



Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de la personne autrice de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans [Depositum](#), site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'autrice ou l'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives [Depositum](#), which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

PRÉDICTION INTELLIGENTE DES DÉFAILLANCES DANS LES SYSTÈMES DE
POMPAGE

Mémoire
présenté
comme exigence partielle
de la Maîtrise en ingénierie

Par
Mohaned Djedidi

Novembre 2025

REMERCIEMENTS

Je réserve cette page, pour exprimer ma gratitude et ma profonde reconnaissance à tous ceux qui m'ont aidé à la réalisation de cette mémoire.

Tout d'abord, je remercie Dieu de m'avoir donné la santé, la puissance et les conseils pour mon programme de maîtrise et toute ma vie. J'ai une dette de gratitude envers un certain nombre de personnes qui ont contribué à cette recherche. Ce travail n'aurait pas été réalisé sans leurs commentaires perspicaces, leur soutien et leurs encouragements.

Avant tout, je tiens à exprimer ma gratitude à mon directeur des recherches, le professeur **Hatem Mrad**, pour son encadrement, ses conseils et ses encouragements tout au long de cette maîtrise. Je souhaite également reconnaître la contribution de madame Héra Soussi qui m'a apporté l'aide pour structurer mon étude.

Je tiens à remercier toute l'équipe pédagogique de l'Université de Québec en Abitibi-Témiscamingue, de l'École nationale d'ingénieurs de Sfax. J'adresse mes remerciements, pour l'équipe de la compagnie Technosub, spécifiquement, Félix-Antoine Cardinal, pour le soutien continu tout le long de mon travail.

Je suis reconnaissant à ma mère Zohra, et mon frère Mohamed, pour leur amour, leur support et leur motivation. Je dois les remerciements à ma femme Oumayma pour m'avoir donné la force et la motivation aussi pour poursuivre mes recherches. Enfin, je remercie mon cher ami Yasser.

DÉDICACE

*C'est avec une profonde gratitude et des mots sincères
Que je dédie ce modeste travail de fin d'études
À ma chère mère,
Qui m'a éclairé le chemin par ses conseils judicieux.*

*J'espère qu'un jour,
Je pourrai lui rendre une partie de tout ce qu'elle a fait pour moi.
Que Dieu lui accorde bonheur et longue vie.*

*Je dédie également ce travail à mon père,
Parti, mais son amour, sa sagesse et sa force
Continuent de me guider à chaque étape de ma vie.
Puisse son âme reposer en paix.*

*À mon frère, qui m'encourage depuis mon enfance
À croire en moi et à poursuivre mes études sans jamais abandonner,
Je lui exprime toute ma reconnaissance et mon affection.*

*À ma femme, mon pilier et ma source de courage,
Pour son amour, sa patience et son soutien constant
Ce travail est aussi le sien.*

*À ma grand-mère, aujourd'hui disparue,
Mais dont la tendresse, les prières et les paroles d'encouragement
Ont nourri ma persévérance depuis l'enfance.
Que Dieu lui accorde sa miséricorde.*

*À mon ami Yasser, pour son amitié fidèle
Et son soutien constant tout au long de mon parcours,
Merci d'avoir toujours cru en moi.*

*Je dédie enfin ce travail à toute ma famille,
À mes amis, à mes professeurs,
Et à toutes les personnes qui, de près ou de loin,
Ont contribué à la réalisation de ce chemin.*

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	II
DÉDICACE	III
TABLE DES MATIÈRES	IV
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX	X
LISTE DES SIGLES ET DES ABRÉVIATIONS	XI
RÉSUMÉ	XII
ABSTRACT	XIII
1. INTRODUCTION	1
1.1 Contexte de l'étude	1
1.2 Problématique	3
1.3 Objectifs	4
1.3.1 Objectif principale	4
1.3.2 Objectifs spécifiques	4
1.4 Hypothèses	5
1.5 Retombées du projet	5
1.6 Originalité de la recherche	6
2. REVUE DE LITTÉRATURE	7
2.1 Généralités	7
2.2 Réseau de distribution d'eau	8
2.3 Règles et normes de conception des réseaux de pompage	9
2.4 Défaillance des systèmes de pompage	10
2.5 Surveillance de l'état des réseaux de pompage (Condition Monitoring) ...	13
2.6 Outils de prédiction des défaillances des systèmes de pompage	15
2.6.1 Méthodes classiques fondées sur les seuils et les tendances	15
2.6.2 Modèles numériques et simulation	15
2.6.3 Apprentissage automatique et intelligence artificielle	16
2.7 Prédiction des défaillances par simulation numérique	16
2.7.1 Revue des Travaux récentes	17
2.7.2 Principes de la mécanique des fluides numérique.	19

2.7.3	Modèles d'interface	23
2.7.4	Couplage fluide-structure.....	24
2.7.5	Fatigue et durée de vie	27
2.8	Prédiction des défaillances par modélisation nodale	29
2.8.1	Modélisation nodale.....	30
2.8.2	Hypothèses de base.....	31
2.8.3	Équations fondamentales	31
2.8.4	Schéma de résolution	33
2.8.5	Forme matricielle et résolution.....	34
2.8.6	Identification des éléments critiques	34
2.8.7	Déploiement optimal des instruments	39
2.8.8	Sélection de caractéristiques	41
3.	PRÉDICTION PAR MODELISATION NUMÉRIQUE	44
3.1	Introduction	44
3.2	Tsurumi Série LH 430WW-61.....	45
3.3	Méthodologie.....	46
3.3.1	Modélisation	48
3.3.2	Maillage du modèle fluide	53
3.3.3	Identification du modèle de turbulence adéquat.....	58
3.3.4	Validation de modèle fluide.....	59
3.3.5	Couplage Fluide-Structure en régimes permanent et transitoire	62
3.3.6	Maillage du modèle éléments finis	65
3.4	Résultats	67
3.4.1	Modèle fluide en régime permanant.....	67
3.4.2	2Couplage fluide-structure en régime permanant	71
3.4.3	Modèle fluide en régime transitoire	76
3.4.4	Couplage fluide-structure en régime transitoire.....	78
3.4.5	Fatigue et durée de vie	79
3.4.6	Solution proposée.....	81
3.5	Conclusion	84
4.	PRÉDICTION PAR MODÉLISATION NODALE	86

4.1	Introduction	86
4.2	Prédiction des éléments critiques	86
4.2.1	Formulation de problème	86
4.2.2	Méthodologies	87
4.2.3	Pré-traitement du modèle	92
4.2.4	Post-traitement du modèle	95
4.2.5	Conduits critiques	96
4.2.6	Pompes critiques	97
4.3	Dépoilement optimale des instrumentations	98
4.3.1	Dépoilement optimale par NSGA III	98
4.3.2	Dépoilement optimale par apprentissage automatique	104
4.4	Validation de méthodologie	107
4.5	Conclusion	109
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES		110
ANNEXE A : GUIDE DE SERRAGE LE PARTENAIRE INDUSTRIEL		112
ANNEXE B : GUIDE DE SERRAGE FASTENAL		113
ANNEXE C : SOLUTION PROPOSÉE		114
LISTE DE RÉFÉRENCES		118

