusieurs pompes en parallèle, avec le même point de fonctionnement, la hauteur équivalent des n pompes sera égal celle d'une seule, mais le débit sera n fois plus grand.

Pareille pour n pompes en série, le débit sera celle d'une seule pompe, mais la hauteur sera n fois plus grande.

Avec un même rendement, l'inertie de la pompe et du moteur, avec un point de fonctionnement HMT et Q et puissance P, est toujours supérieure à celle de n fois, n pompes d'une puissance P/n. [Voir annexe F]

4.2.5 MODELISATION DES PRISES D'EAU

Pour modéliser le point de consommation il existe une grande différence entre les 3 options disponibles sur CEBEL. On peut choisir entre définir nous-mêmes la courbe d'évolution du débit(prise de débit), bien choisir une loi parabolique ou linéaire pour modéliser le comportement de la prise d'eau(Borne d'irrigation), on peut aussi fixer un débit moyen et de tenir compte des variations de consommations dues aux variations de pression (point de consommation)

4.2.6 INERTIE DANS LES REGIMES TRANSITOIRES.

Dans le logiciel de calcul CEBEL, le moment d'inertie I de la pompe et de son volant éventuel, par : $Pd^2=4I$.

Le terme d'inertie Pd^2 doit intégrer l'inertie du moteur et éventuellement celle de l'eau entraînée.

Une explication plus détaillée de la procédure de calcul de l'inertie du moteur et la pompe est sur l'annexe *Feuilles de calcul>Pompes*.

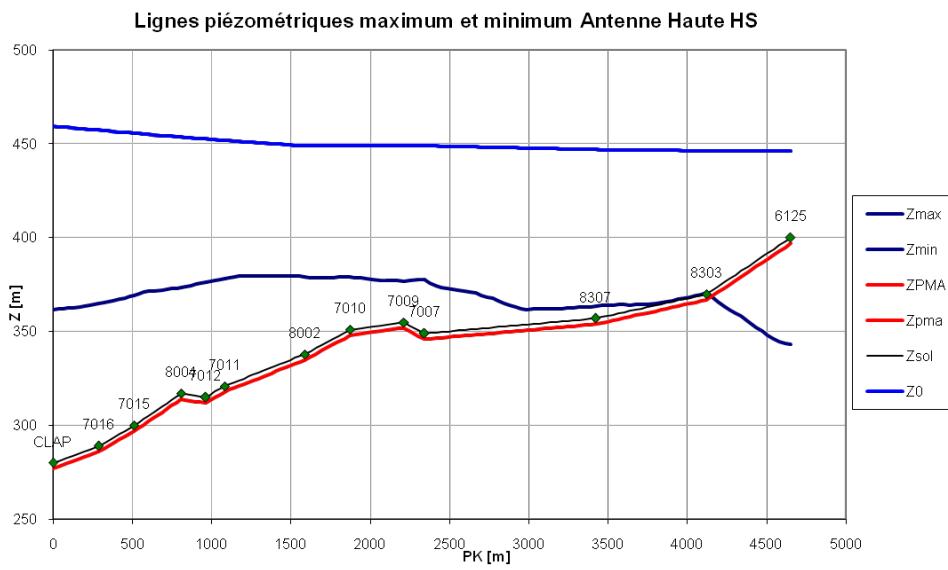
4.2.7 BOUT MORT

Le cas bouts morts à regarder avec plus de détaille sont donc :

Pour des conditions piézométriques maximales [voir *notations et conventions*], suit à un démarrage brusque, de la station de pompage. On devra regarder les bouts morts plus hautes à l'aspiration, qui sont les plus enclins à subir des dépressions. Et les points bas au refoulement qui risquent de dépasser la PMF.

Pour les conditions piézométriques minimales, après une disjonction de la pompe. Le point à regarder sera le point haut au refoulement de la station de pompage, donc une ventouse est en général trouvée dans ces points.

Ce dernier condition est fréquemment observe dans les simulations avec CEBEL. Un exemple qui génère des dépressions très difficiles à protéger avec le volant par l'inertie, par la grand taille requis, ce le cas particulier d'un point de consommation à l'extrémité d'une canalisation ou bout mort avec une cote piézométrique élevée (*point 6125*), qui est situé avant un autre point de consommation avec un débit soutiré plus important (*point 8303*), avec une réduction du diamètre de la canalisation. Ces deux facteurs augmentent la variation de pression transmit comme on peut regarder dans l'étude de la station de Couturas, (Antenne Haute HS)



4.4 - Couturas, disjonction Pd2 = 20, Piezo MINI antenne Haute

4.2.8 LES PROFILS DU TERRAIN PLUS APPROPRIES POUR L'INSTALLATION DES VOLANTS D'INERTIE DANS DES STATIONS DE POMPAGE.

Si on regarde séparément tous les facteurs qui favorise les volants d'inertie comme moyen de protection il y a quelques-uns qui ne sont pas d'accord avec ce qu'on veut normalement dans une station de pompage, comme :

- Adductions courtes ($T_c \downarrow$)
- Faible hauteur
- Faible débit
- Rugosité de la canalisation élevée

- Profil concave

Le profil plus adapté d'entre les deux types de stations de pompage avant classifiées selon le N_s est celui du surpresseur (profil gravitaire) avec un by-pass en parallèle, la HMT qui ne dépasse pas les 80 mCE, donc les variations de pression générées après la disjonction de la pompe ne soient pas supérieures à 4bar. Si la cote piézométrique (Z)

4.2.9 DEMARRAGE ET ARRET DE POMPES AVEC VANNE FERME

Le temps qu'on peut faire tourner la pompe avec une vanne au refoulement fermé, c'est un paramètre important si on veut contrôler le démarrage et arrêt des pompes avec volant d'inertie, car est différent selon les caractéristiques de la pompe. Dans la plus part des cas, les pompes plus convenables sont celles à faible débit et grand hauteur, configuration typique des stations de pompage avec plusieurs pompes en parallèle. Normalement, les moteurs pour cette type de station de pompage sont plus petits et ils n'ont aucun système d'aide au démarrage. Pour cette raison on peut considérer ajouter une vanne motorisé après la pompe. C'est permet de contrôler les surpressions dans le démarrage aussi que pendant l'arrêt.

La manœuvre pour la position de la vanne en fonction du temps, doit tenir en compte la loi caractéristique de la géométrie de la vanne, pour maîtriser la perte de charge en fonction du degré d'aperture.

5 APPROCHE ECONOMIQUE

La valeur actuelle nette (VAN, en anglais : Net Present Value, NPV) est un flux de trésorerie actualisé, représentant l'enrichissement supplémentaire d'un investissement par rapport au minimum exigé par les apporteurs de capitaux.

$$VAN = \sum_{p=0}^N \frac{CF_{flux\ de\ trésorerie\ réel}}{(1+t)^p} - I_0 + VR \quad (5.1)$$

Avec

$CF_{flux\ de\ trésorerie\ réel}$: le coût total annuel, compris le CF_{fixe} et le $CF_{variable}$

t : le taux d'actualisation ou le coût moyen pondéré du capital, (7% dans l'étude AVP de Renforcement de la ligne de production de Toulon Est)

p : le numéro de l'annuité,

N : le nombre total d'annuités,

I_0 : le capital investi, (prix d'achat et installation)

VR : la valeur résiduelle (cette valeur est un flux de trésorerie qui pourrait être inclus dans la variable CF)

CF_{fixe} : représente le cout annuel de maintenance, exploitation et rénovation du matériel

$CF_{variable}$: Coût annuel dues à la consommation électrique selon le nombre d'heures que le moteur est en fonctionnement

Comme dans les flux de trésorerie il n'y a que des coûts, le VAN sera négatif dans les deux cas, donc l'inversion la plus convenable sera la moins négative. Cela représente un coût plus réduit pendant la durée de vie de la station.

L'inflation

Perte du pouvoir d'achat de la monnaie matérialisée par une augmentation générale et durable des prix.

Pour l'approche économique suivante on va tenir en compte l'inflation en France depuis l'année 2000, selon les données de l'Institut National de la Statistique et des Etudes Economiques (INSEE). Comme paramètre pour les calculs, on va utiliser la valeur de l'inflation moyennée dans cette période pour extrapoler aux 50 ans de durée de vie qu'on prend comme période pour comparer les deux méthodes de protection, ballon anti béliger et volant d'inertie.

Donc on prendra comme taux de croissance annuel de l'indice des prix à la consommation (IPC), $i_p = 1,7\%$, qui n'est pas loin du 2% envisagé par l'Union Européenne comme IPC harmonisée pour l'ensable des pays qui la composent.

Pour faire une actualisation du $CF_{flux \ de \ trésorerie}$ pendant la période p , on tiendra en compte l'IPC pour le CF_{fixe} et le taux de croissance annuel de l'électricité, $i_{p,\text{élect}}$ pour $CF_{variable,\text{élect}}$. Les coûts actuels doivent être capitalisés selon leur différent taux de croissance annuel, $i_{p,x}$, pour après faire une actualisation des coûts futures au temps présent.

$$CF_{flux \ de \ trésorerie}(p) = \frac{CF_{fixe}(1 + i_p)^{p-1} + CF_{variable,\text{élect}}(1 + i_{p,\text{élect}})^{p-1}}{(1 + i_p)^p} \quad (5.2)$$

Pour $i_{p,\text{élect}}$ les derniers informations montrent que le prix de l'électricité en France est très en dessous de la moyenne européenne. Si on ajoute les réformes des centrales nucléaires que l'EDF doit faire face, les experts annoncent des hausses continues des prix de l'électricité entre un 3% et un 5%.

5.1 BALLON ANTI BELIER

Pour les ballons anti béliger, le CF_{fixe} a été sélectionné comme le coût de maintenance préventive et corrective et d'exploitation moyenne, selon les informes de la maintenance pour l'ensemble des ballons dans les stations de pompage de la SCP.

5.1.1 COUT DE MAINTENANCE PREVENTIVE

- Ballon : 1 contrôle tous les 3 ans (500 €) + 1 ré-épreuve tous les 10 ans (500 €) $\rightarrow 167 + 50 = 217 \text{ €/an}$

- Compresseur : 1 fois tous les 3 ans (200€) $\rightarrow 67 \text{ €/an}$
- partie électrique : 140 €/an

Soit une maintenance préventive de 424 €/an

5.1.2 COUT DE MAINTENANCE CORRECTIVE

Analyse basée sur les 10 dernières années sur l'historique des coûts imputés sur le type d'équipement AB

280 €/an sur la base d'un parc de 120 ballons

5.1.3 COUT DE LA RENOVATION

- Ballon : 400 €/an avec DV de 50 ans et une valeur de rénovation donnée en fonction de la capacité des ballons

- Compresseur : 305 €/an DV 20 ans et VR = 6100€
- Colonne de niveau : 250 € /an DV 20 ans et VR = 5000€

Soit 955 €/an

Au total : $424 + 280 + 955 = 1,7 \text{ k}\text{\euro}$

Les $CF_{variable}$ seront les mêmes que pour le volant d'inertie, mais on pourrait réduire faiblement la puissance consommée par le moteur en raison de l'inertie plus réduite.

5.2 VOLANT D'INERTIE

Dans le cas des volants d'inertie le CF_{fixe} sera obtenu à partir de l'informe facilité par le constructeur de pompes FAPMO Ensival-Moret.

Pour le $CF_{variable}$, l'utilisation des volants peut envisager l'utilisation d'un moteur plus puissant qui augmentera le prix d'achat et aussi la consommation électrique.

En attendant à la fin du PFE l'informe avec un devis pour plusieurs types de pompes avec volants d'inertie, du constructeur de pompes FAPMO Ensival-Moret, un feuille de calcul est à disposition de la SCP pour faire l'évaluation économique des deux moyens de protection et conclure la convenance ou non des volants pour les différents stations de pompage.

6 CONCLUSION GENERALE

Des études anti bélier avec volants d'inertie sont faites pour les comparer avec celles précédentes avec ballons.

Dans les stations avec une grande HMT, le ratio entre l'inertie des moteurs et l'inertie des volants qu'il faut additionner augmente considérablement, et dans quelque cas, la protection avec des volants n'est possible qu'avec un moteur plus grand.

D'un point de vue technique, cette étude montre des restrictions à considérer pendant la conception du volant, ainsi que le moteur nécessaire pour faire tourner la pompe et le volant. On a aussi vérifié que la construction du groupe de pompage soit physiquement faisable et quels sont les inconvénients qui peuvent apparaître.

D'ailleurs, on a décrit les profils et les caractéristiques les plus convenables selon le type de station à protéger avec des volants d'inertie.

Des feuilles de calcul ont été développées comme application de la théorie apprise lors de l'étude.

Pour faire l'évaluation économique du projet, on avait demandé un appel d'offre de référencement à un constructeur de pompes. À cause du retard dans la réception, il n'a pas été possible de finir cette partie du travail.

7 BIBLIOGRAPHIE

- [1] ABREU J.M., R. GUARDA, J. IZQUIERDO - *Transitorios y Oscilaciones en Sistemas Hidráulicos a Presión* - Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia, 1995
- [2] AFSHAR M.H., M. ROHANI - *Water hammer simulation by implicit method of characteristic* - International Journal of Pressure Vessels and Piping 85, 851–859, 2008
- [3] BLANCO E., S. VELARDE, J. FERNANDEZ - *Sistemas de Bombeo* - Gijón, España: Universidad de Oviedo, 1994
- [4] BOLUND B., HANS BERNHOFF, MATS LEIJON - *Flywheel energy and power storage systems* - Uppsala, Sweden: Elsevier, 2005
- [5] BOUTOT T., L. CHANG, D. LUKE - *A low speed flywheel system for wind energy conversion* - Fredericton, NB, Canada : University of New Brunswick, 2002
- [6] BRENNEN C.E. - *Hydrodynamics of Pumps* - Vermont, USA : Concepts ETI, Inc., 1994
- [7] CHAOUI S. - *Contribution à l'étude des écoulements transitoires en charge* - Batna : Université Colonel Hadj Lakhdar , 2010
- [8] CHAPALLAZ J.M., P. EICHENBERGER, G. FISCHER - *Manual of Pumps Used as Turbines (MHPG harnessing water power on a small scale)* - Friedrich Vieweg & Sohn Verlag , 1999
- [9] CHARLATTE - Antibélier à Régulation d'Air Automatique (ARAA) - France : Charlatté
- [10] COLLINS J.A., H.R. BUSBY, G.H. STAAB - *Mechanical Design of Machine Elements and Machines* - John Wiley and Sons , 2009
- [11] COLOTTI A., K. REICHERT, P. VON BURG - *Optimised design of an electrical machine with integrated flywheel* - Brussels, Belgium : 15th Electric Vehicle Symposium EVS-15 , 1998
- [12] COUILAUD N. - *Amélioration de l'efficacité énergétique des réseaux hydrauliques : optimisation de la conception* - France : Université de Marne-La-Vallée , 2006
- [13] DERAKHSHAN S., A. NOURBAKHS - *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds* - Tehran, Iran : Elsevier , 2007
- [14] DERAKHSHAN S., A. NOURBAKHS - *Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation* - Tehran, Iran : Elsevier , 2008
- [15] FREYRE MACIA M. - *Estudio de la evolución de la Curva Par / Velocidad de motores eléctricos de inducción desde el régimen dinámico al estático mediante la validación del modelo teórico con los ensayos prácticos en el laboratorio*

- [16] FURLONG E.R., M. PIEMONTESI, P. PRASAD, D. SUKUMAR - *Advances in energy storage techniques for critical power systems* - Atalnta, USA & Bangalore, India : General Electric Company , 2002
- [17] GARCES PEREZ H., F. REDOLAT CASTELLA - *Banco de ensayos para el sistema de selección de marchas de una caja de cambios manual* - Cataluña, Spain : Universidad Politécnica de Cataluña , 2007
- [18] GENTA G. - *Kinetics Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems* - London : Butterworhs & Co. , 1985
- [19] GONGORA LEYVA L.A. - Volantes Inercia: Aplicación - Guantánamo, Cuba , 2009
- [20] GUHL F. - *Guide méthodologique d'études anti-bélier pour les réseaux d'eau* - CEMAGREF : FNDAE n° 27 , 2002
- [21] HAICHANG LIU, JIHAI JIANG - *Flywheel energy storage, An upswing technology for energy sustainability* - Harbin, China : Elsevier , 2006
- [22] HEARN E.J. - *Mechanics of Materials (Vol. 2) An Introduction to the Mechanics of Elastic and Plastic Deformation of Solids and Structural Materials (3rd Edition)* - Elsevier , 1997
- [23] HU RAN LIU - *The Design of the FlyWheel of the Shaper Machine Tool According to the Maximum and Minimum Angular Velocity* - Applied Mechanics and Materials (Volumes 55 - 57), pages(2229-2234) , 1973
- [24] IGLESIAS P.L., V.S. FUERTES , J. IZQUIERDO - *Análisis de transitorios hidráulicos en sistemas complejos mediante modelo elástico* - Valencia, Spain : Universidad Politécnica de Valencia , 1999
- [25] ISMAIER A., E. SCHLÜCKER - *Fluid dynamic interaction between water hammer and centrifugal pumps* - Erlangen, Germany : Elsevier , 2009
- [26] IZQUIERDO J., P. L. IGLESIAS - *Mathematical modelling of hydraulic transients in complex systems* - Mathematical and Computer Modelling 39, 529-540 , 2004
- [27] IZQUIERDO J., P. L. IGLESIAS - *Mathematical modelling of hydraulic transients in simple systems* - Mathematical and Computer Modelling 35, 801-812 , 2002
- [28] J. ZARUBA - *Water Hammer in Pipe-Line Systems* - Czechoslovakia : Elsevier , 1993
- [29] KISHOR N., R.P. SAINI , S.P. SINGHB - *A review on hydropower plant models and control* - Roorkee, India : Elsevier , 2005
- [30] KULKARNI S.V. - *Composite Material Flyheels and Containment Systems* - Energy and Tech.Rev.,L.L.N.Lab. , 1982
- [31] LANGA LOPEZ S. - *Determinación de la curva par/velocidad en régimen permanente en motores asíncronos, partiendo del ensayo en régimen dinámico* - Cataluña, Espagne : Universidad Politécnica de Cataluña , 2006