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Schéma d'un réseau de distribution d'eau typique (Kazeem B. Adedeji et al., 2018).	9
Figure 2 : Schéma e fonctionnement de couplage fluide-structure	24
Figure 3 : Les stages de fatigue.....	28
Figure 4 : Composants physiques d'un système de pompage	30
Figure 5 : Techniques de sélection des caractéristiques	42
Figure 6 : Principe de sélection séquentielle ascendante.....	43
Figure 7 : Haut corps de pompe.....	44
Figure 8 : Fissures de haut corps de pompe	44
Figure 9 : Tsurumi Série LH 430WW-61	45
Figure 10 : La méthodologie développée	48
Figure 11 : Modèle CAO de la pompe, à gauche : vue de face, à droite : vue de coupe.	49
Figure 12 : Vue éclaté de la pompe.	49
Figure 13 : Domaines fluides de la pompe : A) domaine de l'impulseur, B) domaine périodique de l'impulseurs, C) domaine des deux premiers étages avec les impulseurs périodiques, D) Domaine fluide totale de la pompe.....	51
Figure 14 : Maillage globale de la pompe.	54
Figure 15 : Détails de maillage du premier étage, incluant l'entrée.	55
Figure 16 : Détails de maillage du troisième étage, au niveau des aubes et des contacts.	56
Figure 17 : La hauteur manométrique en fonction de nombre des nœuds	57
Figure 18 : Types des éléments utilisées, A) Tet4, B) Wedge6, C) Pyramid5.	58
Figure 19 : Effet du modèle de turbulence sur la hauteur manométrique	59
Figure 20 : Hauteur manométrique expérimentale en fonction de débit massique ..	60
Figure 21 : Facettes de transfère de chargement de haut corps de pompe. A) modèle structurel. B) modèle fluide.	63
Figure 22 : Pressions hydrauliques mappées	64
Figure 23 : Conditions aux limites de modèle structurel. A) Contact supérieur, B) Pièce concernée, C) Contact inférieur.	64

Figure 24 : contrainte maximale de von mises en fonction de nombre des nœuds .	66
Figure 25 : Maillage du modèle structurel. A) avec les pièces de contact, B) sans les pièces de contact.....	66
Figure 26 : Distribution de pression à l'intérieur de la pompe en régime permanent à 4 kg/s.....	67
Figure 27 : Hauteur Manométrique en fonction de débit massique.....	68
Figure 28 : Hauteur manométrique créée par chaque étage en fonction de débit massique	70
Figure 29 : Résultats pertinentes de la modélisation en fonction du débit massique : A) Couple résistif, B) Puissance hydraulique, C) Rendement.....	71
Figure 30 : Pression maximale sur les surfaces de 1 à 5 en fonction du débit massique d'entrée.....	72
Figure 31 : Directions des écoulements dans le 3ème étage	73
Figure 32 : Corrélations entre les zones de concentration de contrainte et les endroits de fissuration. A) Vue de dessous, B) Vue de dessus.....	73
Figure 33 : Résultats pour le cas de Grad5 Fin Sec. A) Contrainte de Von-Mises, B) coefficient de sécurité	75
Figure 34 : Contrainte maximale de Von-Mises en fonction de configuration	76
Figure 35 : coefficient de sécurité minimal en fonction de configuration	76
Figure 36 : Distribution de pression à l'intérieur de la pompe en régime transitoire à 4 kg/s.....	77
Figure 37 : Pression de sortie en fonction en des pas de temps	78
Figure 38 : contrainte maximale de von mises en fonction des pas de temps	78
Figure 39 : Durée de vie avec la configuration de serrage Grad8 Fin Sec.....	80
Figure 40 : Durées de vie réelles et numériques des pompes.....	81
Figure 41 : Solution proposée	82
Figure 42 : Contrainte maximale de Von-Mises en fonction des configurations de serrage	83
Figure 43 : Endroits de concentration de contrainte	84
Figure 44 : Méthodologie de prédiction des conduits critiques	88
Figure 45 : Affichage dynamique du réseau.....	93

Figure 46 : Affichage des caractéristiques physiques du réseau avant la simulation. A) Altitudes des nœuds. B) Longueurs des tuyaux. C) Diamètres des tuyaux. D) distribution des conduits en fonction de leurs longueurs.	94
Figure 47 : Affichage dynamique des hauteurs manométriques dans le réseau Affichage dynamique des vitesses d'écoulement dans le réseau Pression en fonction de temps dans le nœud J411 Débit en fonction de temps dans le conduit P1.....	95
Figure 48 : Répartition des criticités des conduits dans le réseau	96
Figure 49 : Répartition des criticités des pompes dans le réseau. A) Scénario 1. B) Scénario 2.	98
Figure 50 : Méthodologie de déploiement optimal des capteurs par NSGA III.....	99
Figure 51 : Matrice de sensibilité	100
Figure 52 : Déploiement avec NSGA III avec le scénario 1	101
Figure 53 : Surface de Pareto pour le scénario 1	102
Figure 54 : Déploiement avec NSGA III le scénario 2.	102
Figure 55 : Couverture et Redondance en fonction des scénarios	103
Figure 56 : Méthodologie de déploiement optimal des capteurs par la sélection ascendante.....	104
Figure 57 : Déploiement avec la sélection ascendante pour le scénario 1.	105
Figure 58 : Précision de localisation en fonction de nombre des capteurs pour le scénario 1	106
Figure 59 : Précision de localisation en fonction des scénarios.....	106
Figure 60 : F1 en fonction des techniques et nombre des capteurs	108

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Tableau récapitulatif des principales normes utilisées pour la conception des réseaux de pompage	10
Tableau 2 : Revue de la littérature sur les travaux similaires.....	17
Tableau 3 : Détails techniques de la pompe Tsurumi Série LH 430WW-61	46
Tableau 4 : Configuration de la modélisation en régimes permanant et transitoire..	53
Tableau 5 : Matériel utilisé	57
Tableau 6 : Évaluation du modèle numérique.	69
Tableau 7 : Temps de fonctionnement des pompes.....	80
Tableau 8 : Caractéristiques de réseau D-Town	92
Tableau 9 : Emplacements optimaux en fonction de nombre des capteurs	107

LISTE DES SIGLES ET DES ABRÉVIATIONS

AM : Apprentissage machine

ANN : Réseau de neurones artificiels (Artificial Neural Network)

API : American Petroleum Institute

ASME : American Society of Mechanical Engineers

ASTM : American Society for Testing and Materials

AWWA : American Water Works Association

BD : Base de données

CAO : Conception assistée par ordinateur

CFD : Computational Fluid Dynamics (mécanique des fluides numérique)

CM : Surveillance de l'état (Condition Monitoring)

EPANET : Environmental Protection Agency Network Hydraulic Simulator

FSI : Couplage fluide-structure (Fluid–Structure Interaction)

IA : Intelligence artificielle

K-NN : K-Nearest Neighbors (K plus proches voisins)

MAE : Erreur absolue moyenne (Mean Absolute Error)

MRE : Erreur relative moyenne (Mean Relative Error)

MSE : Erreur quadratique moyenne (Mean Squared Error)

MTBF : Temps moyen entre deux défaillances

NSGA-III : Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm III

PDA : Pressure-Dependent Analysis (analyse à demande dépendante de la pression)

PoF : Probabilité de défaillance (Probability of Failure)

Pyramid5 : Élément pyramidal à 5 nœuds (base carrée + sommet)

R^2 : Coefficient de détermination

RF : Forêt aléatoire (Random Forest)

RMS : Erreur quadratique moyenne (Root Mean Square Error)

Tet4 : Élément tétraédrique linéaire à 4 nœuds

Wedge6 : Élément prismatique triangulaire à 6 nœuds

WNTR : Water Network Tool for Resilience

RÉSUMÉ

Le secteur minier est confronté à d'importants défis liés à la maintenance et à la fiabilité des systèmes de pompage. Ces systèmes, sont soumis à des conditions d'exploitation sévères qui favorisent l'apparition de défaillances imprévues en l'absence d'outils avancés de diagnostic et d'analyse. Ce travail de recherche vise à optimiser la gestion et la fiabilité des réseaux de pompage miniers à l'aide de techniques avancées.

Deux approches complémentaires ont été développées. La première repose sur la modélisation numérique appliquée à une pompe centrifuge multi-étages submersible réelle. Cette modélisation inclut des analyses CFD et FSI. Elle a permis d'identifier les zones critiques de la pompe, d'expliquer la défaillance observée et de proposer une solution. Les résultats CFD et la durée de vie numérique ont été validés expérimentalement et la solution proposée a montré une réduction des contraintes maximales ainsi qu'une augmentation de la durée de vie estimée de l'équipement. La seconde approche s'appuie sur la modélisation nodale des réseaux de pompage, en tenant compte des interactions entre les différentes composantes d'un réseau complet, afin d'identifier les éléments critiques et d'optimiser le déploiement des capteurs pour la détection et la localisation des fuites. Pour la détection des zones critiques, des indicateurs de criticité ont été développés, permettant de mieux gérer les ressources et de mieux planifier les interventions sur les segments critiques. Concernant la localisation des fuites dans le réseau de pompage, deux méthodologies ont été explorées. La première, fondée sur l'algorithme NSGA-III, et la seconde, sur la sélection ascendante.

Les résultats démontrent la complémentarité entre la modélisation numérique et la modélisation nodale, confirmant que leur intégration permet une meilleure compréhension du comportement des systèmes de pompage.

Mots-clés: Réseaux de pompage, Maintenance prédictive, Modélisation nodale, Apprentissage automatique, Simulation numérique, Optimisation.

ABSTRACT

The mining sector faces major challenges related to the maintenance and reliability of pumping systems. These systems operate under severe conditions that promote the occurrence of unexpected failures in the absence of advanced diagnostic and analysis tools. This research aims to optimize the management and reliability of mining pumping networks using advanced techniques.

Two complementary approaches were developed. The first is based on numerical modelling applied to a real multistage submersible centrifugal pump. This modelling includes CFD and FSI analyses. It made it possible to identify the critical zones of the pump, explain the observed failure, and propose a solution. The CFD results and the numerically predicted service life were experimentally validated, and the proposed solution showed a reduction in maximum stresses as well as an increase in the estimated service life of the equipment.

The second approach relies on nodal modelling of pumping networks, taking into account the interactions between the different components of a complete network, in order to identify critical elements and optimize sensor deployment for leak detection and localization. To detect critical zones, criticality indicators were developed, enabling better resource management and improved planning of interventions on critical segments. For leak localization in the pumping network, two methodologies were investigated: the first based on the NSGA-III algorithm, and the second on forward selection.

The results demonstrate the complementarity between numerical modelling and nodal modelling, confirming that their integration provides a better understanding of the behaviour of pumping systems.

Keywords: Pumping networks, Predictive maintenance, Smart monitoring, Nodal modeling, Machine learning, Numerical simulation, Optimization.

1. INTRODUCTION

1.1 Contexte de l'étude

Les systèmes de pompage sont essentiels pour toutes les applications industrielles, qu'il s'agisse de l'approvisionnement en eau, du transport de produits chimiques ou d'opérations minières tel que le dénoyage des galeries sous terraines (Canada, 2023; INFRASTRUCTURE, 2021). Les systèmes de pompage représentent près de 25 % de la consommation électrique industrielle totale et plus de 50 % de l'électricité utilisée par les secteurs à forte intensité de pompage tels que les industries municipales de l'eau et des eaux usées (Robert Lax, 2009).

La fiabilité de ces systèmes est primordiale, car les défaillances telles que les dysfonctionnements des pompes ou les fuites au niveau des tuyaux peuvent entraîner des temps d'arrêt importants, des risques pour la sécurité des personnes, une augmentation des coûts de maintenance et de consommation énergétique et des dégâts environnementaux dans le cas où l'eau transportée est contaminée (Brown, 2019; Canada, 2023). Belvederesi et ses collègues ont constatés qu'en moyenne, 85 % du produit rejeté après une défaillance de pipeline n'a pas été récupéré, 53 % des défaillances ont entraîné une contamination des sols, 41 % des défaillances ont touché des zones écologiquement sensibles les coûts annuels moyens des dommages environnementaux et de remise en état s'élevaient à 140 millions USD (Belvederesi et al., 2018). Pour l'eau potable, l'estimation de la perte de cette dernière dans le monde due au défaillance des composantes hydrauliques est d'environ 30 %, ce qui signifie qu'une part similaire d'énergie est également perdue (M., 2009.) et donc Assurer le fonctionnement continu de ces systèmes est donc une priorité pour les industries qui en dépendent. À l'entrée de de l'industrie 4.0, l'intégration des technologies numériques a nettement transformé les opérations industrielles. Cette nouvelle ère a vu le développement des KPI avancés, l'AM, l'IoT et l'IA pour améliorer les processus de surveillance et de maintenance des systèmes multiphysiques (Mounia Achouch, 2022). En mettant en place des stratégies de maintenance prédictive, permettant aux industries de détecter les signes précoces de dégradation et d'effectuer des interventions en temps exacte. Réduisentquent, ces innovations

réduisent non seulement les coûts opérationnels, mais améliorent également la fiabilité et l'efficacité globales des systèmes industriels, favorisant une approche de prise de décision axée sur la collaboration humain-machine.