- [32] LAROCK B.E., R.W. JEPSSON, G.Z. WATTERS - *Hydraulics of pipeline systems* - CRC Press , 2000
- [33] LARRY BACHUS, ANGEL CUSTODIO - *Know and understand centrifugal pumps* - Great Britain : Elsevier , 2003
- [34] LOPES MARQUES M.I. - *Design and Control of an Electrical Machine for Flywheel Energy-Storage System* - Lisbon, Portugal : Universidade Técnica de Lisboa , 2008
- [35] MARIN J. - *Mechanical behavior of materials* - Prentice-Hall , 1962
- [36] MAZURKIEWICZ J. - *Load Inertia and Motor Selection* - Baldor Electric
- [37] MEGSON T.H.G. - *Structural and Stress Analysis* - Oxford, Angleterre : Elsevier Butterworth-Heinemann , 2005
- [38] NAUTIYAL H., V. ANOOP KUMAR - *Reverse running pumps analytical, experimental and computational study : a review* - Hamirpur, India : Elsevier , 2010
- [39] OKOU R., M.A KHAN, P.S BARENDE, P. PILLAY - *Considerations to Electromechanical Flywheel Design to Enhance Rural Energisation in Sub-Saharan Africa* - Cape Town, South Africa : IEEE Electrical Power & Energy Conference , 2009
- [40] PARMAKIAN J. - *Water Hammer Analysis* - New York, USA : Dover Publications, Inc. , 1963
- [41] PEREZ-APARICIO J.L., L. RIPOLL - *Exact, integrated and complete solutions for composite flywheels* - Espagne : Elsevier , 2011
- [42] PLINIO Tomaz - *Golpe de aríete em bombeamento devido a queda de energia elétrica* - Brasil : Plínio Tomaz , 2007
- [43] RAMOS H., A. BORGA - *Pumps yielding power* - Lisbon, Portugal
- [44] RIPOLL L. - *Análisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos* - Cataluña, Espagne : Universidad Politécnica de Cataluña , 2005
- [45] SHIGLEY J.E., L.D. MITCHELL - *Diseño en Ingeniería Mecánica 3^a Ed.* - Méxique : McGraw-Hill , 1985
- [46] THORLEY A.R.D - *Fluid Transients in Pipeline Systems* - Great Britain : D. & L. George Ltd , 1991
- [47] VON BURG P. - *Stress Calculation Model for Thick Rim Flywheels*
- [48] WIDMER J., P. VON BURG - *Failure of tangentially wound composite energy storage flywheel (Safety aspects of rotor bursts)* - Montreal, Canada : Proc. International Conference on Composite Materials and Energy , 1995
- [49] WYLIE E.B., V.L. STREETER - *Fluid Transients in Systems* - McGraw-Hill , 1978

LISTE DE FIGURES

2.1 - Bilan des forces	26
3.1 - Densité de Puissance et Energie.....	31
3.2 - Facteur de forme	33
3.3 - Types d'union	34
3.4 - Disque et arbre rainuré	35
3.5 Couple moteur et résistant.....	37
3.6 - Temps de démarrage	38
3.7 - Moyeux pour volants d'inertie [41]	40
3.8 - Position de la pompe	41
3.9 - Position relative du volant	42
3.10 - Sulzer API 610	42
3.11 - vitesses de rotation et couples dans un engrenage.....	43
3.12 - Porte-à-faux 3.13 - Entre apuis	44
4.1 - Cte C de Mendiluce	48
4.2 - Cte K de Mendiluce	49
4.3 - Rendement maximal selon le débit et la vitesse spécifique	50
4.4 - Couturas, disjonction Pd2 = 20, Piezo MINI antenne Haute.....	52
C.1 - Contraintes dans un élément différentiel plain du rotor.....	82
C.2 - Déplacements tangentielle v, radiale u et angulaire $\gamma r\theta$	83
C.3 - Géométrie : disque à gauche et cylindre à droite	84
C.4 - Constraints disque non percé.....	86
C.5 - Constraints disque percé	87
C.6 - Section à contrainte constante.....	88

8 ANNEXES

A. CONSIDERATIONS SUR LA FATIGUE DES TUYAUX

Il existe une feuille pour faire l'approximation de la durée de vie de la canalisation avec les équations montrées ci-dessous. [Annexe B.5]

1. APPROCHE THEORIQUE

Dans le texte qui suit, on fera une synthèse des éléments qui peuvent servir de point de départ pour l'étude d'une structure soumise à la fatigue, et plus particulièrement son application aux conduites, qui subissent des variations de pression dues aux transitoires hydrauliques

Les échecs par fatigue commencent par une petite fissure qui provient généralement soit d'une discontinuité de la matière, soit d'un défaut de matériel ou soit de l'action d'un point de concentration des contraintes, par exemple, dans une clavette.

Une fois que la fissure se forme, l'effet de concentration de contraintes devient plus grande et la propagation plus rapide ; donc les ruptures par fatigues sont caractérisé par deux zones différentes. La première est due au développement progressif de la fissure, alors que la seconde provient d'une fracture soudaine du matériau, en raison du fait que la section équivalente n'est pas suffisante pour résister aux contraintes.

Contrairement aux pièces qui échouent dû aux actions statiques, qui souffrent généralement de grandes déformations en raison des contraintes dépassent la limite d'élasticité, permettant sa détection et sa remplacement avant que la défaillance se produise. Les défaillances à fatigue ne donnent pas de signal, elles sont soudain, et par conséquent dangereuses. Les forces qui se produisent sont inférieures à la valeur limite de la résistance ultime de l'effort, ou également appelé résistance à la traction / charge de rupture, S_{ut} . (UTS, ultimate tensile strength.)



A. 1 - échecs par fatigue d'un axe

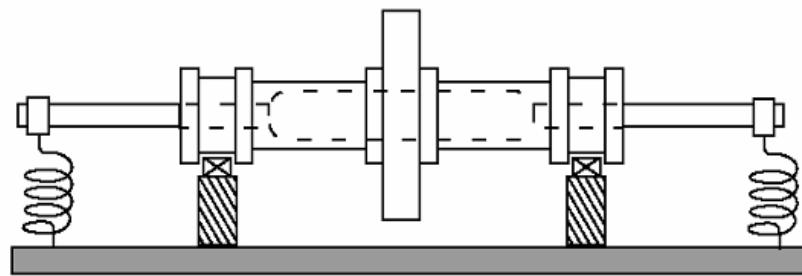
Il y a des méthodes pour la détection des microfissures, ce qui permet de déterminer leur taille. Parmi d'autres :

- Liquides pénétrants
- Ultrasons
- Les propriétés magnétiques des éléments (fissures superficielles)

Étant donné la nature des conduits des réseaux qui sont ciblés par cette étude, ces méthodes de détection des fissures ne sont pas pratiques à cause de la difficulté d'accès d'une manière globale. Alors, il faut compter sur un facteur de sécurité pour le calcul de la durée de vie des conduites. Comprenant tous les éventuels défauts qui l'affectent et qui sont impossibles à contrôler (déformations et les contraintes lors de l'installation, au sol agressive, les défauts de fabrication, ...)

1.1 DIAGRAMME S-N OU DE WÖHLER

Due à la nature statistique de la fatigue est nécessaire un grand nombre d'essais. Pour déterminer la résistance des matériaux sous l'action des efforts à fatigue, l'essai plus courant c'est la poutre giratoire à vitesse élevée de R.R. Moore.



A. 2 - Poutre giratoire à vitesse élevée

Dans cet essai, la poutre est soumise à une flexion pure avec un poids et enregistré le nombre de tours (les alternations ou inversions successifs de l'effort requis dans la poutre pour arriver à l'échec.)

Les deux efforts périodiques caractéristiques de l'essai sont : L'amplitude de charge constante, S_a , fluctuant autour d'une valeur moyenne fixée, S_m .

La valeur de l'effort pour différents essais baisse d'une valeur légèrement inférieure à la résistance ultime, S_{ut} matériel. Ces valeurs ont été tracées sur un diagramme S-N, l'échelle utilisée peut être semi-log ou log-log. Les coordonnées du diagramme S-N sont : résistance à la fatigue S_f et les abscisses indiquent le nombre de cycles jusqu'à échec N_R .

Elle définit une relation entre la contrainte appliquée S_f et le nombre de cycles à la rupture N_R . (En fait nombre de cycles pour lequel on observe $P\%$ de ruptures).

En pratique, la courbe de Wöhler est généralement donnée pour une probabilité de rupture $P = 50\%$. Pour cette P on désigne les efforts ou contraintes avec apostrophe

On arrive à distinguer 3 zones dont la pente est différente dans les graphiques S-N de la plupart des matériaux, en fonction de la pente de la courbe en termes de nombre de cycles.

Dans un premier temps, pour des valeurs de S_f proches à S_{ut} on voit une première étape appelée cycles bas, entre $N_R = \frac{1}{2}$ et 1000. Rappelez-vous que $N_R = \frac{1}{2}$ correspond à la moitié du cycle ou charge statique aussi, $S_f (N_R = \frac{1}{2}) = S_{ut}$

Parmi $N_R = 10^3$ et 10^6 , il y a un autre domaine connu sous le nom de cycles hautes.

Dans le cas des matériaux ferreux et leurs alliages, il existe dans le graphique une partie horizontale après que le matériel a été déformé un certain nombre de cycles, la résistance correspondant à cette valeur limite est appelée résistance à la fatigue, S_e , ou tout simplement limite à fatigue (limite d'endurance). Cette frontière qui

sépare les cycles à durée élevé et ceux de durée infinie est peu ambiguë selon les sources et le matériel, mais habituellement autour de 10^6 cycles. Dans le cas de matériaux non-ferreux dans le domaine de durée infinie, mais avec peu de pente devient jamais horizontale, il n'y a pas limite à la fatigue.

Material † (UNS No.)	Resistencia a la tensión		Límite de fatiga		Desviación estándar	
	MPa	kpsi	MPa	kpsi	kpsi	%
Acerro G41300 (axial)	730	106	276	40	1.1	2.7
Acerro G43400 (axial)‡	799	116	338	49	4.4	9.1
Acerro G43400	965	140	489	71	3.5	4.9
	1310	190	586	85	6.7	7.8
	1580	230	620	90	5.3	5.9
	1790	260	668	97	6.3	6.5
Acerro G43500	2070	300	689	100	4.4	4.4
Aleación de titanio serie-R50 001	1000	145	579	84	5.4	6.4
Aleación de aluminio A97076	524	76	186	27	1.6	6.0
Bronce de aluminio C63000	806	117	331	48	4.5	9.4
Cobre-berilio C17200	1210	175	248	36	2.7	7.5

A. 3 - Différent valeurs de S_e en fonction du type de métal

Équations approximées pour l'acier :

$$S'_e = 0,5 S'_{ut} \quad \text{si } S'_{ut} < 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa} \quad \text{si } S'_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

Pour pièces en acier moulé et en fonte il y a une autre approximation

$$S'_e = 0,45 S'_{ut} \quad \text{si } S'_{ut} < 600 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 275 \text{ MPa} \quad \text{si } S'_{ut} > 600 \text{ MPa}$$

Ces valeurs doivent être prises avec prudence autant que vous n'avez pas de valeurs plus précises du matériel.

1.2 FACTEURS QUI MODIFIENT LA LIMITE DE FATIGUE.

Les valeurs des tableaux utilisés, proviennent des essais de poutre en rotation dans le laboratoire, où les conditions sont contrôlées d'une façon très précise. Afin d'extrapoler ces données aux calculs pour n'importe quelles conditions, il faut appliquer certains facteurs de correction.

M. Marin propose une classification de certains facteurs qui influent sur la limite de fatigue, comme il apparaît dans la liste suivant.

- Matériel : composition chimique, l'échec de base. Variabilité
- Fabrication : méthode de fabrication, traitement thermique, corrosion par usure, état de la surface, concentration des contraintes.
- État de l'environnement : la corrosion, température, état des efforts, temps de relaxation.
- Design : taille, forme, longueur, état des efforts, de concentration des contraintes, la vitesse, l'usure.

Pour tenir compte des conditions les plus importantes, on a utilisé une variété de facteurs de modification, dont chacun correspond à un effet unique, selon équation suivante.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e \quad (\text{A.1.1})$$

Où les coefficients, K_i , sont obtenus expérimentalement :

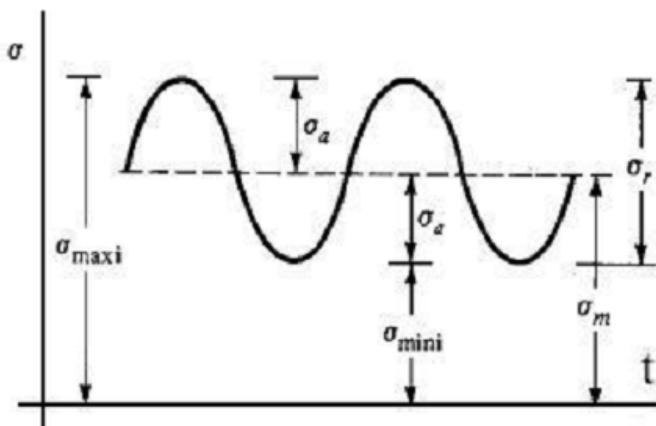
- K_a : coefficient de finition de la surface
- K_b : coefficient de taille
- K_c : coefficient de fiabilité
- K_d : coefficient de température
- K_e : coefficient de concentration des contraintes
- K_f : coefficient des effets différents

Pour une approche plus détaillée, il est recommandé de vérifier ces valeurs dans la littérature spécialisée. [45]

Conditions à retenir pour le cas des conduites : fiabilité, l'influence de la pression de service et des temps d'arrêt les défauts de l'installation.

- Contraintes fluctuantes

Pour le cas spécifique des canalisations sur lesquelles on a une contrainte de fluctuation sans passer par zéro [voir la figure contrainte fluctuante] avec les termes suivants.



A. 4 - Contrainte fluctuant

L'effort stationnaire ou statique n'est pas égal à l'effort moyen. En fait, il peut avoir n'importe quelle valeur entre (σ_{\min} et σ_{\max}). La contrainte statique existe en raison d'une charge fixe ou pré-charge constante dans le temps. Dans le cas des canalisations, il pourrait envisager la contrainte de compression exercée par le poids du sol au-dessus la canalisation.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (\text{A.1.2})$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{A.1.3})$$

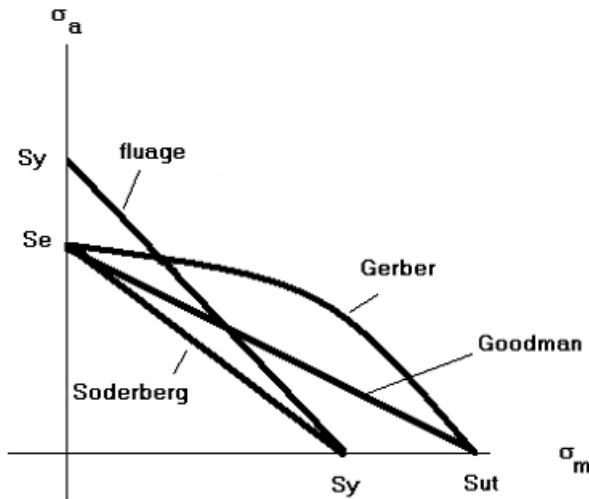
Influence du σ dans le graphique S-N

Une fois définies σ_m et σ_a , l'étape suivante consiste à calculer l'effort S_f qui produira la rupture par fatigue.

Pour cela nous prendrons appui sur les équations régissant les graphiques modifiés de Goodman et d'autres auteurs. Avec, la particularité de ne considérer que l'état de la contrainte de traction. En raison des considérations - 3m CE pression relative pour éviter la cavitation [voir section *Normes et Conventions de la SCP*]

Lorsque la contrainte moyenne est à la traction, l'échec est défini bien par la ligne d'effort maximum ou bien par résistance S_y / S_e et S_{ut}

$$\begin{cases} \text{Goodman : } \frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \\ \text{Soderberg : } \frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \\ \text{Gerber : } \frac{\sigma_a}{S_f} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \end{cases} \quad (\text{A.1.4})$$



A. 5 - Critère de défaillance de Goodman

Une fois calculé analytiquement la valeur de S_f on dégage le nombre des cycles auxquels il apparaitra la fracture de fatigue N_R , pour les valeurs S_e corrigées et en considérant $\sigma_m \neq 0$

$$S_f = \frac{S_{ut}}{S_{ut} - \sigma_m} \cdot \sigma_a \quad (\text{A.1.5})$$

On fait une substitution de σ_a par $S_f(N_R, \sigma_m)$ dans l'équation de Goodman ci-dessus utilisée,

$$\log S_f(N_R, \sigma_m) = \log S_f(N_R, \sigma_m = 0) - \log \frac{S_{ut}}{S_{ut} - \sigma_m} \quad (\text{A.1.6})$$

Dans le cas, N_R soit compris dans les cycles hautes, on le calculerait avec

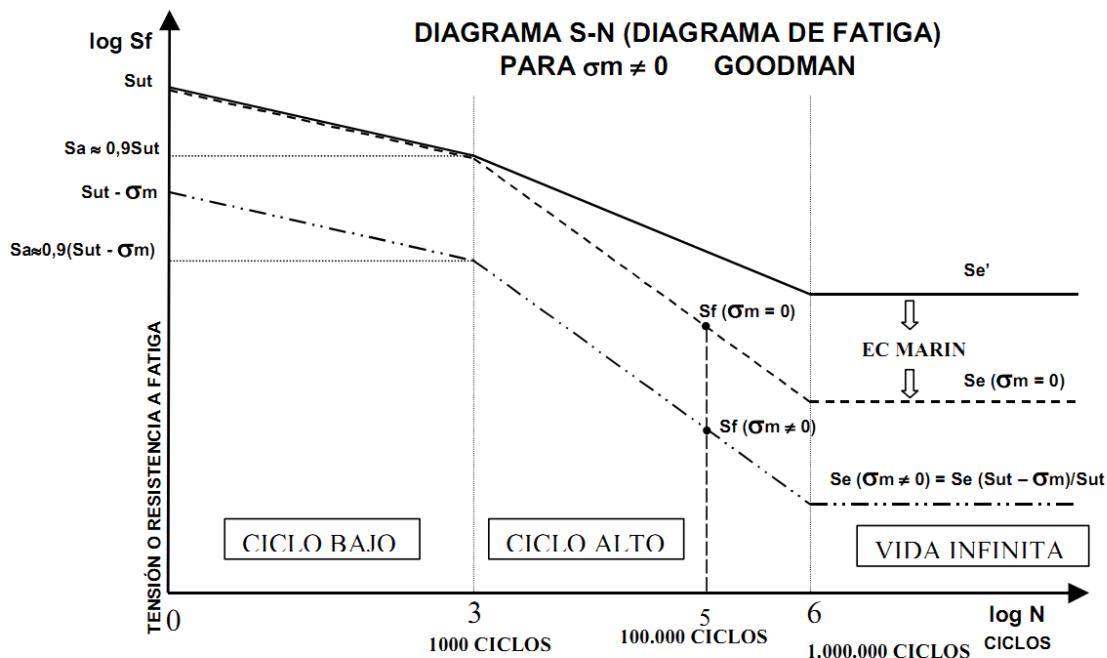
$$\log S_f(N_R, \sigma_m = 0) = \frac{6 - N_R}{6 - 3} [\log S_a - \log S_e] + \log S_e \quad (\text{A.1.7})$$

On inclut une figure comparant les trois courbes SN *Figure A.6*

1. test de laboratoire à grande vitesse de rotation poutre.