Le secteur minier constitue un exemple particulièrement représentatif de la complexité des systèmes hydrauliques et de la nécessité croissante de développer des solutions de surveillance et de maintenance avancées. En raison de leurs procédés intensifs, les exploitations minières figurent parmi les plus grands utilisateurs d'eau industrielle. Selon (Kunz, 2021), une mine peut déplacer jusqu'à 15 fois le volume d'eau correspondant à la quantité de minerai traité, ce qui illustre l'ampleur des besoins hydrauliques associés à la production minière moderne. À titre d'exemple, la mine Canadian Malartic, l'une des plus importantes mines d'or à ciel ouvert au Canada, affiche un taux de récupération de 0,83 g d'or par tonne de roche traitée (*agnico eagle : Canadian Malartic Mine*, 2024). Concrètement, cela signifie que pour extraire moins d'un gramme d'or, près de 15 tonnes d'eau doivent être pompées, transportées, puis traitées. Une telle disproportion entre les volumes d'eau manipulés et la quantité de métal récupéré met en évidence les enjeux techniques et environnementaux liés à la gestion de l'eau dans les sites miniers. La performance, la fiabilité et la résilience des réseaux de pompage deviennent alors des paramètres déterminants non seulement pour la continuité des opérations, mais aussi pour la réduction des coûts énergétiques, la sécurité des installations et la durabilité environnementale.

La gestion des réseaux de pompage dans les exploitations minières est un défi majeur, compte tenu de l'évolution des exigences industrielles et des mandats stricts en matière de préservation de l'environnement (Werbinska-Wojciechowska & Rogowski, 2025). Dans ce contexte, la transformation numérique a introduit un changement de paradigme dans la manière dont les systèmes de pompage sont surveillés, entretenus et optimisés. En exploitant l'analyse des données et les modèles prédictifs, les exploitations minières peuvent améliorer de manière significative l'efficacité opérationnelle et la durabilité environnementale, en s'assurant que les réseaux de pompage fonctionnent de manière fiable dans des conditions exigeantes.

Ce projet est consacré à la prédiction des défaillances des composants de pompage, grâce à un cadre intégré qui combine la prédiction basée sur surveillance de l'état des actifs, des techniques avancées d'AM, des simulations CFD et des modélisations avancées des systèmes physique par la programmation. L'utilisation d'outils de programmation avec python permet de modéliser le comportement global des systèmes de pompage à l'échelle réseau, où on représente chaque actif par un nœud. Pour plus des détails au niveau comportement de chaque composant, l'utilisation d'outils CFD tel qu'Ansys CFX permet de simuler en détail l'écoulement des fluides et à l'aide de couplage fluide structure on détermine les contraintes mécaniques au sein des composantes de pompage. Ces différents niveaux d'analyses sont essentiels pour comprendre les mécanismes de défaillance à plusieurs échelles. En outre, le projet explore comment les avancées numériques de l'industrie 4.0 peuvent être exploitées pour révolutionner les stratégies de maintenance dans les systèmes de pompage. En mettant en œuvre les techniques mentionnées, les opérations de maintenance peuvent passer d'une approche réactive à une approche proactive. Ce changement permet non seulement de prolonger la durée de vie des composants de pompage, mais aussi de minimiser les temps d'arrêt imprévus, ce qui contribue finalement à des pratiques industrielles plus durables et plus rentables.

En résumé, cette recherche s'efforce de combler le fossé entre les méthodes de maintenance traditionnelles et les approches modernes basées l'AM, la programmation et la modélisation numérique. En se concentrant sur la prédiction des défaillances des composants de pompage critiques, le projet promet de fournir un cadre complet qui améliore à la fois l'efficacité opérationnelle et la durabilité environnementale. Les résultats de ce travail devraient avoir un impact significatif sur les industries où la fiabilité des systèmes de pompage est vitale.

1.2 Problématique

Dans nos jours, la surveillance et la prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage rencontrent de nombreux obstacles, notamment en ce qui concerne l'identification des zones les plus exposées aux risques. Pour les gestionnaires, ces

zones posent un problème majeur, car les pannes surviennent souvent de manière imprévisible et affectent directement la continuité des opérations (Capelo et al., 2021).

Les défaillances d'équipements de pompage sont très fréquentes. Elles peuvent entraîner des dégâts importants, tant dans les environnements industriels qu'urbains [4](Belvederesi et al., 2018). Malgré les avancées technologiques, l'intégration efficace de solutions de surveillance reste un défi. Il ne s'agit pas seulement d'installer des capteurs, mais de savoir où les placer, comment exploiter les données recueillies et comment en extraire des informations fiables pour anticiper les pannes.

Dans ce contexte, la problématique centrale de ce projet consiste à concevoir une méthode de surveillance et de gestion capable de s'adapter à la diversité des architectures de réseaux de pompage, en particulier dans le secteur minier. L'objectif est de permettre une utilisation intelligente des technologies disponibles, afin d'augmenter la durée de vie des équipements, réduire les interruptions, et améliorer la performance globale des opérations.

1.3 Objectifs

1.3.1 Objectif principale

Développer une approche intégrée de surveillance et de gestion des réseaux de pompage dans le secteur minier, capable d'anticiper les défaillances, de prolonger la durée de vie des équipements et d'optimiser la performance opérationnelle à travers l'exploitation intelligente des données et la modélisation numérique.

1.3.2 Objectifs spécifiques

- Objectif 1 : Concevoir un modèle nodal permettant une vision globale du réseau hydraulique, incluant l'identification des composants critiques.
- Objectif 2 : Développer un outil basé sur l'apprentissage automatique pour l'optimisation du placement des capteurs afin de détecter et localiser les fuites dans les réseaux de pompes.
- Objectif 3 : Simuler numériquement le comportement de pompes industrielles afin d'identifier leurs faiblesses structurelles et de proposer des améliorations ciblées.

- Objectif 4 : Évaluer l'impact de cette approche sur la fiabilité, la maintenance, et les performances économiques et environnementales du système.

1.4 Hypothèses

- Hypothèse 1 : L'intégration de la modélisation nodale, de l'apprentissage automatique et de la simulation numérique permet une prédiction plus fiable des défaillances dans les réseaux de pompage.
- Hypothèse 2 : Un positionnement stratégique des instruments de mesure, guidé par une analyse hydraulique et l'apprentissage machine, améliore significativement la qualité des données collectées et la précision des diagnostics.
- Hypothèse 3 : Les approches développées sont transposables à d'autres secteurs, tel que municipal ou industriel.

1.5 Retombées du projet

Ce projet propose une démarche novatrice pour la surveillance avancée et la prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage, en particulier dans le secteur minier. Les retombées attendues sont multiples.