2. graphique corrigé avec les facteurs Marin $\sigma_m = 0$
3. graphique corrigé avec les facteurs Marin $\sigma_m \neq 0$

Récupérée la valeur de S_f , une autre méthode graphique pour dégager le N_R (en échelle logarithmique) du est de regarder la graphique S-N corrigé pour $\sigma_m \neq 0$ pour la valeur de S_f



A. 6 - Diagramme S-N

Considérations SCP contre les transitoires

Selon les normes de conception propres à la SCP, la pression d'essai en tranchée (PET) correspond à une pression maximale de fonctionnement (PMF) égale à la pression maximale de service (PMS) augmentée forfaitairement de 40 mCE.

Les protections anti-bélier doivent être donc dimensionnées de sorte qu'en tout point du périmètre de l'étude, la pression au cours des régimes transitoires ne dépasse jamais cette limite (PMS + 40 mCE).

Afin d'éviter la mise en dépression des canalisations et l'ouverture éventuelle d'une poche de cavitation susceptible, en se refermant, de générer une surpression de très forte amplitude, cette pression ne doit également pas descendre en dessous d'une valeur minimale fixée par précaution à - 3 mCE en pression relative.

Afin de déterminer l'amplitude maximale des variations de pression lors des régimes transitoires, il faut considérer les conditions piézométriques extrêmes.

- Considerations retenues

Nous retenons la variation de pression transitoire de 4 bar comme limite supérieure pour le calcul de σ_a . Selon l'épaisseur et le diamètre du conduit des contraintes tangentielles, selon son axe longitudinal, auxquelles c'est soumis, car le diamètre c'est deux ordres de grandeur plus grand que l'épaisseur. Les efforts pourraient être considérés comme des contraintes planes dans une plaque métallique de section l'épaisseur fois la longueur de la conduite.

2. CYCLE DE VIE D'UN CONDUIT

En l'absence d'information préalable au sein de la SCP sur les études de fatigue dans les conduites, il est considéré comme des considérations générales sur les conditions de fonctionnement des différents tuyaux et comment les différents facteurs qui influent sur le temps pendant lequel les conduites subissent des charges variables.

Résistance hydraulique En l'absence de BAB ou autre protection pour réduire les variations de pression dans les transitoires hydrauliques, le seul facteur qui a influence sur la dissipation d'énergie est le frottement du fluide avec les parois de la conduite et la dissipation visqueuse. L'énergie dissipée dépend le nombre de Reynolds, $Re = V_0 D / \nu$, (la vitesse d'écoulement et le diamètre hydraulique de la conduite) ainsi que la rugosité équivalente. Pour les cas étudiés sont considérés comme des conditions minimales et maximales pour la rugosité équivalente de 0,5 et 2 mm, bien que dans certains cas, il y a une rugosité dans les conduites plus âgées de 5 mm ou plus.

$$R_h = \frac{\Delta H}{Q} \quad (\text{A.2.1})$$

Pour l'étude de cas sera choisir les conditions les plus sévères, donc une rugosité de 0,5 mm, ce qui veut dire moins d'atténuation des variations de pression au cours du temps, une fois produit le coup de bélier.

Période de la canalisation « Le temps que met un signal pour parcourir l'ensemble d'un circuit fermé. » il est fonction de la longueur de l'adduction et la célérité d'onde dans le conduit. **Temps d'aller et retour de l'onde**

$$T_c = \frac{2L}{a} \quad (\text{A.2.2})$$

Alors le nombre de cycles de charges variables nécessaires pour atténuer l'amplitude de la variation de pression, dépendra donc du période de la canalisation et de la résistance hydraulique de l'adduction. Dans ce cas, le temps qu'il faut pour

stabiliser le régime transitoire n'a aucune influence, mais c'est le nombre de cycles enregistrés.

Lorsqu'on étudie l'influence de la fatigue, devraient être analysés séparément pressions causées par le fonctionnement normal de la station de pompage (démarrage et disjonction selon le système, démarreur ou variateur) et une situation critique, comme une coupure de courant qui empêche le fonctionnement des systèmes d'arrêt progressif utilisées couramment à cet effet, cela comprendra également des stations de pompage où le démarrage et l'arrêt des pompes c'est directe.

Il existe une formule pour le traitement de constraint série de variations d'amplitudes différentes que la règle de Miner ou les dommages accumulés. Mais étant donné le rareté avec laquelle ils produisent des situations critiques décrites ci-dessus on doit étudier séparément les deux.

Pour un fonctionnement normal, il faut considérer le nombre de démarrages et des arrêts qui se produisent chaque jour selon la saison. Et les valeurs de constraint mini maxi et de ces manœuvres, qui, selon le système utilisé.

C'est utile de mentionner que les valeurs de la pression de service et la pression de service au repos qu'on est un phénomène de fluctuations avec des valeurs différentes de celles de σ des valeurs pour les cas critiques. Le nombre de cycles c'est proportionnelle au nombre de démarrages et arrêtes de la pompe.

Pour l'étude sera considéré l'un des surpresseurs simulé qui est actuellement en phase d'étude de projet

Alternative pour le calcul.

Pour le calcul analytique du nombre de cycles de fatigue étant donné un état de contrainte fluctuante les équations utilisées impliquent logarithmes de quotients de contraintes, et de leur addition et soustraction. Suivant les lois de proportionnalité, il est possible de faire un changement d'unités de travail pour simplifier les calculs ultérieurs. Cela permettrait, en prenant en compte les changements des coefficients de dimension K_b , si nécessaire, ce qui affecterait la valeur de S_e en fonction de l'épaisseur de la canalisation pour les différentes pressions maximales de fonctionnement (PMF). Cette valeur serait seulement une référence pour classer le type de canalisation. Pour le calcul serait souhaitable d'utiliser la pression d'épreuve (PE), si cela est différent de PMF.

1 °) Définir le rapport $\frac{S_a}{S_{ut}}$ et $\frac{S_e}{S_{ut}}$ pour un matériel donné.

2 °) Avec un simple de facteur de changement de variables, trouver la relation entre PE et S_{ut} .

3 °) Adapter les rapports du paragraphe 1°) pour les pressions de travaille dans le conduit. À cette fin, prendre des pressions mesure en gras, dans le tableau ci-dessous, et pour chaque type de canalisation, calculer les pressions de fracture de fatigue pour $N_R = 10^3$ et $N_R = 10^6$, P_{10^3} et P_{10^6} respectivement.

Contraintes [MPa]	Pressions dans le conduit [bar]
Sut	PE
Sa	P_10³
Se	P_10⁶
σ_m	P_m
σ_a	P_trans

Bien que les deux variables ont des unités de pressions, le sens physique est différent, ce n'est donc pas un changement d'unités.

Les changements décrits ci-dessus permettrait une estimation rapide de la durée de vie des conduits pour ouvrages à l'avenir dès les premières étapes de conception avec seulement connaître les conduits et les PE du réseau

B. FEUILLES DE CALCUL

Dans les feuilles suivantes, les données en jaune sont pour remplir et ceux en gris sont le résultat d'un calcul.

1. POMPE ET GRAPHIQUE

Cette feuille sert à faire une estimation de l'inertie d'une pompe selon les suivants paramètres : et P_{arbre} [kW] et la vitesse de rotation de la pompe N [tr/mn].

Si la puissance de la pompe est inconnue, on peut la calculer à partir de HMT [mCE], Q [l/s] et le rendement.

- La vitesse spécifique N_s est disponible en différent unités
- Pour calculer la vitesse de rotation N du rotor selon le nombre de pôles p et le glissement s (pour une fréquence de alimentation du stator de 50 Hz)

1.1 ESTIMATION DE L'INERTIE.

Pompe

Après une régression linéaire des données montres sur les *figures B.1.1 et B.1.2*, des équations ont été développées par « THORLEY A.R.D - *Fluid Transients in Pipeline Systems* » [46]. Elles permettent d'estimer l'inertie de la roue de la pompe, celle de l'arbre et celle de l'eau dans la volute.

Des 284 points, fournis par cinq fabricants de pompes, qui constituent la diversité de types de pompes, la plupart des données ont été modélisées selon :

$$I_p = 0,03768 \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0,9556} \quad (\text{B.1.1})$$

P dénote la puissance dans l'arbre en kW et N la vitesse en milles de tr/mn.

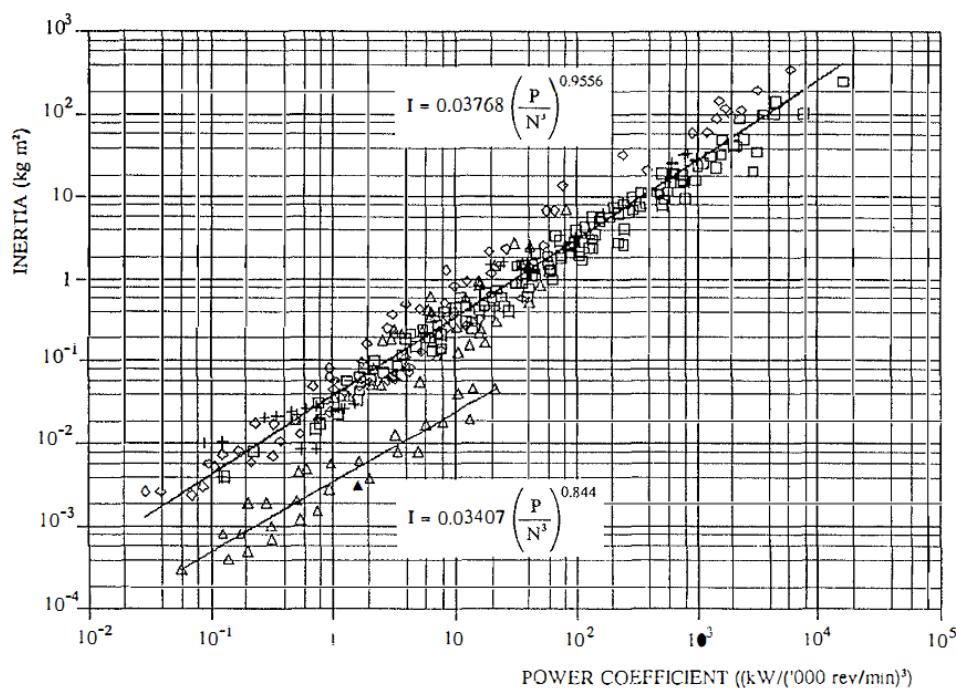
L'ensemble des données représente des pompes de conception à flux radial et mixtes, des roues à double ouïes et simples, mono et multi-étage, et des pompes en axe horizontal et verticale.

L'équation utilisé par l'utilitaire du logiciel CEBEL pour faire une estimation du terme Pd^2 est celle-ci-dessus.

Un ensemble de 28 points de données pour un type particulier de pompe d'un fabricant n'a pas baissé en ligne avec la masse des données, et ils ont été caractérisés par une équation différente :

$$I_p = 0,03407 \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0,844} \quad (\text{B.1.2})$$

Cette dernière équation s'applique aux pompes relativement petites, à flux radial, d'une seule entrée et avec un design léger et pour lequel l'inertie maximale n'est que de $0,0465 \text{ kg m}^2$. Ça veut dire qu'il y a une influence secondaire sur l'inertie due au facteur de forme



B.1 - Inertie pompe vs coefficient de puissance

Moteur

L'inertie des moteurs est graphiquée d'une manière similaire que pour les pompes, hormis la vitesse n'est pas au cube. Une régression linéaire a été mise en place avec l'ensemble des 272 données des pompes utilisées pour actionner des pompes rotodinamiques jusqu'aux années 90.

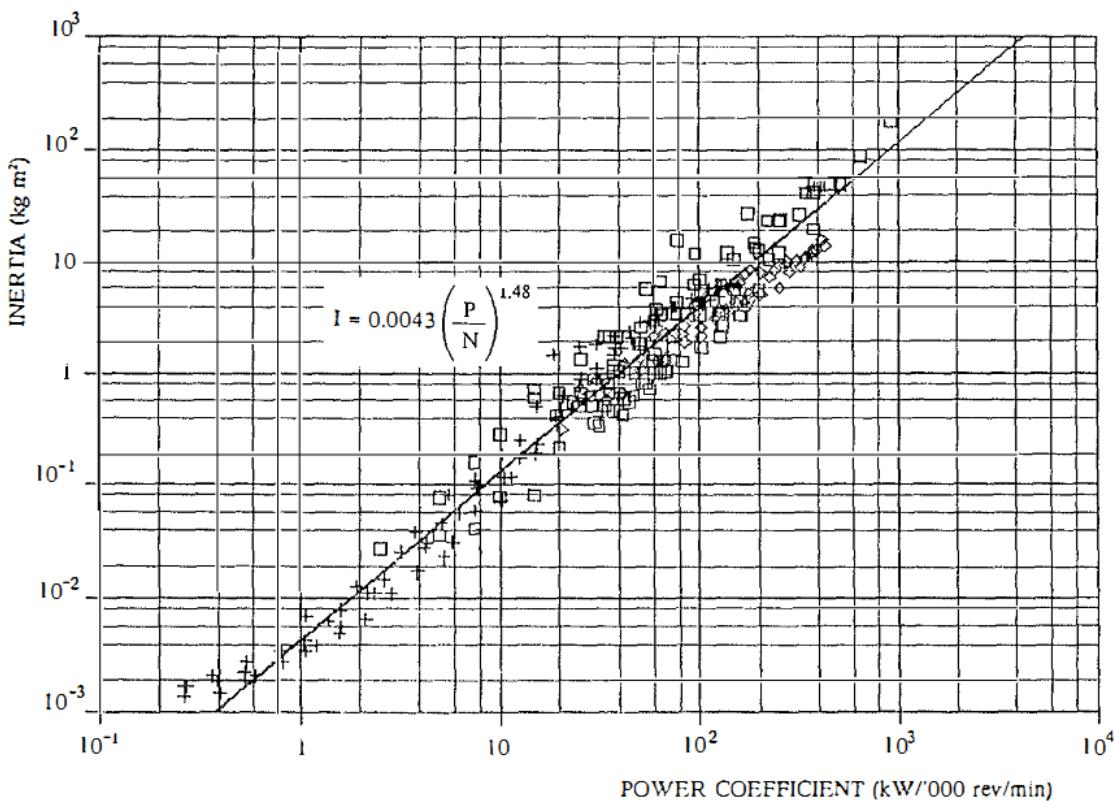
$$I_m = 0,0043 \left(\frac{P}{N} \right)^{1,48} \quad (\text{B.1.3})$$

Aux inerties I_m et I_p on devra ajouter l'inertie du volant I_v pour arriver à l'inertie total de l'arbre.

Si toutes les inerties sont dans le même arbre, l'inertie total I_t à mettre dans le logiciel de calcul sera :

$$I_t = I_m + I_p + I_v \quad (\text{B.1.4})$$

Pour d'autres configurations avec des réducteurs de vitesse, voir la section 3.5.4



B.2 - Inertie moteur vs coefficient de puissance

1.2 COURBE CARACTÉRISTIQUE.

Cette feuille est une modification plus générale de celle-ci faite pour le surpresseur de St Hippolyte, en raison de la requête de la vitesse de rotation réduite.

Elle nous permet de faire un graphique de la courbe caractéristique de la pompe et de son point nominale de fonctionnement : H_o , Q_o et rpm_o . Une fois définies les marges de vitesse, rpm_{MAXI} et rpm_{mini} , la variation du point de fonctionnement selon les courbes d'isorendement entre ces marges, $H(N)$ et $Q(N)$, peut être connue.

2. VOLANTS D'INERTIE

La feuille de calcul des volants d'inertie permet calculer les contraintes, la masse et l'épaisseur du volant selon les restrictions géométriques et l'inertie imposées. Comme optimisation de l'inertie du volant par rapport au poids, trois configurations ou sections différentes ont été utilisées.

Les paramètres à remplir sont :

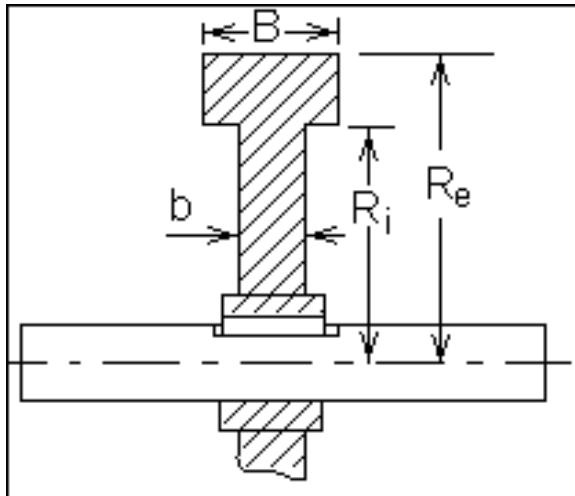
- La densité du matériel du volant, (Acier, fonte, ...)
- Vitesse de rotation N(tr/mn)
- Puissance sur l'arbre de la pompe, en kW
- Ratio de poisson, pour les contraintes.
- Diamètre externe D_e , pour les disques percés et non percés
- Diamètre de l'arbre D_0 , uniquement pour les disques percés

Les équations utilisées pour le calcul des contraintes pour les configurations de disque et disque percé sont dans l'*annexe C.1*, l'épaisseur et la masse ont été calculés en fonction du diamètre externe et de l'inertie du volant.