D'abord, l'approche développée permet de mieux anticiper les pannes critiques susceptibles de provoquer des interruptions de service tel que les pertes d'eau. En ciblant les zones les plus vulnérables du réseau et en optimisant le placement des capteurs, elle contribue à une gestion plus précise et proactive des actifs hydrauliques. Ensuite, la méthodologie de modélisation numérique vise une réduction significative des coûts liés à la maintenance corrective, aux réparations imprévues et aux arrêts non planifiés des pompes submersibles. À terme, cela se traduit par un allongement de la durée de vie de ces derniers et par une amélioration de leurs structures et performances. Enfin, la méthodologie d'analyse des données développée ne profite pas uniquement à la performance technique du système. Elle renforce également la sécurité des installations, la fiabilité des opérations, et limite les risques environnementaux associés aux fuites ou déversements non maîtrisés. Le projet

s'inscrit ainsi dans une logique de durabilité industrielle, combinant efficacité économique et responsabilité environnementale.

1.6 Originalité de la recherche

Ce projet se distingue par une approche transversale qui s'articule sur trois disciplines complémentaires : la modélisation nodale, l'apprentissage automatique et la simulation numérique, dans le but d'améliorer la fiabilité et la performance des réseaux de pompage. Alors que de nombreuses études se concentrent sur un seul aspect (exemple : modélisation numérique ou prédiction par l'apprentissage automatique), cette recherche propose une méthodologie innovante intégrant plusieurs niveaux d'analyse pour répondre à la complexité propre aux infrastructures hydrauliques. L'un des apports majeurs réside dans le développement d'indicateurs de criticité adaptés au contexte minier, permettant d'identifier les zones sensibles du réseau. En combinant la modélisation hydraulique, la modélisation nodale, l'algorithme génétique et l'apprentissage machine. La méthodologie permet de prédire les emplacements optimaux pour l'instrumentation et la surveillance du réseau. Ce croisement original des techniques offre une stratégie cohérente et généralisable, capable de s'adapter à des réseaux de pompage hétérogènes, qu'ils soient miniers, municipaux ou industriels. Enfin, la validation expérimentale des modèles proposés, renforcent la robustesse et la valeur pratique de cette recherche. Elle s'inscrit ainsi dans une perspective appliquée, ouverte à des adaptations dans d'autres contextes techniques.

2. REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Généralités

Un réseau de pompage est un système technique structuré destiné à assurer le transport contrôlé de l'eau dans différents contextes : approvisionnement municipal, drainage urbain ou assèchement de mines. Il comprend plusieurs sous-systèmes : la collecte de l'eau (à partir de sources de surface comme les rivières ou les lacs, ou à partir d'aquifères souterrains), son traitement éventuel, son stockage temporaire (réservoirs, citernes, châteaux d'eau), puis sa redistribution à travers un réseau complexe de canalisations (Sulzer, 2020). Lorsque l'écoulement gravitaire est insuffisant ou inadapté au terrain ou aux exigences de pression, des stations de pompage sont installées. Celles-ci utilisent différentes configurations de pompes (submersibles, centrifuges ou multicellulaires) pour assurer un débit constant et une pression adaptée, même dans des conditions extrêmes comme celles rencontrées dans les mines profondes (Jacobs et al., 2018). Dans les exploitations minières, ces systèmes peuvent représenter jusqu'à 50 % de la consommation énergétique globale du site, ce qui souligne leur importance stratégique (Jacobs et al., 2018). Le bon fonctionnement de ces réseaux repose sur l'intégration de composants essentiels tels que des vannes de contrôle, des clapets anti-retours, des soupapes de sécurité, des vannes d'air et une instrumentation complète (capteurs de pression, de niveau et de débit), qui garantissent le contrôle hydraulique et la sécurité opérationnelle (Cahyadi et al., 2021). De plus, l'automatisation des systèmes à l'aide de plateformes SCADA et d'algorithmes de contrôle permet d'anticiper les variations de charge hydraulique et de réduire les pannes non planifiées, contribuant ainsi à une gestion plus efficace des infrastructures (Oberholzer, 2015). Finalement La gestion efficace de ces réseaux repose sur une instrumentation appropriée, une maintenance régulière et, de plus en plus, sur l'intégration de technologies avancées telles que la télésurveillance, les systèmes d'alerte, les modèles de simulation hydraulique et les algorithmes de prédiction des défaillances. Ces approches permettent d'optimiser les performances, de réduire les pertes d'énergie et d'eau et de prévenir les incidents techniques ou environnementaux.

2.2 Réseau de distribution d'eau

Un réseau de distribution d'eau comprend un ensemble de tuyaux interconnectés, chaque tuyau ayant une longueur, un diamètre et un coefficient de résistance au frottement définis (Bounab Dounya & Kanté Wodia, 2020). Chaque tuyau se croise à un point de consommation (demande, débit d'entrée ou décharge) où le flux d'eau entre ou sort du réseau. Ce point est appelé nœud de jonction. Chaque tuyau peut également contenir des composants du réseau tels que des pompes, des raccords et des vannes. La pompe est utilisée pour fournir une pression suffisante pour répondre à la demande aux nœuds de sortie (Kazeem B. Adedeji et al., 2018). Un réseau de distribution d'eau peut également comprendre un nœud à niveau fixe, tel qu'un réservoir ou une cuve de stockage, dont la hauteur de chute ou la pression est connue (Figure 1). Dans la conception des réseaux de distribution d'eau, les modèles hydrauliques jouent un rôle essentiel dans la planification et la gestion des paramètres du système. Un modèle hydraulique en régime permanent (Osman et al., 2016) peut être utilisé pour estimer l'état d'un réseau (Tshehla et al., 2017) et pour comprendre le réseau de canalisations et ses composants associés afin de faire face à tout incident indésirable. Les modèles hydrauliques dynamiques (Abu-Mahfouz et al., 2016) utilisent les données détectées en temps réel par les nœuds de capteurs attachés aux composants du réseau de distribution d'eau, tels que les compteurs d'eau (Mudumbe & Abu-Mahfouz, 2015), pour évaluer les conditions actuelles du réseau et envoyer automatiquement des signaux de contrôle aux différents composants du réseau.

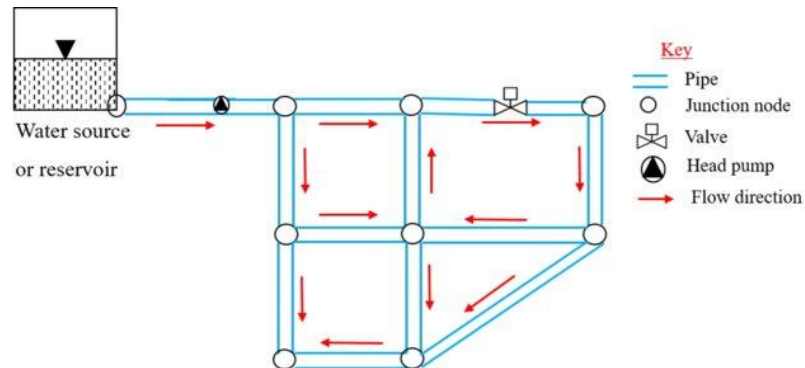


Figure 1 : Schéma d'un réseau de distribution d'eau typique (Kazeem B. Adedeji et al., 2018).

2.3 Règles et normes de conception des réseaux de pompage

La conception et le fonctionnement des systèmes de pompage reposent sur un ensemble de normes techniques rigoureuses qui garantissent la sécurité, les performances hydrauliques, l'efficacité énergétique et la durabilité des installations. Ces normes, émises par des organismes internationaux tels que l'ISO, l'ASME, l'ANSI, l'API et l'Hydraulic Institute (HI), régissent toutes les étapes du cycle de vie d'un système de pompage : sélection des pompes, dimensionnement des conduites, intégration des vannes, dispositifs de contrôle, protocoles d'essai et méthodes d'audit énergétique. Dans les réseaux municipaux, industriels ou miniers, ces normes garantissent l'interopérabilité des composants, la fiabilité des mesures et la conformité aux exigences réglementaires. Elles constituent également une base de référence pour l'automatisation des installations et l'optimisation de la maintenance. Le Tableau 1 résume les principales normes appliquées aux différents aspects techniques des réseaux de pompage.

Tableau 1 : Tableau récapitulatif des principales normes utilisées pour la conception des réseaux de pompage

Domaine concerné	Normes / Standards applicables	Objectif	Organisme
Conception mécanique des pompes	ISO 2858 / ISO 5199 / ANSI B73.1	Normalisation des dimensions, tolérances, matériaux et conception pour pompes centrifuges	ISO / ANSI
	API 610 (aussi ISO 13709)	Spécifications pour pompes utilisées dans les industries lourdes (mines, pétrole, chimie)	API (American Petroleum Institute)
Performance hydraulique	ISO 9906 ; EN 16480	Méthodes de test des performances des pompes à eau (débit, rendement, hauteur manométrique)	ISO / CEN
	HI 14.6	Test de performance pour toutes catégories de pompes (centrifuges, verticales, etc.)	Hydraulic Institute (HI, USA)
Efficacité énergétique	ISO/ASME 14414	Évaluation énergétique complète d'un système de pompage (audit, analyse de rendement)	ISO / ASME
	HI 1.3	Recommandations pour l'optimisation énergétique des systèmes de pompage	Hydraulic Institute
Instrumentation & automatisation	ISO 13849 / IEC 61511	Sécurité fonctionnelle des systèmes de commande (niveau SIL/PL requis)	ISO / IEC
	HI 9.6.5	Méthodologies de surveillance et de diagnostic pour systèmes de pompes industriels	Hydraulic Institute
Qualité & gestion intégrée	ISO 9001	Management de la qualité dans la conception, fabrication et maintenance des équipements	ISO
Stations de pompage et eaux usées	EN 12255-2, -10, -12	Conception des stations de relevage, automatismes, dispositifs de sécurité pour réseaux d'assainissement	CEN (Europe)
	HI 9.6.7	Norme spécifique pour le dimensionnement et la configuration des stations de pompage pour eaux usées	Hydraulic Institute

2.4 Défaillance des systèmes de pompage

Les réseaux de pompage sont des systèmes critiques dont leurs fiabilités déterminent la production et la sécurité des sites, des employées et de l'environnement. Les défaillances des systèmes de pompage entraînent des temps d'arrêt coûteux ainsi

que les coûts de réparation où la maintenance représente en moyenne 25 % du coût du cycle de vie d'une pompe (Kazeem B. Adedeji et al., 2018), dans le secteur minier, l'achat, consommation énergétique et la maintenance des systèmes de dénoyage peut représenter 35 à 50 % des dépenses du projet (Werbinska-Wojciechowska & Rogowski, 2025). Les causes de défaillance sont multiples (usure mécanique, corrosion, blocage, erreurs de contrôle, etc.) et se reflètent dans des indicateurs tels que le MTBF. Cette synthèse passe en revue, par composant (pompes, vannes, tuyaux, réservoirs), les modes de défaillance typiques observés dans les contextes minier, municipal et industriel, en illustrant les ordres de grandeur de la fréquence de défaillance tirés de la littérature.

I. Pompes

- Modes de défaillance : La pompe est une principale pièce mobile du système (rotodynamique, à piston, centrifuge, submersible, etc.) tombe en panne pour des raisons mécaniques ou hydrauliques. Les composants vulnérables sont généralement la roue à aubes, la garniture mécanique, les paliers et l'arbre de pompe (Werbinska-Wojciechowska & Rogowski, 2025). Les défaillances se manifestent par des fuites de joints, des anomalies de bruit/vibrations, une perte de débit (réduction du rendement), voire un blocage dû à la présence d'un fluide chargé. Par exemple, la cavitation ou l'aspiration à sec détruisent rapidement les surfaces internes. Les pompes utilisées dans des environnements abrasifs (eau chargée de particules dans les mines) ont tendance à s'user plus rapidement, tandis que les pompes municipales qui traitent de l'eau claire ont tendance à avoir des joints et des roulements usés. Les pannes électriques (Surchauffage) et les pannes de contrôle peuvent également entraîner l'arrêt de la pompe.

- MTBF : Des études indiquent que les pompes centrifuges industrielles ont un MTBF typique de quelques années. Par exemple, pour une pompe ANSI de dimension moyenne, le MTBF moyen est d'environ 2,5 ans (dans de bonnes conditions de maintenance). Le composant dont la fiabilité est la plus faible est généralement la garniture mécanique avec n MTBF de 1,5 ans (Budris, 2017), suivie par les

roulements. On estime, par exemple, que la défaillance d'une garniture peut survenir après seulement quelques milliers d'heures si la pompe fonctionne en dehors de sa plage optimale ou dans des conditions difficiles (Budris, 2017).

II. Vannes

- Modes de défaillance : Les vannes (d'arrêt, d'isolement, de régulation, clapets anti-retour, vannes à air/vacuum, etc.) peuvent fuir (soupape de siège usé, joint d'étanchéité usé), se gripper (blocage de la tige ou du clapet dû à l'encrassement) ou mal fonctionner (actionneur défectueux). Par exemple, Dans l'eau les dépôts de sédiments ou de calcaire sur le siège empêchent une fermeture étanche, aussi le colmatage ou le gel peuvent provoquer des surpressions accidentelles.

- Fréquence des défaillances : Les données varient selon le type. Par exemple, les vannes d'air conçues pour purger les canalisations présentent des taux de défaillance annuel très élevés qui peut aller jusqu'à 20% (MARK GIMSON, 2024). Les Électrovannes possèdent un MTBF qui varie entre 25.000 et 75.000 en fonction de pression de fonctionnement (Vlăduță et al., 2024). En comparaison, les vannes d'arrêt à volant conventionnelles présentent généralement un MTBF qui peut aller jusqu'à 25 ans. Les dysfonctionnements des vannes nécessitent souvent une maintenance curative (remplacement des joints, nettoyage).