Dans la première feuille « inertie connue » l'inertie est imposée et dans la deuxième « estimation inertie », l'inertie du volant requise est calculée en fonction de la puissance et le nombre de tours. Le coefficient qui multiplie l'équation, (0,012) peut être augmenté au fur et à mesure qu'on diminue la N_s de la pompe. Cette valeur d'inertie doit être considérée comme une première approximation utilisée dans quelques turbines hydrauliques qui subissent des importantes variations de charge.

Pour l'optimisation de la masse du volant par rapport à l'inertie, une configuration avec la masse concentrée à l'extérieur de la roue. Cette configuration est souvent utilisée en turbines de petites stations de génération comme stabilisateur des charges [19].

En modifiant les coefficients a , c et d l'inertie peut varier significativement. Le rapport entre le rayon extérieur et intérieur ($a = \frac{R_e}{R_i} = \frac{D_e}{D_i}$) a des valeurs environ 1,2 ou 1,35. De la même façon, pour la relation entre l'épaisseur externe et interne on a le coefficient c , ($c = \frac{E_{p_e}}{E_{p_i}} = \frac{B}{b}$). Le dernier paramètre est le rapport entre l'épaisseur externe et la hauteur de cette partie agrandie ($R_e - R_i$)



B.1 - Section du volant aligeré

3. VITESSE CRITIQUE ARBRE

Avec l'information de l'expertise *Ingénierie des fluides et des machines tournantes* à l'ENSAM de Paris, on a développé un outil pour calculer la vitesse critique d'un arbre avec 2 paliers, en fonction de la distance des masses aux appuis et la raideur des paliers

D'abord, on introduit les dimensions et les données de l'arbre sans tenir en compte les masses (moteur, volant ou pompe) sur la feuille *arbre pesant*.

Après, sur la feuille *arbre non pesant*, il faut mettre autant des modules que masses sur l'arbre. Ensuite, il faut modifier w_c pour inclure w_{pf} (rad/s) de chaque élément.

On a modélisé un exemple avec deux masses, une en porte faux et l'autre entre appuis, qui se correspond avec la roue et l'accouplement au moteur d'une pompe avec géométrie et caractéristiques proches au surpresseur de St Hippolyte.

4. TEMPS D'ARRET POUR ADDUCTIONS AVEC ASPIRATION

DIRECTE DE RESERVOIR

C'est l'application directe des équations de Mendiluche pour calculer le temps d'arrêt de la pompe, selon les caractéristiques de la pompe et le profil du terrain. Les coefficients de Mendiluche doivent être introduits de manière manuelle. [figures 4.1 et 4.2]

Les pompes en série sont calculées comme une équivalent avec leur hauteur totale.

La période de la canalisation doit être modifiée quand l'aspiration n'est pas méprisable. Par exemple, quand la station de pompage est en moitié de l'adduction, la période est réduite à la moitié, donc la période de la canalisation n'est plus $T_c = 2L/a$, sinon $T_c = L/a$.

Selon le temps d'arrêt est plus grand ou plus petit que la période de la canalisation, la variation de pression ΔH est calculé avec l'équation de Michaud ou celle d'Allievi.

5. FATIGUE DES CANALISATIONS

Pour l'évaluation de l'impact des régimes transitoires sur le réseau hydraulique, on a étudié l'influence des différents facteurs sur la défaillance à fatigue des canalisations.

Les unités et symboles sont les mêmes qu'on a utilisé dans l'*annexe A*.

Deux possibilités pour le calcul sont disponibles, soit avec la contrainte à traction dans la section de la canalisation ou bien soit avec les pressions de fonctionnement.

C. CONTRAINTES MECANIQUES DANS LE VOLANT

L'étude des contraintes dans le rotor comporte deux parties:

- Le calcul des limites de fonctionnement du rotor, à savoir, la vitesse maximale et l'accélération
- L'optimisation de la forme et de la conception.

Pour cela, on détermine, à partir des expressions analytiques, les déformations et des contraintes.

La quantité d'énergie stockée est principalement limitée par les contraintes internes du rotor. Les roulements de soutien ont des limitations de vitesse d'autant plus importantes que le poids est élevé.

Les contraintes du rotor ont deux sources: celles qui proviennent des exigences mécaniques et celles générées par le matériel lui-même, également appelées les contraintes résiduelles. Ces dernières restent en absence de vitesse et, par conséquent, elles ne dépendent pas du niveau d'énergie stockée. Dans le cas des volants métalliques, concernés par cette étude, les contraintes résiduelles sont négligeables, car elles sont typiques des disques en matériau composite. Quelques exemples des contraintes résiduelles se trouvent dans les processus de fabrication et du traitement thermique ou de l'hydratation.

Les contraintes mécaniques sont générées, principalement, par la force centrifuge. L'accélération angulaire, l'effet gyroscopique, le poids, le déséquilibre des masses et les vibrations peuvent aussi les produire, voir Genta (1985) [18].

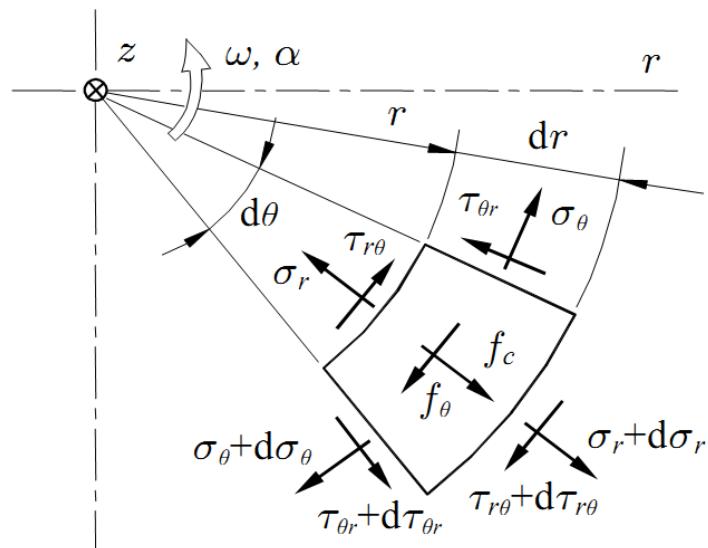
Les contraintes causées par la force centrifuge sont complètement internes au rotor et sont principalement en direction tangentielle et radiale. Leurs valeurs sont très élevées et constituent une cause majeure de rupture. L'accélération angulaire génère des contraintes de cisaillement due au couple.

Par contre, les contraintes provoquées par l'accélération peuvent être élevées dans les applications avec faible durée d'accélération comme celles du pompage. Un défaut électrique peut par exemple provoquer une forte décélération supprimant très rapidement le couple moteur.

1. LA DEMARCHE GENERALE DES FORCES INTERNES

Dans le calcul on utilisera des coordonnées cylindriques car elles décrivent plus en détail et avec simplicité la géométrie et les charges dans le rotor, et fournit la formulation analytique.

Dans le plan radial des contraintes normales sont indiquées dans le sens tangentiel σ_θ et radiale, σ_r , ainsi que la contrainte de cisaillement, $\tau_{r\theta}$. Deux forces d'inertie sont générées l'intérieur: f_c en raison de la vitesse de rotation ω et f_θ en raison de l'accélération angulaire α



C.1 - Contraintes dans un élément différentiel plain du rotor

Les équations d'équilibre sont déduites de la somme des forces dans la direction radiale et circonférentielle :

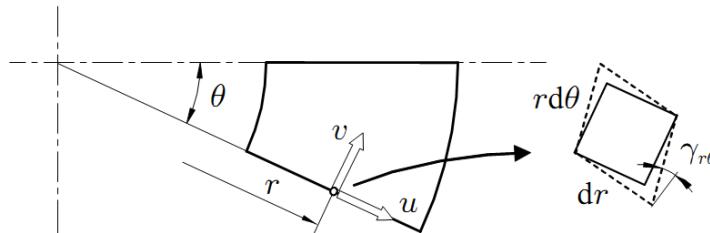
$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{1}{r} (\sigma_r - \sigma_\theta) + f_c = 0 \\ \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{2}{r} \tau_{r\theta} + f_\theta = 0 \end{cases} \quad (C.1)$$

Les deux forces internes générées par unité de volume sont fonction de la densité du matériau ρ et du rayon r .

$$\begin{aligned} f_c &= \rho r \omega^2 \\ f_\theta &= \rho r \alpha \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

À ces considérations d'équilibre des forces, on doit ajouter les considérations géométriques et cinétiques. Les déplacements du corps circulaire et les déformations dans les directions tangentialles et radiales ne sont pas indépendants. Les déformations unitaires tangentialles ε_θ , radiales ε_r et angulaires $\gamma_{r\theta}$ concernent les déplacements radiaux u et tangentiels v de la figure 3.4 par les équations cinétiques (3.6)

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{r} \\ \varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} \\ \gamma_{r\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \end{array} \right. \quad (\text{C.3})$$



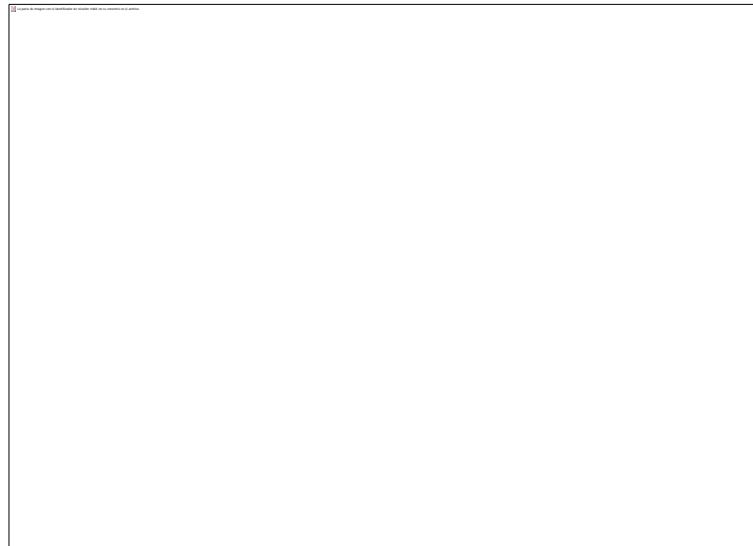
C.2 - Déplacements tangentielle v , radiale u et angulaire $\gamma_{r\theta}$]

Il est important de noter que le déplacement radial u génère simultanément une déformation radiale $\varepsilon_{r\theta}$ et une déformation tangentielle ε_θ et qui est due à la géométrie fermée du cylindre. Cette dépendance géométrique est à l'origine des effets croisés entre les contraintes tangentialles et radiales. Certains sont favorables, par exemple, la force centrifuge, qui est radiale, génère également des contraintes tangentialles. Mais d'autres sont nuisibles, par exemple, une contrainte tangentielle qui ne soit pas proportionnelle au rayon générée contrainte radiale.

Cette dépendance complique le comportement du rotor et demande une étude plus approfondie.

Le déplacement axial dans l'axe z, est géométriquement indépendant des déplacement des tangentiels et radiaux, ne produit qu'une faible déformation due à

l'effet de Poisson. Par conséquent, le comportement dans le sens axial est moins important.



C.3 - Géométrie : disque à gauche et cylindre à droite

2. SCHEME DE RESOLUTION

Les déformations et des contraintes d'origine mécanique sont analysés séparément l'effet de la force centrifuge et accélération angulaire. Les tensions créées par chacun d'entre eux sont indépendants.

Le calcul des contraintes est réalisé dans des conditions aux limites classiques, contraintes planes et déformations planes. La contrainte planes, qui considère une contrainte axiale nulle, simule un volant de petite longueur; et la déformation plane, considérée une déformation axiale nulle, qui est utilisé pour une grande longueur.

Dans le cas d'étude, l'utilisation des volants d'inertie métalliques de grand diamètre par rapport à la longueur de celui-ci. L'application des simplifications résultant de ces conditions on obtient une version simplifiée des équations ci-dessus analytiques.

En considérant le matériau isotrope, implique que les propriétés du matériau ne dépendent pas de la direction considérée.

Compte tenu de la géométrie retenue pour l'étude, et par sa simplicité constructive, les conditions plus favorables de résolution sont les contraintes planes, pour lesquelles on n'a pas de contrainte axiale. *Figure 3.5*

Finalement, on laisse de côté de cette analyse les volants avec des rayons utilisés anciennement dans lesquels il n'y a pas de symétrie circulaire. Si le rotor a une symétrie circulaire tous les paramètres sont indépendants de la position angulaire et de ses dérivés par rapport à $\partial\theta$, sont nuls.

Les équations des contraintes et déformations pour les forces centrifuges.

Vitesse de rotation

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r}(\sigma_r - \sigma_\theta) = -f_c \quad (\text{C.4})$$

$$\begin{cases} \varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \\ \varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} = u_{,r} \end{cases} \quad (\text{C.5})$$

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E & -v/E \\ -v/E & 1/E \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \end{Bmatrix} \quad (\text{C.6})$$

Le système d'équations a par solution générique :

$$u(r) = A \frac{1}{r} + B r + \frac{b}{8} r^3 \quad (\text{C.7})$$

$$\begin{cases} \sigma_\theta(r) = \frac{E}{1-v^2} \left[(1-v) \frac{1}{r^2} A + (1+v)B + \frac{1+3v}{8} br^2 \right] \\ \sigma_r(r) = \frac{E}{1-v^2} \left[(v-1) \frac{1}{r^2} A + (v+1)B + \frac{3+v}{8} br^2 \right] \end{cases} \quad (\text{C.8})$$

$$b = -\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \quad (\text{C.9})$$

Les constants A et B dépendent de les conditions de contour pour chaque configuration du volant d'inertie

Accélération angulaire

$$\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{2}{r} \tau_{r\theta} = -f_\theta \quad (\text{C.10})$$

$$\gamma_{r\theta} = \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \quad (\text{C.11})$$

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{r\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E & -v/E & -v/E & 0 \\ -v/E & 1/E & -v/E & 0 \\ -v/E & -v/E & 1/E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \sigma_z \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} \quad (\text{C.12})$$

Le système d'équations a par solution générique :

$$v(r) = C \frac{1}{r} + D r + \frac{h}{4} r^3 \quad (\text{C.13})$$

$$\tau_{r\theta}(r) = G \left[C \frac{2}{r^2} + \frac{h}{4} r^2 \right] \quad (\text{C.14})$$

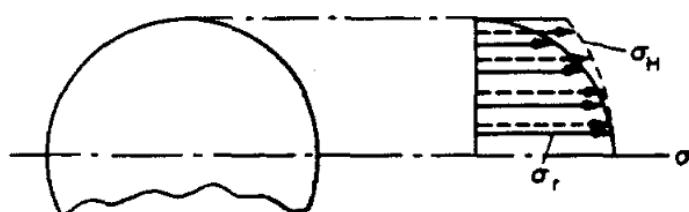
$$h = \frac{\rho \alpha}{G} \quad (\text{C.15})$$

Les constantes C et D dépendent des conditions de contour pour chaque configuration du volant d'inertie

3. CALCUL POUR LES DIFFERENTS TYPES DE VOLANTS

Après on impose les conditions de contour, les contraintes dues à la vitesse de rotation en fonction du rayon et ses valeurs maximales sont les suivants :

Disque de section constante et rayon extérieur $r = r_1$:



C.4 - Contraints disque non percé

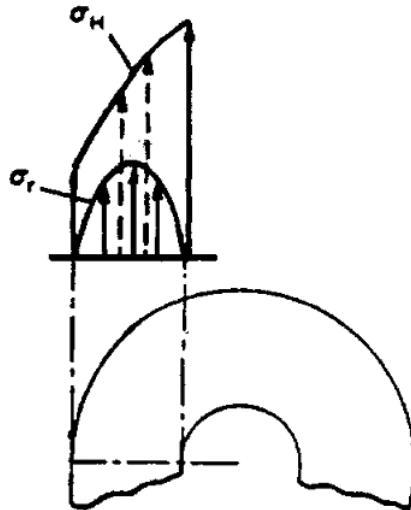
$$\sigma_r(r) = (3 + \nu) \frac{\rho \omega^2}{8} [r_1^2 - r^2] \quad (\text{C.16})$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{\rho \omega^2}{8} [(3 + \nu)r_1^2 - (1 + 3\nu)r^2] \quad (\text{C.17})$$

Pour $r = 0$, les contraintes tangentielles et radiaux sont égales et maximum

$$\sigma_{rmaxi}(0) = \sigma_{\theta max}(0) = (3 + \nu) \frac{\rho \omega^2 r_1^2}{8} \quad (\text{C.18})$$

Disque Percé de section constante, rayon extérieur $r = r_1$ et intérieur $r = r_0$:



C.5 - Contraints disque percé

$$\sigma_r(r) = (3 + \nu) \frac{\rho \omega^2}{8} \left[r_1^2 + r_0^2 - \frac{r_1^2 r_0^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (\text{C.19})$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{\rho \omega^2}{8} \left[(3 + \nu) \left[r_1^2 + r_0^2 + \frac{r_1^2 r_0^2}{r^2} \right] - (1 + 3\nu)r^2 \right] \quad (\text{C.20})$$

La $\sigma_{r_{maxi}}$ sera pour $r = \sqrt{r_1 r_0}$

$$\sigma_{r_{maxi}}(\sqrt{r_1 r_0}) = (3 + \nu) \frac{\rho \omega^2}{8} [r_1 - r_0]^2 \quad (\text{C.21})$$

La $\sigma_{\theta_{maxi}}$ sera pour $r = r_0$

$$\sigma_{\theta_{maxi}}(r_0) = \frac{\rho \omega^2}{4} [(3 + \nu)r_1^2 + (1 - \nu)r_0^2] \quad (\text{C.22})$$

On peut remarquer que quand $r_0 \approx 0$, la valeur de $\sigma_{\theta_{maxi}}$, s'approche à :

$$\frac{\rho \omega^2}{4} (3 + \nu) r_1^2 \quad (\text{C.23})$$

Qui est le double que pour un disque non percé.

Disque avec contrainte constante

En modifiant la section du disque en fonction du rayon, $t(r)$, on peut arriver à une configuration dans laquelle la contrainte soit constante, $\sigma_\theta = \sigma_\theta = \sigma$.

$$t(r) = t_0 e^{\frac{-\rho \omega^2 r^2}{2\sigma}} \quad (\text{C.24})$$

Avec $t_0 = t(0)$.

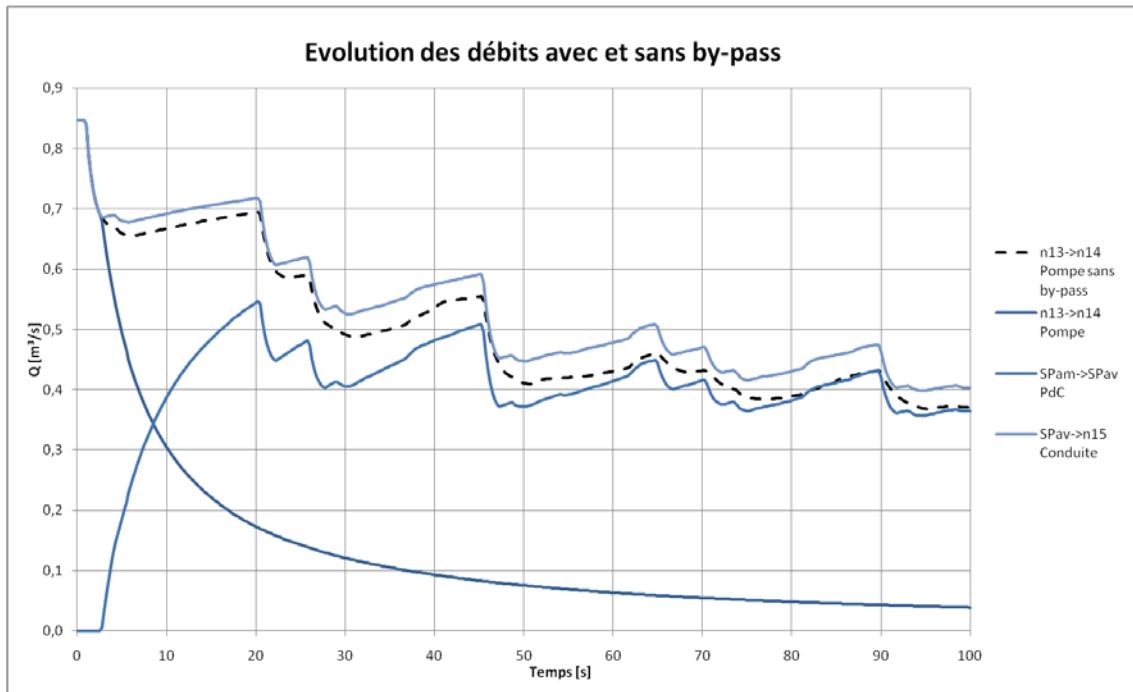


C.6 - Section à contrainte constante

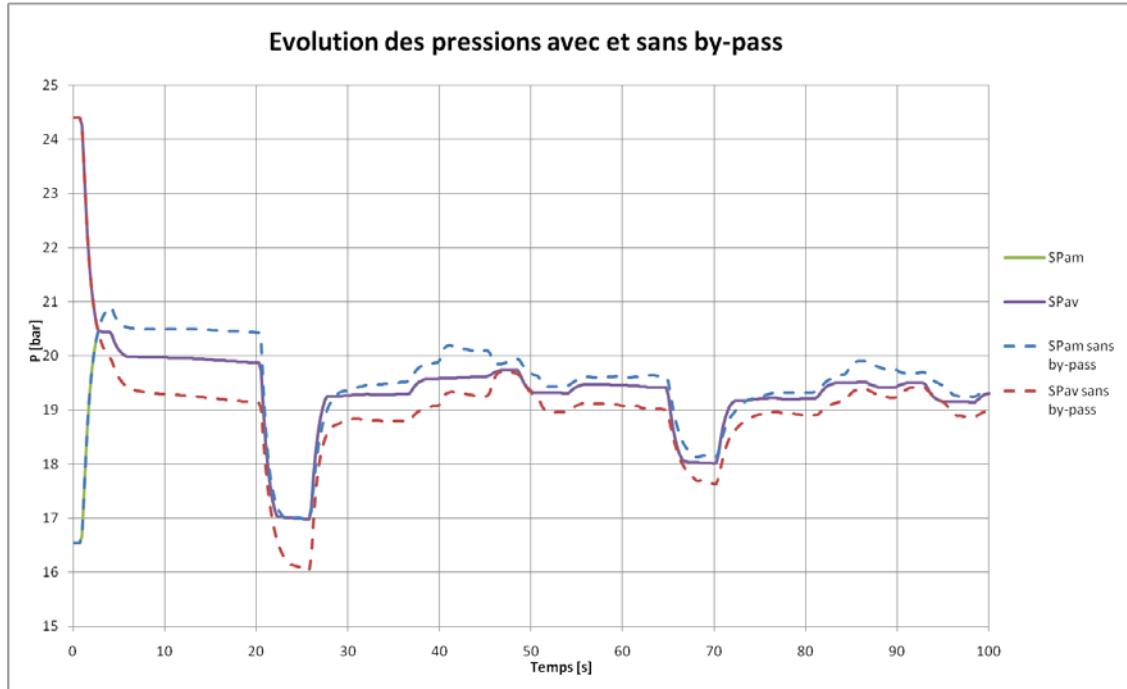
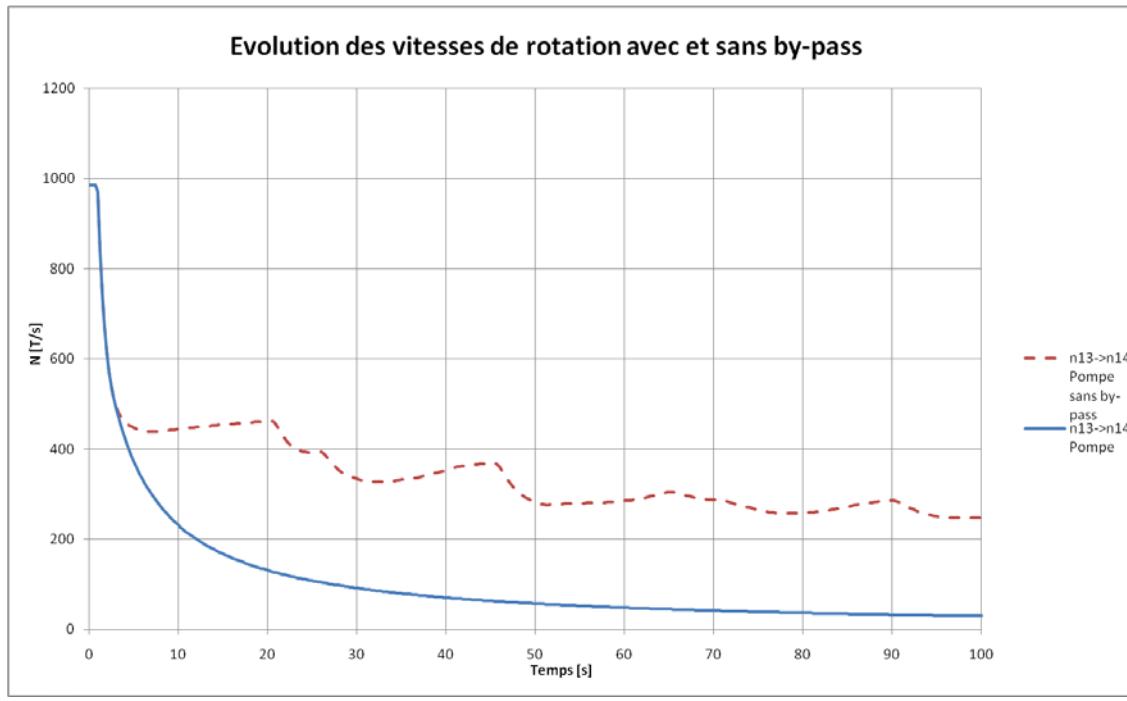
D. SU VIDAUBAN, DISJONCTION AVEC ET SANS BY-PASS

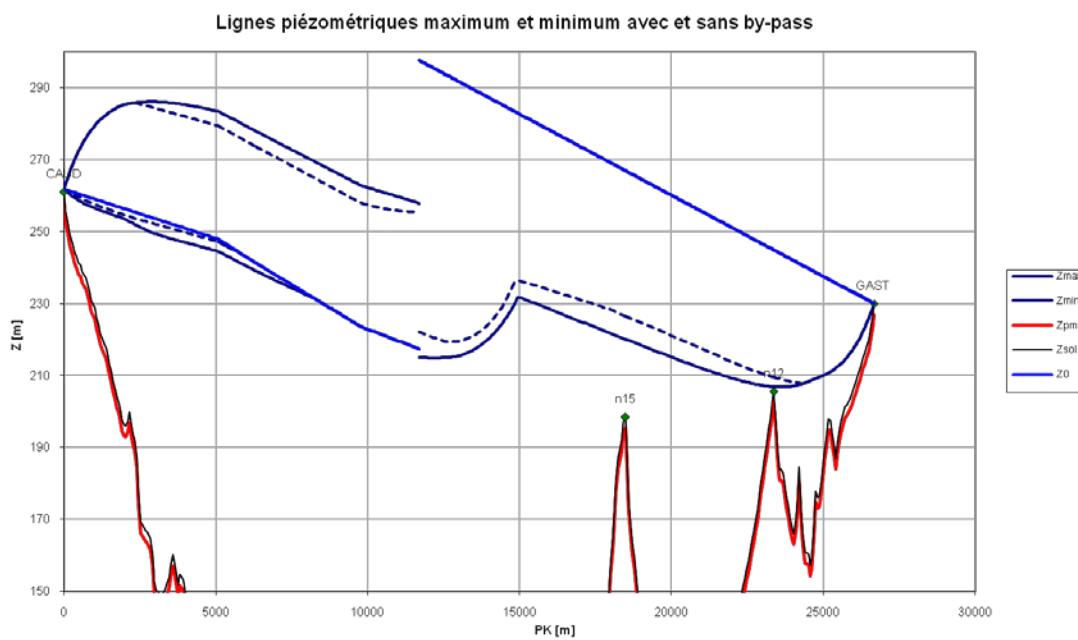
$Pd^2 : 410 \text{ kg m}^2$, 1 surpresseur, NPBH

Sans by-pass (ligne discontinue) et avec by-pass (ligne continue)



Le débit dans « SPam->SPav, PdC » représente celui qui traverse le by-pass et « SPav->n15, Conduite » le débit total au refoulement



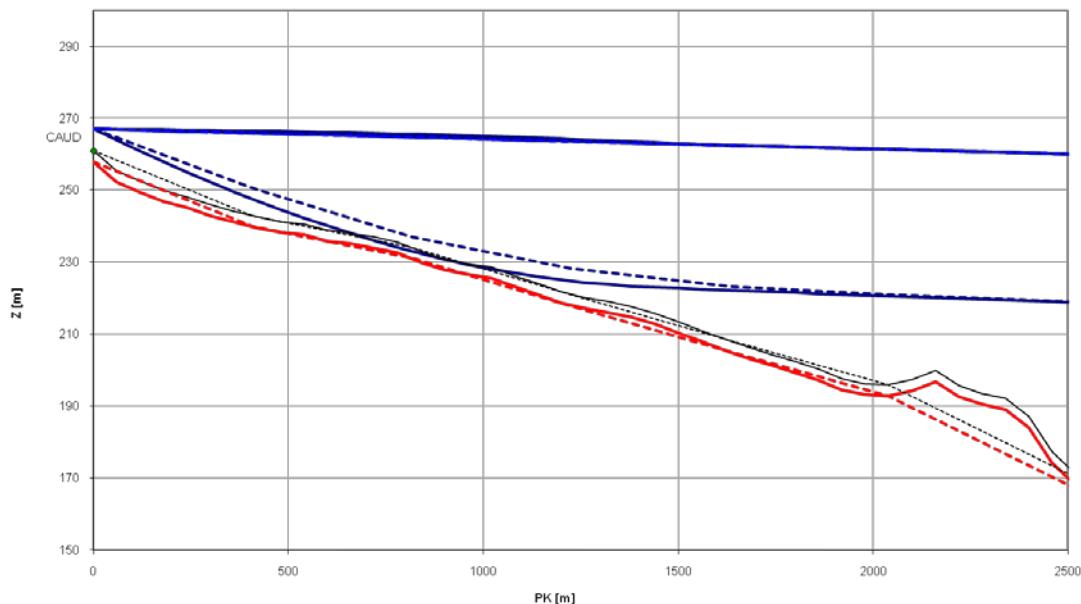


Avec by-pass (ligne discontinue) et sans by-pass (ligne continue)

E. SU VIDAUBAN, DEMARRAGE AVEC DIFFERENTE INERTIE ET PAS DU TEMPS

PAS DU TEMPS

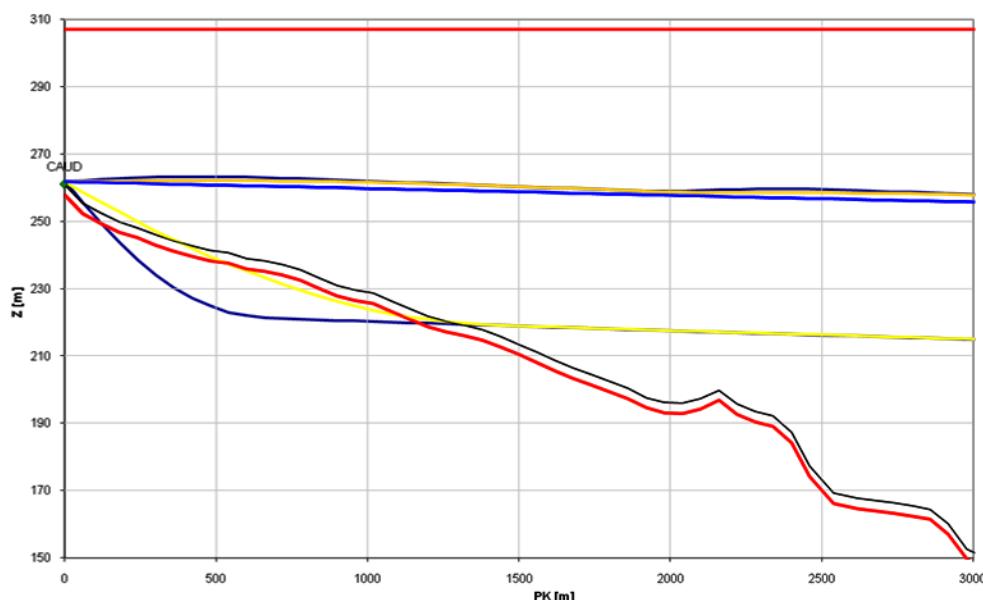
Pd^2 : 900 kg m², 1 surpresseur, conditions piézométriques minimales



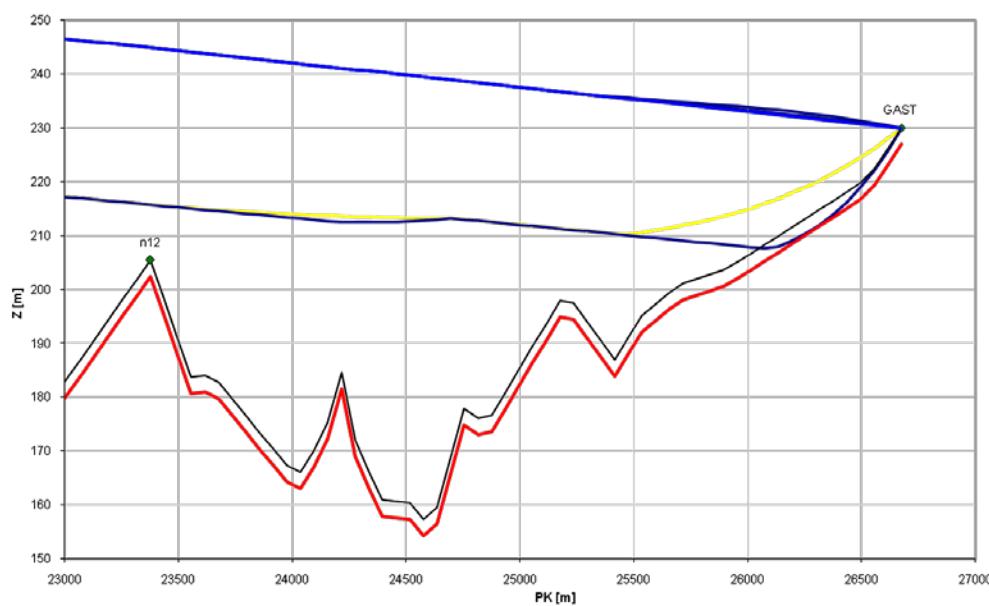
Lignes piézométriques au départ du réservoir après disjonction du group de pompage pour un pas de temps $dt = 0,34$ s (ligne pointillé) et $dt = 0,05$ s (ligne continue)

AVEC DIFFERENTE INERTIE

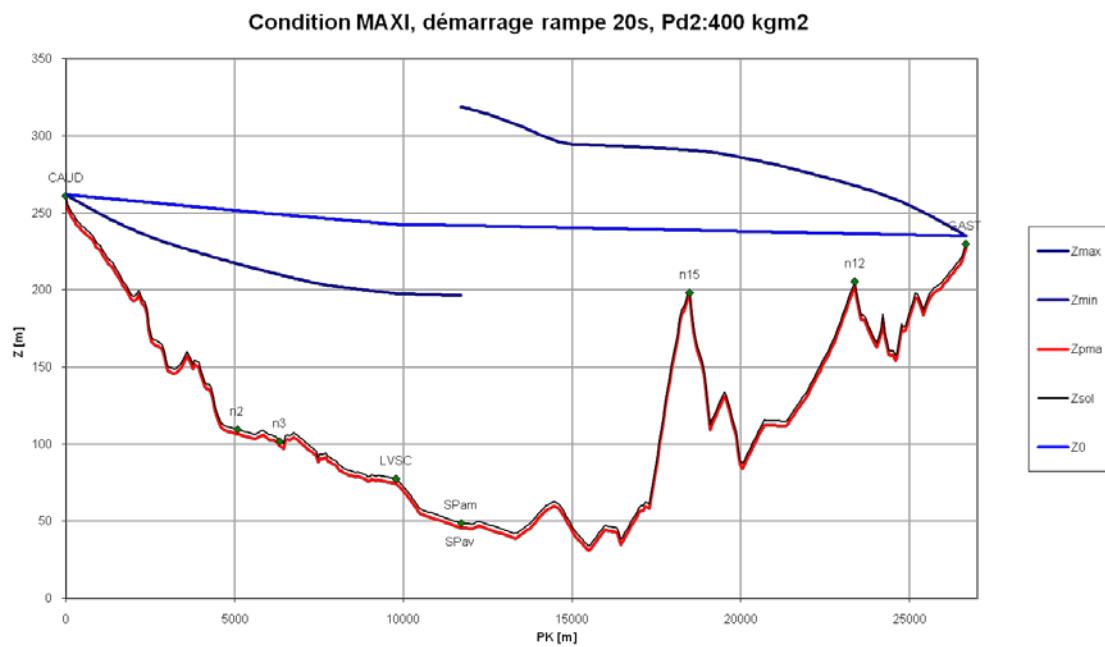
Pd^2 : 900 kg m², 1 surpresseur, conditions piézométriques maximales