III. Conduits

- Modes de défaillance : Les conduites d'un réseau de pompage se détériorent principalement par la corrosion (interne ou externe), l'érosion (causé par l'écoulement de l'eau chargée avec des abrasifs), la fatigue due aux coups de bélier, ou les défauts de joints. Les fuites entraînent des pertes de pression et des infiltrations. Les ruptures (éclatements) sont plus rares, mais catastrophiques tel qu'ils causent des fuites importantes. Un autre facteur de risque lié au secteur minier où les conduites en plastique ou en métal sous terrain sont exposées aux trafics des camions lourds.

- Fréquence des défaillances : Les données sur les réseaux d'eau potable montrent que les taux de défaillance sont élevés dans les réseaux anciens. Par exemple, une étude indique une moyenne d'environ 23 éclatements / 100 km-années sur l'ensemble des réseaux d'eau (Folkman, 2018). Ce chiffre global masque des variations importantes en fonction de l'âge et du matériau (les anciennes conduites en fonte éclatent 2 à 3 fois plus souvent que les nouvelles conduites en PVC).

IV. Réservoirs

- Modes de défaillance : Les réservoirs (cuves de stockage d'eau, bassins tampons, citernes) constituent des éléments passifs mais critiques. Les pannes y sont généralement liées à la corrosion, principalement au niveau du fond et des joints soudés, se déformer en raison d'une charge excessive, ou devenir instables à cause de mouvements du terrain. Des fissures peuvent aussi apparaître suite à un revêtement inadéquat ou à des défauts de matériaux (E.K.Briggs, 2005). Un cas concret illustre qu'un réservoir métallique, après 4 décennies sur un sol instable, a présenté une perforation due à un tassement progressif et à la corrosion sous les soudures (Trebuña et al., 2009). La défaillance des réservoirs peut apparaître en forme d'accumulation de boues qui réduit le volume utile.

- Fréquence des défaillances : Selon un rapport de l'Agence américaine de protection de l'environnement (U. S. EPA), les réservoirs souterrains d'eau usée surviennent en moyenne 17 années avant de connaître une fuite importante ; dans des sols favorisant la corrosion, cette durée peut être réduite à seulement 2 années (Agency, 1984). Pour les réservoir d'eau potable la durée moyenne de vie d'un réservoir peut atteindre 50 ans ou plus pour les modèles en acier inoxydable, si l'installation est correcte et si l'entretien est régulier (contrôle des corrosions, inspection de joints, revêtements intacts...), cette durée est réduite à 20 pour les réservoirs en fibres de verre et à 15 pour les fabriquées en plastique (Co, 2025).

2.5 Surveillance de l'état des réseaux de pompage (*Condition Monitoring*)

La surveillance de l'état des réseaux de pompage implique une évaluation technique approfondie des équipements pour anticiper les défauts et les anomalies potentiels.

Les principaux problèmes pouvant survenir dans les réseaux de pompage incluent des défauts mécaniques tels que l'usure prématurée des roulements, le désalignement des arbres des pompes, la cavitation hydraulique, les fuites internes ou externes, ainsi que l'obstruction ou la corrosion des conduits (Mobley, 2002). Par exemple, la cavitation, caractérisée par la formation et l'implosion rapide de bulles d'air dans les zones de basse pression des pompes, est généralement détectée par analyse vibratoire et acoustique, révélant des pics spécifiques dans les spectres fréquentiels (Gulich, 2014).

L'analyse vibratoire demeure l'outil le plus utilisé pour surveiller les défauts mécaniques tels que les défaillances de roulements ou le déséquilibre du rotor. Des capteurs de vibration, typiquement des accéléromètres piézo-électriques placés stratégiquement sur les corps de pompe, enregistrent des signaux vibratoires qui sont ensuite interprétés à travers des analyses spectrales et temporelles afin d'identifier et quantifier la gravité des défauts (Randall & Antoni, 2011). De même, la mesure de température à l'aide de capteurs thermiques placés sur les roulements ou le moteur électrique aide à détecter précocement des surchauffes dues à des frottements excessifs ou à des surcharges électriques (Ahmad & Kamaruddin, 2012).

Concernant les défauts des conduits, la mesure du débit et de la pression est faite à l'aide des capteurs mécaniques, électromagnétiques, ultrasoniques ou différentiels permet d'identifier rapidement des anomalies causés par des obstructions, des fuites ou des pertes charges excessives dues à la corrosion interne des tuyauteries (Spellman, 2020).

L'intégration des informations collectées par les capteurs est faite au sein d'un système centralisé de supervision, appelé SCADA (« Supervisory Control and Data Acquisition »), qui offre une vue d'ensemble des performances opérationnelles des réseaux. Un système SCADA typique se compose d'une couche matérielle (capteurs et actionneurs), d'une couche de contrôle (automates programmables industriels ou API) et d'une couche de supervision (serveurs et interfaces homme-machine), permettant l'acquisition, le traitement et la visualisation des données importantes en

temps réel (Boyer, 2010). En pratique industrielle, ces systèmes SCADA offrent la possibilité de déclencher automatiquement des alertes, d'activer des stratégies d'entretien préventif ou correctif.

2.6 Outils de prédiction des défaillances des systèmes de pompage

La prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage repose sur une diversité de méthodes, allant des approches classiques basées sur l'analyse de variables physiques, jusqu'aux techniques avancées d'intelligence artificielle. Ces outils contribuent à la fiabilité des systèmes. À partir de la littérature on distingue trois grandes catégories de techniques de prédiction des défaillances, avec leurs combinaisons. Les méthodes classiques basées sur des seuils et tendances, les modèles numériques et simulations et les approches basées sur l'apprentissage automatique. La combinaison de deux ou plus de ces catégories offre des avantages au niveau de fiabilité des diagnostics et des prédictions et ouvre les portes vers des nouvelles technologies avancées, par exemple les jumeaux numériques.

2.6.1 Méthodes classiques fondées sur les seuils et les tendances

Ces techniques sont historiquement les plus utilisées en maintenance industrielle. Elles consistent à surveiller des paramètres mesurables comme la température, la pression, ou les vibrations et à déclencher des alertes lorsqu'un seuil critique déjà défini est dépassé (Moble, 2002). Par exemple, l'analyse de tendance de vibrations permet de détecter des défaillances progressives (usure, frittage, cavitation, balourd...) dans une pompe avant qu'une panne ne survienne. Bien que faciles à implémenter, ces méthodes manquent parfois de sensibilité dans un contexte variable.

2.6.2 Modèles numériques et simulation

Les modèles numériques permettent de prédire le comportement d'un système à l'aide de lois physiques. Dans les réseaux de pompage, cela inclut souvent des modèles nodaux (à l'échelle réseau) ou des modèles CFD. La comparaison entre les données simulées et les mesures réelles peut révéler des écarts anormaux causés par des obstructions, des cavitations, ou des fuites (Mohammed et al., 2021).