Démarrage Pd2 : 400(bleu) et 900 (jaune)



Disjonction Pd2 : 400(bleu) et 900 (jaune)



En fonction de la raideur de la sortie de réservoir d'aspiration, pour pas surdimensionner en excès le volant à ajouter

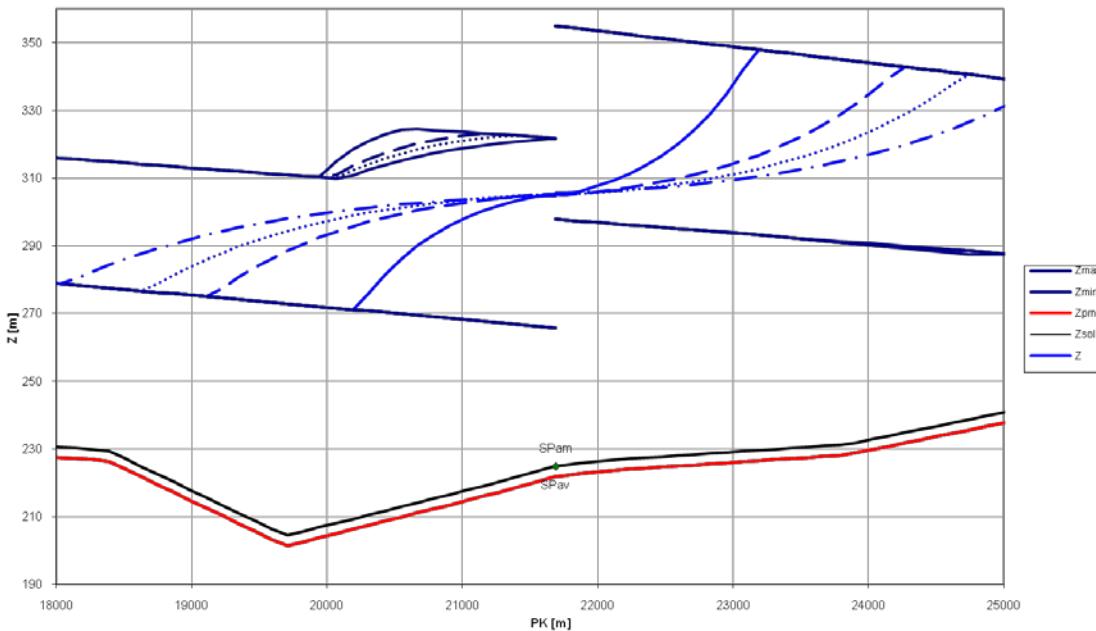
F. SU BRIGNOLES, DISJONCTION

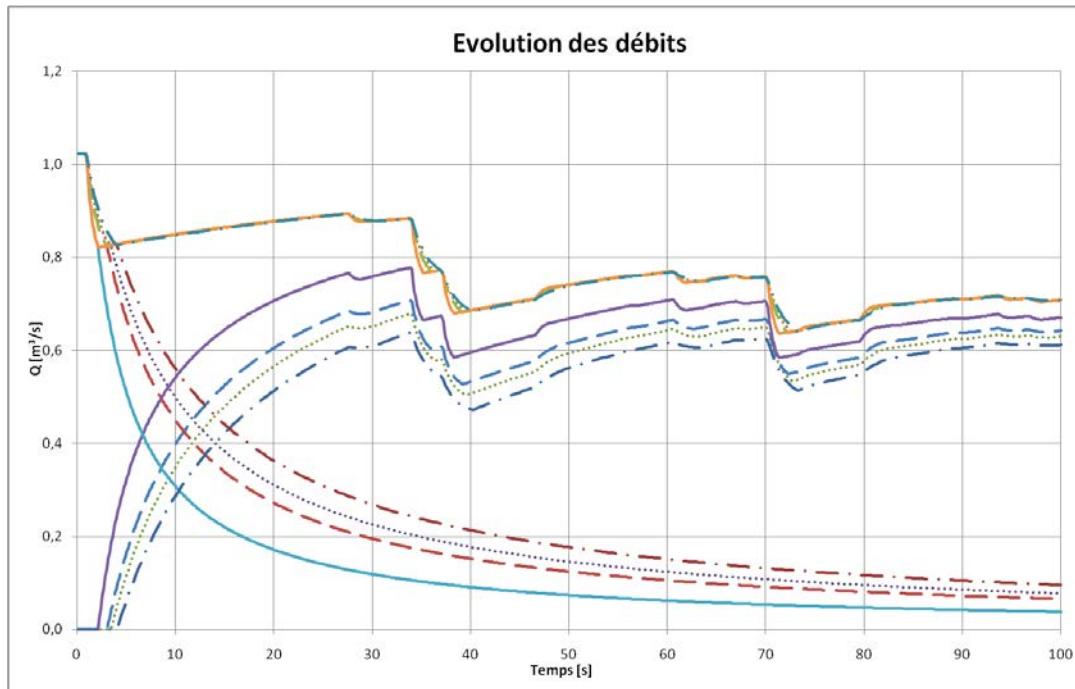
Station avec deux surpresseurs en série, point nominal de fonctionnement HMT 52 mCE, Q 900 l/s et P arbre 521,7 kW

$Pd^2 = 247$ (ligne continue), $Pd^2 = 500$ (ligne discontinue), $Pd^2 = 600$ (ligne pointillé) et $Pd^2 = 750$ (ligne discontinue - pointillée)

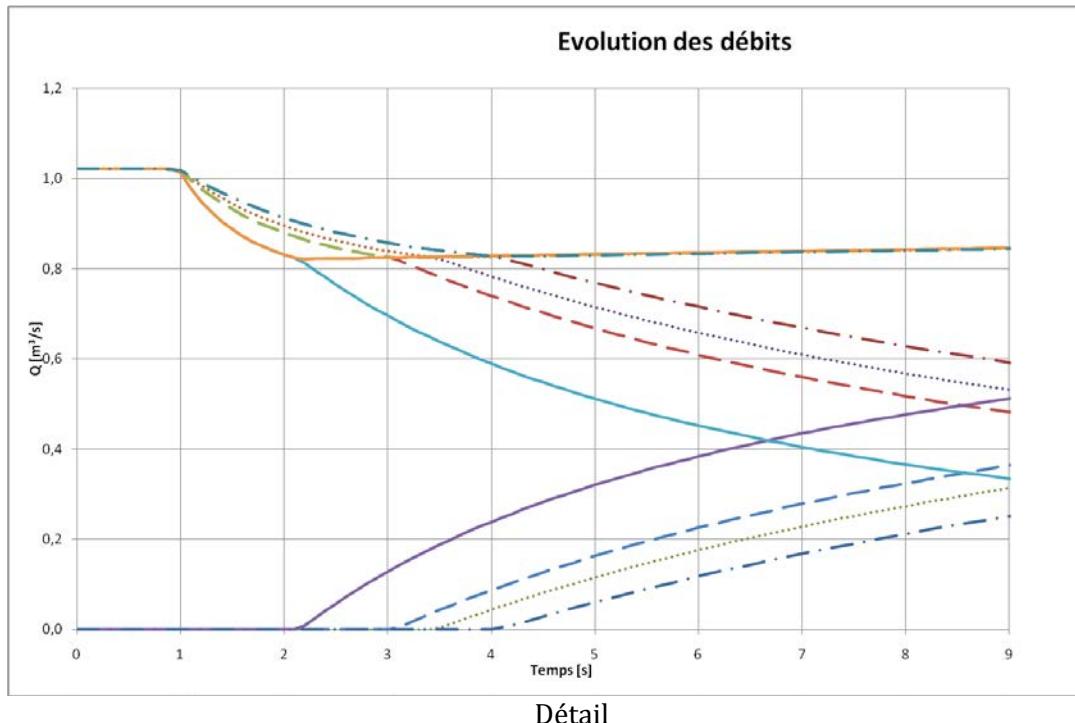
Le moment d'ouverture du by-pass, après disjonction, dans lequel les pressions amont et aval du surpresseur sont égales, en fonction de l'inertie est :

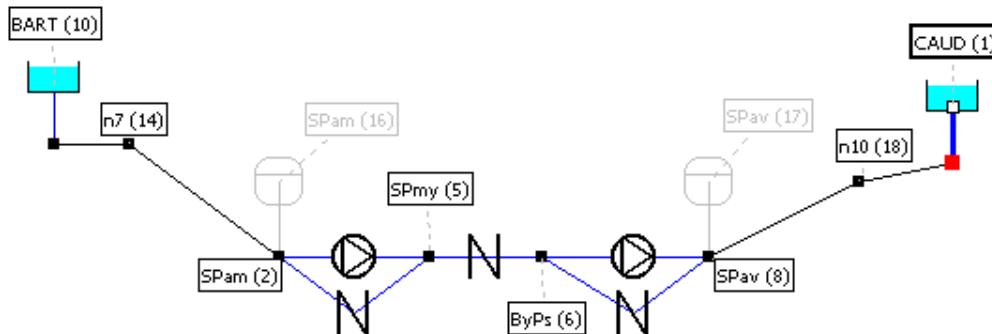
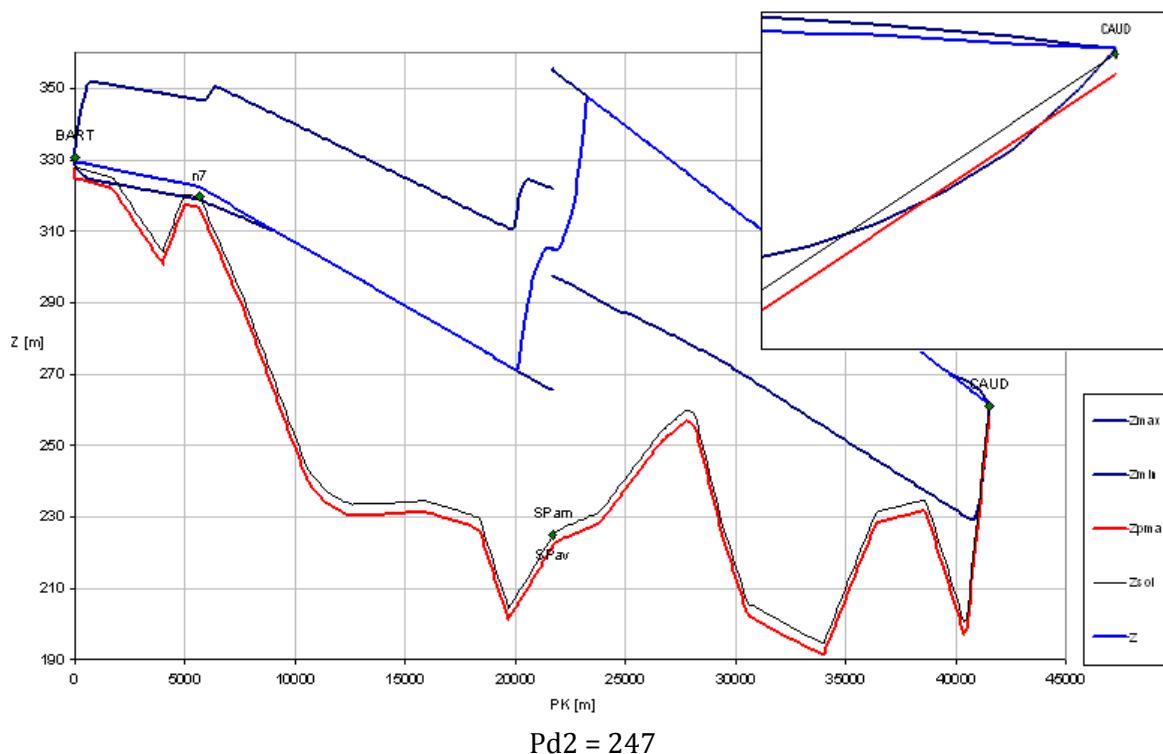
- $Pd^2 = 247 \quad t = 1,1 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 500 \quad t = 2 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 600 \quad t = 2,5 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 750 \quad t = 3 \text{ s.}$





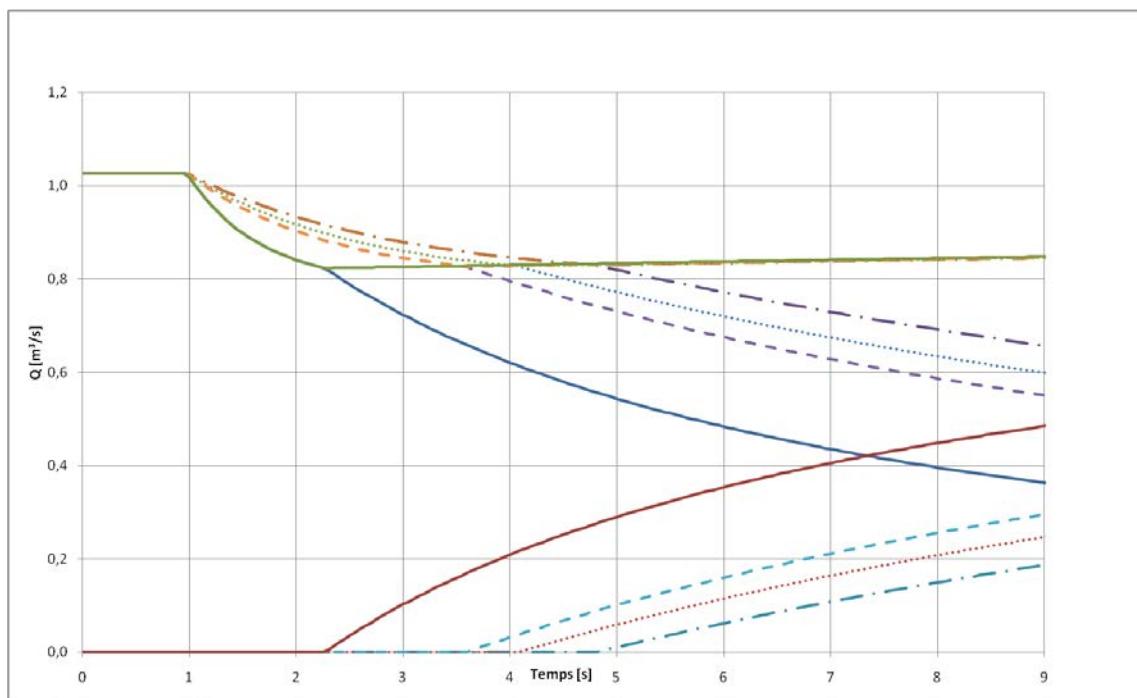
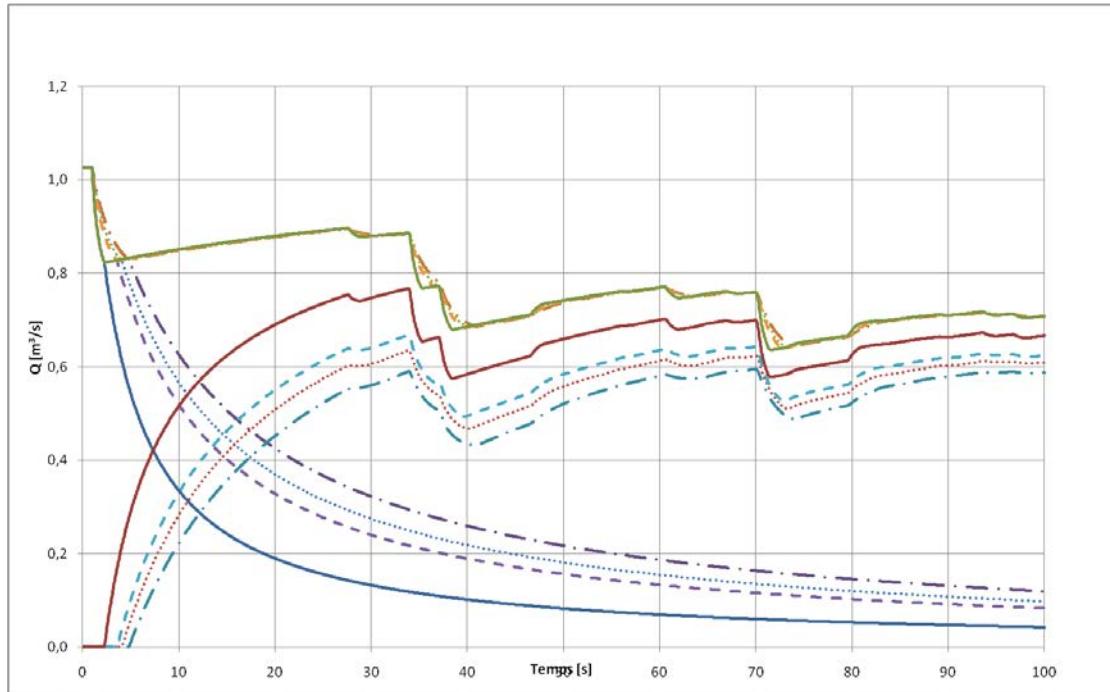
Débit total « SPmy -> ByPs », débit pompé « ByPs -> SPav(11) pompe et débit pompé « ByPs -> SPav(9) PdC »

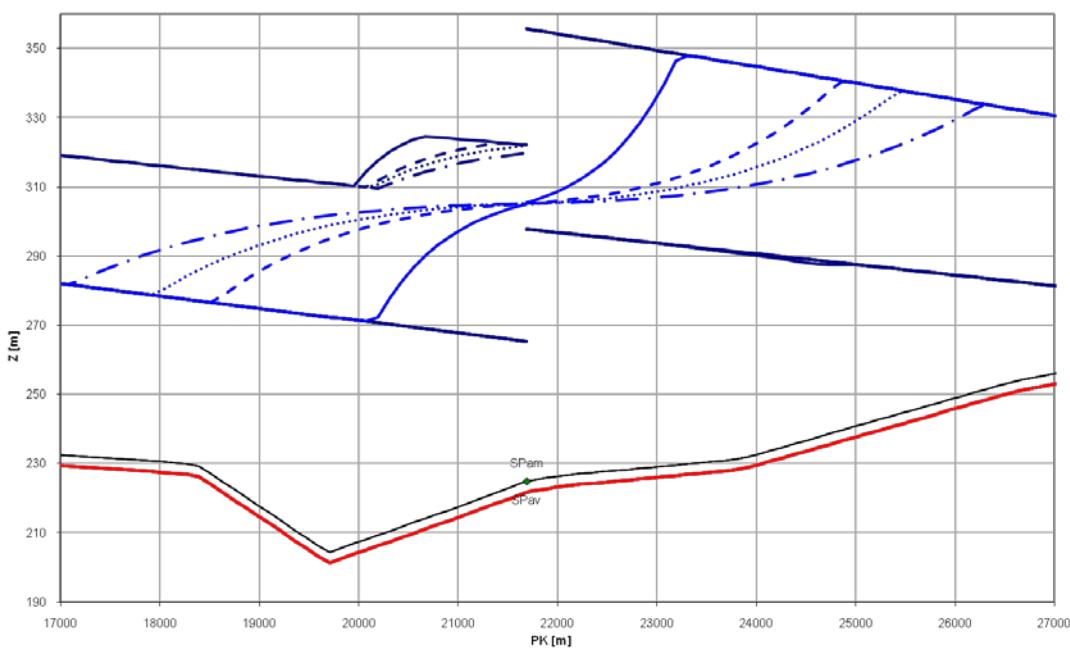




Pour une configuration avec un seul surpresseur avec une HMT égal à la fournie par les deux de la configuration précédent, et avec le même rendement. On dimensionne les volants avec le même rapport entre l'inertie du moteur et celui de la charge.

- $Pd^2 = 636 \quad t = 1,25 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 1300 \quad t = 2,55 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 1550 \quad t = 3,1 \text{ s.}$
- $Pd^2 = 1930 \quad t = 3,8 \text{ s.}$





9 RESUMEN EN ESPAÑOL

AÑO: 2010

CENTRO PFC: ENSAM ParisTech, Paris

AUTOR: Alberto DOMINGO FÉLEZ

TITULO: Estudio de factibilidad del reemplazo de depósitos hidroneumáticos por volantes de inercia en las estaciones de bombeo.

RESPONSABLES DEL PFC: Fawaz. MASSOUH – LMF

Ivan DOBREV – LMF

Laurent HERBOMEZ – SCP

COLABORADOR DEL PFC: Sociedad del Canal de la Provenza y de acondicionamiento de la región provenzal – SCP

NUMERO DE PÁGINAS: 99

NUMERO DE REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS: 49

RESUMEN: Este proyecto está dirigido a responder una cuestión técnica planteada por la Sociedad del Canal de la Provenza. Se trata de estudiar la factibilidad del cambio de los depósitos hidroneumáticos, utilizadas actualmente, por volantes de inercia. Esperamos también, simplificar y reducir el coste de mantenimiento para ciertas estaciones de bombeo.

El estudio comprende trabajos de simulación numérica basados en el método de las características, con el fin de modelizar el funcionamiento en régimen transitorio de redes hidráulicas para los casos de depósito hidro-neumático y volante de inercia. Tras el dimensionamiento de los medios de protección anti golpe de ariete, una evaluación económica es llevada a cabo para mostrar el interés de un cambio en los medios de protección frente al golpe de ariete. También se realiza una investigación técnica para evaluar los problemas globales causados por la sustitución de los depósitos por los volantes de inercia.

PALABRAS CLAVE: GOLPE DE ARIETE / DEPOSITO HIDRO-NEUMATICO / VOLANTE DE INERCIA / METODO DE LAS CARACTERISTICAS / MODELIZACION DIGITAL / CEBEL

9.1 DESARROYO DEL PROYECTO

Durante el periodo de prácticas en el seno de la SCP, tuve la posibilidad de contar con la ayuda y colaboración del personal de la Sociedad, que me permitió ampliar mis conocimientos en hidrología y redes, especialmente lo concerniente a las bombas y su funcionamiento.

Tras mi llegada, me familiaricé con CEBEL, software de análisis de transitorios hidráulicos en redes a presión.

Estudios anti golpe de ariete han sido realizados para diferentes tipos de estaciones de bombeo con depósitos hidroneumáticos como medida de protección. Otros programas informáticos específicos desarrollados por la SCP han sido utilizados también.

Sistema de supervisión de Control de Gestión y Telemando (CGTC), utilizado para tener una visión general de la red de distribución del Canal de la Provenza a nivel de las conexiones entre estaciones de bombeo y reservorios, así como los valores de funcionamiento medidos en tiempo real y las curvas de evolución temporal.

El Software FLOWMASTER ha sido utilizado anteriormente a CEBEL de manera generalizada para el cálculo de los sistemas de protección hidráulica de los proyectos antiguos. En algunos casos contábamos con la geometría de la red utilizada en estudios anteriores, para el resto de los casos fue posible modelizar la red hidráulica mediante dos programas informáticos creados por la SCP.

El primero de ellos, IRMA, es una base de datos de ficheros .txt en la cual están guardadas todas las redes canalizaciones del Canal de Provenza, con el caudal máximo en los puntos de abastecimiento. Un tratamiento previo permite una estimación estadística del caudal en una canalización en función del número de puntos de abastecimiento aguas abajo.

El segundo, Netview, es una interfaz gráfica que permite una representación de la red hidráulica de los ficheros IRMA sobre un fondo topográfico, con la posibilidad de superponer diferentes capas.

En este estudio, se pretende probar si el proyecto es técnicamente realizable y económicamente rentable. Por la parte técnica se han descrito los fenómenos físicos que presentan relación con el funcionamiento de la nueva configuración de la estación de bombeo que se ha propuesto. Pro la parte económica, ha sido propuesta una aproximación para hacer una comparación entre los volantes de inercia o los depósitos hidroneumáticos. A pesar de todo, una conclusión definitiva no ha podido darse por un retraso en el presupuesto pedido a un fabricante de bombas (*FAPMO Ensival-Moret*), el cual no llegó antes de finalizar mi periodo de prácticas.

9.2 PRESENTACIÓN DE LA PROBLEMÁTICA DEL GOLPE DE ARIETE Y LOS DIFERENTES MÉTODOS DE PROTECCIÓN

El golpe de ariete es producido por un cambio brusco en la velocidad del flujo de las canalizaciones que contienen fluido que no sea fácilmente comprimible, como para los líquidos (petróleo y agua).

Puede producirse un cambio violento de la altura de la columna de agua así como de la presión. Que es propagado bajo la forma de onda de presión repentina, lo que puede provocar graves daños, la velocidad de esta onda puede superar los 1000 m/s y la presión puede fluctuar entre valores muy elevados y bajos en función de la variación del caudal.

La concepción y explotación de todo sistema de canalizaciones exige que el suministro de presión y caudal en el sistema sea previsto en los diferentes puntos de funcionamiento o servicio.

Si la presión total es inferior a la presión de servicio, no hay evidentemente peligro alguno. Por el contrario, se observa el caso opuesto, existe peligro, debiendo elegir entre las dos soluciones siguientes:

- Cambiar el tipo de canalización para soportar una presión de servicio mayor.
- Atenuar las presiones transitorias mediante medios de protección.
(Protección anti golpe de ariete)

Desde el punto de vista económico es más conveniente el dimensionar la red de conductos para su punto de funcionamiento permanente y añadir además medidas de protección para los periodos transitorios.

9.3 RIESGOS DEBIDOS AL GOLPE DE ARIETE.

POR ALTA PRESIÓN.

Los golpes de ariete provocan sobrepresiones que se suman a la presión inicial. Si la suma de la presión inicial y la presión máxima admisible por las canalizaciones, existe riesgo de ruptura de las tuberías así como desencajamiento en las juntas. En la práctica, las canalizaciones tienen una cierta presión de prueba, ésta es la presión máxima garantizada por el constructor.

DE PRESIÓN NEGATIVA.

Una de las consecuencias del golpe de ariete puede ser la aparición de una presión relativa negativa. Si el perfil longitudinal de la canalización es desfavorable, para casos en los que una bolsa de vapor puede formarse a lo largo de una gran distancia, la canalización puede ser aplastada por la implosión. Si este caso no es tan frecuente, puede ocurrir de igual modo una aspiración de las juntas, lo que rompe la estanqueidad de la conducción.

Una consecuencia de la cavitación es la deterioración del enlucido interior de las tuberías, pero el riesgo más grave es el de estallido de la tubería al volver a presiones positivas: las presiones obtenidas en ese momento son muy a menudo de mucha importancia.

POR EFECTO FATIGA EN LOS CONDUCTOS

Como otra de las consecuencias del golpe de ariete, podemos citar la fatiga que conlleva para el material de las canalizaciones una alternancia de altas y bajas presiones, aunque cada onda de sobrepresión no sea capaz, por sí misma, de producir la ruptura. Este fenómeno es creado, por las variaciones de presión importantes, en particular en el caso en que las oscilaciones sean poco amortiguadas a lo largo de la conducción, las cuales pueden llegar a durar decenas de minutos.

La explicación física del fenómeno comprende las ecuaciones de Saint Venant (ecuaciones de continuidad y de dinámica o cantidad de movimiento).

A partir de estas dos ecuaciones y despreciando la velocidad del fluido respecto a la velocidad con la que se propaga la onda de presión, se obtienen las ecuaciones de las características. Estas ecuaciones nos permiten la modelización de la onda de presión a lo largo de los puntos de un conducto (x) y en función del tiempo (t).

9.4 LOS MÉTODOS DE PROTECCIÓN.

De las ecuaciones anteriores se puede deducir que la causa de la variación de la presión es el cambio de la velocidad del fluido. En consecuencia, una forma de disminuir el efecto del régimen transitorio será impedir el incremento de las variaciones de velocidad.

Una opción es dimensionar las canalizaciones con una resistencia mecánica que permita sufrir las presiones alcanzadas durante el régimen transitorio, en esta opción, la red estará sobredimensionada en exceso y aumentara el coste.

También se pueden añadir dispositivos para reducir la causa de la oscilación, las variaciones de la velocidad del fluido. Será mejor por tanto de modificar la causa.

Este tipo de medidas de protección está siempre en serie con la canalización, lo que permite reducir el efecto del régimen transitorio desde sus inicios.

Por el contrario, cuando no es posible modificar la causa directamente, se puede actuar modificando no la causa sino el efecto, disminuyéndolos. Estos dispositivos indirectos, son puestos en paralelo con la canalización. Actuando solamente cuando el golpe de ariete se produce en su alrededor.

Dispositivos de acción directa:

- Volante de inercia
- Válvula antirretorno
- Compuerta o llave de cierre automático
- Amortiguador en línea

Dispositivos de acción indirecta:

- Depósitos hidroneumáticos
- Chimeneas de equilibrio
- Depósito unidireccional
- Válvula de descarga
- By-pass
- Ventosas
- Rebosadero

A continuación se va a explicar el principio de funcionamiento del depósito hidroneumático como dispositivo de acción indirecta. Este método, es el utilizado ampliamente por la SCP aguas abajo de las estaciones de bombeo, y también aguas arriba cuando la canalización de aspiración es larga.

DEPÓSITO HIDRONEUMÁTICO

De manera general, se colocan a la salida del grupo de bombeo, se tratan de reservas de fluido que pueden pasar a la canalización principal, el caudal saliente del depósito substituye el caudal proporcionado por la bomba tras la desconexión de esta. Para el caso de la llegada de la onda de sobrepresión, el volumen de aire en el depósito hace la función de tampón lo que limita el efecto de la sobrepresión.

Existen dos grandes tipos de depósitos hidroneumáticos:

Los depósitos con membrana: El aire y el agua no están en contacto, lo que evita la disolución de aire en el agua. Por lo que no existe el problema de llenar de manera periódica el volumen de aire necesario para el buen funcionamiento del depósito, que debe estar hinchado a la presión deseada.

Los depósitos sin membrana: Su inconveniente radica en el contacto entre el aire y el agua. El aire se disuelve en el agua, es por ello necesario la existencia de un compresor que restablezca de manera periódica y automática el volumen de aire en el depósito. Sin embargo, este tipo de depósito es de los más utilizados por su relativa facilidad de empleo. De hecho, incluso si impone un mantenimiento regular debido al compresor, no precisa de reparaciones importantes, como por ejemplo debido a la ruptura de la membrana.

Los depósitos sin membrana poseen la ventaja de contar con variedad de tamaños y configuraciones muy diversas. Cubriendo todas las tallas y volúmenes, desde unos pocos m^3 hasta los $100 m^3$, de todos modos, resulta más económica la instalación de varios depósitos más pequeños.

VOLANTES DE INERCIA.

Es esencialmente un sistema o dispositivo para almacenar energía cinética en una masa en rotación. Su principal característica, frente a otros sistemas es la capacidad de absorber y transferir energía en un periodo de tiempo muy corto. Es adecuada para sistemas mecánicos de ciclo de energía discontinuo o en el caso de que el periodo del ciclo sea corto. Por ello, tradicionalmente los volantes de inercia han sido utilizados en motores y compresores a pistones, prensas y troqueladoras.

Para comparar los acumuladores cinéticos con otros sistemas de almacenamiento energético, se utiliza el concepto de densidad de energía, y densidad de potencia para representar la capacidad de almacenar e intercambiar energía por unidad de masa del acumulador.

En la gráfica 3.1 se observa que la densidad de potencia de los volantes por encima del resto de tecnologías como baterías químicas y motores de combustión interna. Como defecto, la densidad de energía que es capaz de almacenar es comparable a la de las

baterías convencionales pero inferior las baterías especiales y motores. En consecuencia, la principal característica de los volantes es su elevada densidad de potencia.

A continuación pasamos a enumerar ciertos aspectos relevantes de los volantes de inercia en su etapa de modelización y concepción.

En función del **material** utilizado en el rotor podemos hacer dos grandes clasificaciones, bien sea de materiales compuestos como la fibra de vidrio, fibra de carbono o grafito. Estos materiales tienen una resistencia muy elevada en relación a su peso, lo que les confiere una energía específica superior al otro gran grupo que utiliza acero como principal material estructural del rotor. Utilizados antiguamente para procesos de escasa potencia y densidad de energía, pero que recientemente se vienen desarrollando para volantes de inercia de altas prestaciones.

La **geometría** de un volante de inercia para almacenamiento de energía es generalmente elegida de manera que se maximice la densidad de energía o la energía específica. Conviene considerar la optimización del momento de inercia situando la masa del rotor lo más alejada posible del eje de rotación.

La **longitud** optima del volante esta directamente ligada a consideraciones dinámicas. Un cuerpo en rotación puede sufrir al mismo tiempo modos (críticos) de resonancia a flexión y como sólido rígido. Si el sistema de rotación es muy rígido, el conjunto de frecuencias críticas se producirá por encima de la frecuencia de funcionamiento. Lo que conduce a pérdidas elevadas. Sin embargo, si el sistema es diseñado lo suficientemente flexible como para asegurar que las frecuencias críticas se producen a velocidades más bajas que la de funcionamiento.

MOTOR ELÉCTRICO

Para la aplicación de controlar las bombas hidráulicas, el motor considerado por su simplicidad, fiabilidad y reducido coste es el motor asíncrono de inducción.

Como hipótesis de partida tomaremos la independencia de la inercia y par motor con el Ángulo de rotación θ , por lo que todas las $\frac{\partial}{\partial \theta}$ son nulas.

Se tendrá en cuenta el teorema de conservación de la energía cinética, en este caso, particularizada para cuerpos en rotación.

El **par** es el esfuerzo de rotación aplicado sobre un eje, cuanto más grande sea la inercia del volante más grande deberá ser el par del motor, o bien, menos rápida será la aceleración. Podemos definir el par de aceleración como la diferencia entre el par suministrado por el motor y el utilizado por la bomba y el volante de inercia.

El añadir rodamientos para el volante de inercia aumenta el par resistente, luego disminuye el par de aceleración disponible. La figura 3.11 representa la curva característica que define el comportamiento mecánico en diferentes puntos.

Tiempo de arranque o aceleración, para un motor asíncrono, es el tiempo que transcurre entre el momento de arranque hasta la velocidad de régimen estacionaria. Como indicador del tiempo de arranque, se considera el ratio entre la inercia del motor y la de la carga, si la disparidad de este ratio es muy grande, el tiempo requerido para llegar al punto no minal aumenta, así como las oscilaciones alrededor de n_s

FUNCIONAMIENTO DEL VOLANTE.

Como estabilizador de cargas: los volantes de inercia son ampliamente utilizados para regular la velocidad, la fuerza y par, reduciendo el nivel de irregularidades; este efecto dinámico aumenta la inercia del eje motor, reduciendo la aceleración. Es una característica de los regímenes estacionarios cílicos, en ciertos casos, sin volante, la energía cinética del sistema puede no ser suficiente, como por ejemplo en motores de combustión interna, prensas y compresores.

Como almacén de energía: este efecto se basa en la capacidad del volante de acumular una cantidad suficiente de energía como para permitir el funcionamiento de la cadena cinemática durante un cierto tiempo, teniendo en cuenta las perdidas externas y resistivas exige de un deposito de energía cinética. En este estado el volante de inercia es claramente un régimen transitorio, puesto que empieza con gran energía cinética y termina con poca.

Caso de desconexión de una bomba: cuando consideramos el conjunto bomba-volante-motor, la inercia total debe ser suficiente como para reducir la amplitud de las variaciones de presión pero sin implicar tiempo de arranque y parada demasiado largos.

La energía almacenada por el volante de inercia no es verdaderamente la mostrada en la ecuación 3.1, ya que falta contar con la eventual presencia de una válvula antirretorno o un by-pass en la estación de bombeo. En estos casos, se tendrá que tener en cuenta la velocidad de rotación ω_2 a la cual la valvula antirretorno se cierra y entra en funcionamiento el by-pass, siendo ω_1 la velocidad de rotación en régimen permanente. (Ecuación 3.38) se debe recordar también que el rendimiento hidráulico de la bomba desciende con la velocidad de rotación, luego para una velocidad de rotación reducida después de la desconexión del motor, la energía aportada por el volante debe aumentar.

9.5 ANALISIS DE DIFERENTES CONFIGURACIONES.

TIPO DE MATERIAL: la elección del material tendrá en cuenta la forma del volante, ya que las propiedades de los dos tipos están más adaptadas a configuraciones diferentes, en la figura 3.11 se pueden apreciar dos modelos bien diferenciados. El modelo izquierdo está mejor adaptado para volantes metálicos, ya que su diseño con una transmisión radial de los esfuerzos lo hace más rígido. El modelo derecho está mejor adaptado a materiales compuestos, con una transmisión de esfuerzos tangencial, siendo un modelo más flexible.

Para las velocidades de trabajo de los motores comerciales con acoplamiento directo a la bomba, el volante por el que nos decantaremos con preferencia es el de tipo metálico. Según la geometría este impuesta o delimitada se procederá a elegir un tipo de acero u otro que soporte los esfuerzos máximos con seguridad pero que sea a la vez barato en función de los medios de fabricación para cada uno.

POSICIÓN DE LA BOMBA: Para la configuración horizontal, el peso o caga estática y la varga dinámica, producto de las fuerzas centrifugas, siendo los dos soportados por rodamientos principalmente a carga radial. Esta configuración se suele utilizar normalmente cuando no hay restricciones de espacio. Se obtiene una mejor rigidez y el volante puede ser sustentado por rodamientos independientes a los de la bomba y el motor para reducir los desplazamientos y vibraciones.

Para la configuración vertical el peso del conjunto es sostenido por paliers, principalmente trabajando a carga axial. En función del tamaño del volante paliers de refuerzo pueden ser necesarios. Toda excentricidad será fuente de fuerzas radiales, luego en esta configuración se deben evitar la transmisión de esfuerzos radiales genera vibraciones y desplazamientos más importantes que en la configuración horizontal. Para disminuir estos desplazamientos, se puede añadir un nivel a la sala para transmitir mejor los esfuerzos al suelo, lo que facilita indirectamente las tareas de mantenimiento.

POSICIÓN DEL VOLANTE DE INERCIA.

Cuando tenemos una configuración en la que el volante se encuentra en el mismo eje que la bomba y el motor, hablamos de una configuración directa, contrariamente a una conexión entre los ejes mediante un reductor de velocidad, en el que tenemos dos ejes con velocidades diferentes.

En la mayor parte de los procesos constructivos de los motores, por simplicidad, el eje que solo es accesible por uno de los extremos, teniendo la obligación de colocar el motor en uno de los extremos, quedando la posibilidad de colocar la bomba o el volante de inercia en el medio del conjunto.

En bombas de talla no muy grane, en las que sea necesario compensar el empuje en aspiración de manera hidráulica, el eje de la rueda o rodete de la bomba es solo accesible por un extremo, sea por simplicidad constructiva en el caso de bombas centrífugas simples con aspiración axial como en la figura 3.14 o bien sea por razones de funcionamiento en bombas multicelulares (un solo palier entre el motor y la rueda en bombas verticales. Para este caso el volante queda obligado de ser colocado en el medio.

REDUCTOR.

Cabe la posibilidad de separar los ejes motor y de la bomba por un reductor de engranajes o poleas. El hecho de tener dos velocidades diferentes cambia la inercia del sistema según el eje considerado.

Si despreciamos las perdidas por rozamiento en el reductor, la energía cinética será la misma en los dos ejes [ver ecuación 3.28], el reductor va a ayudar a disminuir la diferencia entre la inercia del motor y la de la carga, solamente si la inercia de la carga es excesivamente grande en relación a la del motor y la elección de un motor más grande no sea rentable desde el punto de vista del consumo eléctrico en el punto de funcionamiento y la disminución del rendimiento debida al reductor sea compensada por un motor con una velocidad y rendimientos más elevados.

PROTECCIÓN Y SISTEMAS DE SEGURIDAD.

Sistemas de confinamiento son concebidos específicamente para dos tipos de rupturas asociadas al volante de inercia:

Rotura de rotor intacto, cuando el rotor se desprende de su unión con el eje y queda esencialmente intacto y otro tipo de rotura debida a la fragmentación del rotor, o en el caso de materiales compuestos por rotura de las capas de carbono exteriores.

Además de contar con una velocidad más elevada para almacenar más energía que los volantes metálicos, los volantes de materiales compuestos son mucho más seguros y si la velocidad máxima de seguridad es superada, ya que tienen tendencia a despegarse en capas y desintegrarse de forma progresiva desde la circunferencia exterior.

En una rotura con rotor intacto, la precesión del rotor sobre el eje: la velocidad de precesión máxima puede determinarse mediante la fórmula 3.41.

Bajo determinadas condiciones, suelen ser necesarios sistemas de confinamiento o protección para minimizar los daños colaterales de la separación de un volante de inercia. Las razones de rotura pueden ser, el crecimiento de fisuras debidas a defectos en el material, fallo de los rodamientos o palieres, o cargas de choque externas. El material empleado en el sistema de aislamiento puede constar de acero espeso, habitáculos de hormigón o bóvedas subterráneas. Para volantes de inercia de velocidad elevada la mayor parte de las maquinas son de eje vertical, ya que este minimiza la posibilidad

desplazamiento del centro de masas que puede conducir a inestabilidades y daños en el volante.

VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD CRÍTICA DEL GRUPO DE BOMBEO

En los anexos de las hojas de cálculo, hay una explicación detallada de los cálculos utilizados para calcular la velocidad crítica para una configuración, bomba, motor y volante de inercia entre dos apoyos.

De las varias configuraciones posibles para la inserción de los volantes de inercia en el grupo de bombeo, debiendo hacer diferencia entre los casos en los que la masa de inercia este entre dos rodamientos (entre apoyos) o cuando la masa se encuentra en voladizo. la colocación del volante en voladizo es menos recomendable ya que el peso genera cargas estáticas más importantes sobre los rodamientos, y toda excentricidad local de masa se traduce en desplazamientos importantes. Luego siempre que sea posible conviene una concepción del volante entre apoyos.

9.6 ESTUDIO DE CASO

Mediante el programa de cálculo y representación gráfica Cebelmail, se estudiaron diferentes configuraciones de bombeo de la red de canalizaciones que gestiona la SCP.

En este resumen se incluirán las conclusiones más importantes que se pueden extraer del estudio.

TIEMPO DE PARADA DEL GRUPO IMPULSOR.

La explicación de la hoja de cálculo está disponible como aplicación de la ecuación 4.1 [Anexo 4.B]

En el caso de golpe de ariete producto de una parada brusca del grupo de bombeo, el tiempo que transcurre hasta que la velocidad del fluido se detiene lo llamaremos (tiempo de parada). Este tiempo puede ser calculado con la ecuación de Mendiluce, que depende de la configuración del perfil de la canalización y la inercia del grupo de bombeo.

Esta ecuación es una simplificación y solo sirve para configuraciones de bombas sin by-pass ni válvula antirretorno que conectan directamente con un depósito.

Estos dos elementos son muy importantes de cara a la disminución del golpe de ariete, el by-pass, porque una vez entra en funcionamiento el caudal que atraviesa la bomba es reducido drásticamente.

PERIODO DE LA CANALIZACIÓN (Tc)

Es el tiempo que le cuesta a la onda de presión realizar una oscilación completa, en consecuencia, si el tiempo de parada de la bomba es menor que el periodo de la canalización, la maniobra finalizará antes de la vuelta de el frente de la onda de presión, teniendo un cierre rápido. Cuanto más alto sea el valor del tiempo de parada, menos grande será la sobrepresión, luego si el tiempo de parada de la bomba es controlable, se limitaran en gran medida los problemas en la canalización.

RENDIMIENTO Y VELOCIDAD ESPECÍFICA (Ns) DE LA BOMBA.

Si no conocemos las características del motor, conviene al menos conocer la potencia mecánica ejercida por el motor así como el rendimiento de la bomba para la HMT y el caudal considerado. En ausencia de datos, podemos fijarnos en el rendimiento máximo en función de la velocidad específica de la bomba o Ns, que puede ser utilizado para calcular la potencia e inercia del grupo.

La potencia a considerar para el rendimiento de la bomba en la simulación con CEBEL es la potencia disponible en el eje motor.

El elegir bien el rendimiento es importante, sobre todo si consideramos los volantes de inercia como medio de protección, ya que el par y la inercia dependen directamente del

rendimiento. Existe en el programa CEBEL una ayuda para hacer una estimación del termino Pd^2 [46].

Ns es un valor que nos puede ayudar a clasificar las bombas, una bomba de tipo radial que produce un caudal reducido y gran HMT o una bomba axial que produce el inverso.

La curva del par resistente depende en gran medida de Ns, para bombas con Ns reducido, la curva aumenta con el caudal, mientras que para Ns elevados, el par resistente desciende con el caudal.

NUMERO DE BOMBAS.

Si disponemos de varias bombas en paralelo, con el mismo punto de funcionamiento, la HMT equivalente de las n bombas será igual a la de una sola, pero el caudal será n veces más grande.

Para el caso de colocar las bombas en serie, el caudal será el de una sola, mientras que la HMT será n veces más grande.

Para un mismo rendimiento, la inercia de una de una bomba y motor, con un punto de funcionamiento HMT y Q y una potencia P, es siempre superior a la de n veces, n bombas de una potencia P/n. [ver anexo F]

MODELIZACIÓN DE LAS TOMAS DE AGUA.

Para modelizar los puntos de consumo existen grandes diferencias entre las 3 opciones disponibles en CEBEL. Pudiendo elegir entre definir nosotros mismos la curva de evolución del caudal (toma de caudal), o bien elegir entre una ley parabólica o linear para modelizar el comportamiento de las tomas de agua (borne de irrigación), por último, podemos fijar un caudal medio y tener en cuenta las variaciones de consumo debidas a las variaciones de presión (punto de consumo).

INERCIA EN LOS REGÍMENES TRANSITORIOS.

El momento de inercia I de la bomba y su eventual volante de inercia, viene expresado en CEBEL según $Pd^2=4I$.

Una explicación más detallada sobre el procedimiento de cálculo de la inercia del motor y la bomba está disponible sobre el anexo *hojas de cálculo > bombas*.

Punto muerto.

Los puntos muertos de la red de canalizaciones a considerar son:

Para las condiciones piezométricas máximas, a continuación de un arranque brusco de la estación de bombeo. Se deberá contemplar los puntos muertos más altos en

aspiración, que son los más proclives a sufrir depresiones. Y los puntos bajos aguas debajo de la bomba, que corren el riesgo de sobre pasar la PMF.

Para las condiciones piezométricas mínimas, después de una parada brusca del grupo de bombeo. El punto a considerar será el punto alto de la estación de bombeo, en el que un aireador o respiradero suele encontrarse para evitar problemas de cavitación.

Este caso ha sido frecuentemente observada en las simulaciones y bajo determinadas circunstancias es muy difícil de proteger la canalización mediante la utilización de volantes de inercia.

LOS PERFILES DE TERRENO MÁS APROPIADOS PARA LA INSTALACIÓN DE VOLANTES DE INERCIA EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO.

Si miramos separadamente todos los factores que son favorables para los volantes de inercia como método de protección, hay alguno de ellos que no concuerdan con lo que normalmente se prefiere para una estación de bombeo:

- Aducciones corta
- Pequeña altura de impulsión
- Caudal reducido
- Rugosidad de la canalización elevada.
- Perfil cóncavo

El tipo de grupo de bombeo, ateniendo a su velocidad específica, que mejor se adapta entre los dos grandes grupos simulados, es el de N_s elevado (perfil gravitatorio) con un by-pass en paralelo, la HMT que no sobrepase los 80 mca, y para unas variaciones de presión después de la parada del motor que no sobrepasen los 4 bar.

ARRANQUE Y PARADA DE LAS BOMBAS CON VÁLVULA CERRADA.

El tiempo que podemos hacer rotar una bomba con una válvula cerrada aguas arriba de esta es un parámetro importante si queremos controlar el arranque y parada de la bomba con volante de inercia ya que es diferente según las características de la bomba. En la mayor parte de los casos las bombas más convenientes son aquellas de caudal reducido y gran HMT, configuración típica de las estaciones con varias bombas en paralelo. Normalmente, los motores para este tipo de estación son más pequeños y no cuentan con ningún tipo de ayuda en el arranque, por esta razón podemos considerar el añadir una válvula motorizada después de la bomba. Lo que permitiría controlar las sobrepresiones en el arranque así como durante la parada.

La maniobra para la posición de la válvula en función del tiempo debe tener en cuenta la ley característica de la geometría de la válvula, para controlar la perdida de carga en función del grado de apertura.

9.7 ESTUDIO ECONÓMICO

El valor actual neto (VAN), es un flujo de tesorería actualizado, representa el enriquecimiento suplementario de una inversión en comparación con el mínimo exigido por los inversores.

Como en los flujos de tesorería asociados a una estación de bombeo no hay más que costes, el VAN será negativo en los dos casos (volante de inercia y deposito hidroneumático), por lo que la inversión más ventajosa de un punto de vista económico será aquella que tenga un valor menos negativo. Lo que representa un coste más reducido durante el tiempo de vida de la estación.

INFLACIÓN.

Pérdida de poder de compra de la moneda materializada por un aumento general y sostenido en el tiempo de los precios.

Para el estudio económico se tendrá en cuenta la media del valor de la inflación en Francia desde el año 2000, según los datos del Instituto Nacional de Estadística y Estudios Económicos (INSEE). Este valor será utilizado como valor esperado de la inflación en los próximos 50 años, que es el periodo tomado como tiempo de vida de para comparar los dos métodos de protección, deposito hidroneumático y volante de inercia.

Luego como tasa de crecimiento anual del índice de precios del consumo (IPC) tomaremos $i_p=1,7\%$, los cual no está lejos del 2% previsto por la Unión Europea como IPC armonizado para el conjunto de países que la componen.

Para actualizar los costes totales durante un periodo p , tendremos en cuenta el IPC para los costes fijos y el índice de crecimiento anual de la electricidad para los costes variables derivados del consumo eléctrico ($i_{p,elec}$). Los costes actuales deben ser capitalizados según su diferente tasa de crecimiento anual ($i_{p,X}$), para después actualizar los costes futuros al tiempo presente del análisis.

Para el $i_{p,elec}$ los últimos informes muestran que el precio de la electricidad en Francia está muy por debajo de la media europea. Si añadimos las reformas de las centrales nucleares que EDF debe hacer frente, los expertos anuncian subidas en el precio de la electricidad entre un 3% y un 5%

DEPOSITO HIDRONEUMÁTICO.

Los costes fijos han sido seleccionados como los correspondientes al mantenimiento, tanto preventivo como correctivo y de explotación ponderado, según los informes del servicio de mantenimiento de la SCP para el conjunto de depósitos hidroneumáticos en las estaciones de bombeo.

9.8 CONCLUSION GENERAL

Se han realizado estudios anti golpe de ariete con volante de inercia para compararlos con los precedentes de depósitos hidroneumáticos.

En las estaciones de bombeo con gran HMT, el ratio entre la inercia de los motores y la inercia de los volantes que son necesarios añadir aumenta considerablemente, siendo en este caso la protección con volantes de inercia posible solamente con motores más potentes.

Desde un punto de vista técnico, este estudio muestra las restricciones a tener en cuenta durante la concepción del volante de inercia, así como el motor necesario para poner en funcionamiento el conjunto bomba-volante. También se ha verificado que la construcción del grupo de bombeo sea físicamente realizable y cuáles son los inconvenientes que pueden aparecer.

Por otra parte, se han descrito los perfiles y características más convenientes del tipo de estación de bombeo a proteger por los volantes de inercia.

Varias hojas de cálculo han sido desarrolladas como aplicación teórica del estudio realizado.

Para realizar una evaluación económica del proyecto, se pidió presupuesto a un fabricante de bombas, FAPMO Ensival-Moret. A causa del retraso en la recepción éste no pudo ser incluido en el trabajo.

9.9 ANEXOS

En los anexos del proyecto se incluyen las informaciones complementarias que por restricciones de extensión del ENSAM en la presentación del PFC no pudieron entrar dentro de éste pero que para la SCP puedan resultar útiles.

A continuación hará un breve resumen de los puntos más importantes de cada anexo.

A.- FATIGA EN LAS CANALIZACIONES.

Se presenta una aproximación teórica del fenómeno de fatiga, tanto sus causas como los problemas y peligros que acarrea. En comparación con las piezas que sufren un fallo por cargas estáticas, las cuales se deforman una vez superan su límite elástico. Lo cual permite la detección y su remplazamiento previo a la rotura. Para el caso de roturas a fatiga no hay evidencia previa, la rotura es repentina y por consiguiente peligrosa.

Se presentan métodos de detección así como diagramas de estudio para predicción de la rotura a fatiga.

Una lista de factores que afectan y modifican los límites de fatiga. Como dato a retener para el caso de la SCP es la influencia del nivel de presión y la frecuencia de arranques y paradas de las bombas.

En ausencia de estudios o normativa interna previa en relación al ciclo de vida de las canalizaciones y como la fatiga afecta a éstas. Se tomaron como consideraciones generales las condiciones de funcionamiento normal de las diferentes conducciones, estudiando como afecta cada uno de los distintos factores al tiempo de vida. Entre los factores estudiados están: la resistencia hidráulica, el periodo de la canalización, las presiones media y maximal durante el transitorio, así como características del material de la conducción.

B.- HOJAS DE CÁLCULO.

Una pequeña guía explicativa y de utilización se ha preparado para mejorar la comprensión de las hojas de cálculo preparadas durante el proyecto.

Bombas hidráulicas y graficas

Sirve para hacer una estimación de la inercia de la bomba según la potencia mecánica suministrada por el motor y la velocidad de rotación.

Si la potencia de la bomba es desconocida, esta se puede calcular mediante la altura de impulsión, el caudal y el rendimiento.

Como modificación más general del trabajo realizado para la estación de St Hippolyte, para el funcionamiento de ésta a una velocidad reducida respecto a la de su

punto nominal de funcionamiento. Permitiendo representar gráficamente la curva característica para diferentes velocidades de funcionamiento entre unos valores determinados por el usuario.

Volantes de inercia

Permite el dimensionado de del volante, así como el calculo de los esfuerzos presentes en los puntos mas desfavorables.

Velocidad critica del eje

Es un útil de cálculo para estimar de manera teórica la velocidad critica de un eje con diferentes masas.

C.- ESFUERZOS MECÁNICOS SOBRE LOS VOLANTES DE INERCIA.

Comprende dos partes: El calculo de los límites de funcionamiento del rotor, en lo que se refiere a su velocidad y aceleración máxima. Y la optimización de la forma y la concepción

D, E Y F. CASOS PRÁCTICOS

En esta parte se analizan los resultados de 3 casos prácticos de los estudiados, cada uno de ellos elegido especialmente para resaltar un aspecto importante del estudio.