Les modèles numériques permettent aussi d'identifier avec précision les zones critiques dans un réseau de pompage et de prédire les secteurs/équipement/pièce susceptibles de présenter une défaillance à l'avenir. Grâce à des simulations réalisées via des outils comme EPANET, WaterGEMS, ou des algorithmes spécialisés on peut détecter des anomalies de comportement qui signalent des points de vulnérabilité (Bermúdez et al., 2018).

2.6.3 Apprentissage automatique et intelligence artificielle

Avec la digitalisation croissante, les méthodes d'apprentissage automatique ont pris une place centrale dans la maintenance prédictive. Ces techniques permettent d'extraire des motifs complexes dans les données issues à partir des capteurs installés sur les systèmes physiques, souvent invisibles aux approches classiques. Des algorithmes comme les forêts aléatoires, les SVM, ou les réseaux de neurones convolutifs (CNN) sont utilisés pour la classification des défauts, la détection d'anomalies et la prédiction des pannes (Chen et al., 2020).

2.7 Prédiction des défaillances par simulation numérique

La modélisation par dynamique des fluides numérique (CFD) est un outil incontournable pour l'analyser et l'optimisation des systèmes de pompage. La CFD permet de reproduire avec précision le comportement des fluides au sein des différents composants de pompage et d'anticiper les conditions susceptibles d'engendrer des défaillances (Lipej, 2022).

L'utilisation de CFD dans le diagnostic des défaillances offre plusieurs avantages, tel qu'elle permet de prédire les phénomènes susceptibles d'entraîner une perte de performance ou une panne, tels que les zones de surpression, la présence de cavitation, ou d'usure potentielle (Lipej, 2022). Les simulations CFD facilitent ainsi l'anticipation des défauts, l'amélioration de la fiabilité des équipements et la réduction des coûts liés à la maintenance corrective (Peng et al., 2021).

Cette partie mettra en évidence les principes fondamentaux de la modélisation CFD appliquée aux pompes et exposera les méthodologies employées pour détecter et

prédire différents types de défaillances, à travers des exemples concrets de la littérature et des études de cas illustrant son efficacité dans le domaine industriel.

2.7.1 Revue des Travaux récentes

Afin d'apporter un panorama des avancées récentes dans la prédiction des défaillances par la modélisation CFD, il est pertinent de recenser les principales contributions scientifiques à ce domaine. Les articles sélectionnés dans la bibliographie mettent en évidence différents cas d'application de la CFD tels que l'identification des phénomènes de cavitation, la prévision des zones de forte usure ou la détection des pertes de performance dans les systèmes de pompage. Le Tableau 2 présente une synthèse de ces références clés.

Tableau 2 : Revue de la littérature sur les travaux similaires

Auteurs	Système	Défaut ciblé	Résumé
Yang et al. (Yang et al., 2024)	Pompe axiale	Fatigue/fissuration au pied de pale induite par les charges hydrodynamiques transitoires	Ils caractérisent les contraintes dynamiques et repèrent les zones des pics de contraintes (au pied de pale) par des simulations transitoires couplée séquentiellement à une analyse structurelle afin de déterminer les modes de fonctionnement à risque.
Bai et Wu (Bai & Wu, 2022)	Pompe axiale	Fatigue et initiation de fissures sur pale	Ils appliquent un FSI bidirectionnel avec champs de contraintes dynamiques en régime transitoire et estiment la durée de vie et dommages par fatigue en fonction du débit et vitesse de rotation.

Liu et al (Liu et al., 2022)	Pompe axiale verticale	Fissuration/fracture de pale	À l'aide de ANSYS CFX et FSI unidirectionnel ils trouvent les régions sollicitées et quantifier l'effet du débit sur contrainte/déformation au pied de pale, ils donnent des directrices de conception (épaisseur locale, contrôle des jeux) pour prévenir la fatigue.
Yuan et al. (Yuan et al., 2022)	Pompe centrifuge	Instabilité/déformation excessive du rotor	À l'aide de ANSYS-CFX et FSI unidirectionnel, ils relient les performances hydrauliques et la stabilité mécanique (déformations, analyse modale du rotor) pour plusieurs typologies d'impulseur tel que fermé, semi-ouvert.
Yan et al.(Yan et al., 2024)	Pompe centrifuge ultra-rapide	Contrainte/vibrations et risque de rupture de rotor à haute-vitesse	Étude paramétrique pour l'optimisation à l'aide de CFD transitoire et couplage FSI. Ils déterminent les endroits faibles sous chargement fluide et optimisent la conception pour abaisser les contraintes et éviter l'alignement avec les modes propres.

Li et al. (Li et al., 2024)	Pompe centrifuge à 7 étages	Déformation et stabilité vibratoire du rotor	À l'aide de ANSYS CFX et FSI unidirectionnel dans Workbench, ils analysent la stabilité du rotor par la détermination des tendances de déformation, les pics mécaniques et les modes propres pour des différents ouvertures de vanne d'entrée.
Shamsuddeen et al. (Shamsuddeen et al., 2022)	Pompe centrifuge à 5 étages	Perte de performance	À l'aide de ANSYS CFX, ils identifient stage-par-stage les sources de pertes de charge et testent plusieurs baffles pour corriger l'angle d'entrée vers les étages suivantes. Ils concluent que la géométrie de baffle améliore la hauteur manométrique, le rendement et réduire les charges hydrauliques.

2.7.2 Principes de la mécanique des fluides numérique.

La CFD repose sur la résolution des équations fondamentales qui régissent l'écoulement des fluides. Au cœur de cette approche se trouvent principalement les équations de Navier-Stokes, qui expriment la conservation de la masse (équation de continuité), quantité de mouvement et de l'énergie. Ces équations, généralement sous forme différentielle, permettent de décrire de manière détaillée le comportement des fluides en tout point du domaine étudié, en prenant en compte les effets de la viscosité,

de la pression et des forces extérieures. En CFD, elles sont discrétisées puis résolues numériquement pour simuler des phénomènes complexes. Cette partie présente donc les équations principales utilisées en CFD, leur signification physique, ainsi que leur rôle essentiel dans la prédiction du comportement des fluides.

Les hypothèses de formulation sont les suivantes :

- Régime stationnaire.
- Isotherme : l'équation d'énergie n'est pas résolue/mentionnée.
- Fluide newtonien.
- Fluide incompressible.
- Modèle de turbulence : k - ω SST.
- Repère du rotor : domaine rotor en repère tournant défini par une vitesse angulaire Ω (cas des turbomachines).
- Repère du stator : domaine stator en repère fixe (cas des turbomachines).
- Interface rotor–stator : couplage via GGI/MFR, modèle de changement de repère "Frozen Rotor".

A. Équation de continuité

Pour exprimer la conservation de masse et garantir que la masse ne se crée ni ne disparaît donc un équilibre des débits entrée/sortie on utilise l'équation (1) de conservation de la masse (continuité) avec ρ est la masse volumique, t le temps) et u la vitesse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad 1$$

B. Équation de quantité de mouvement

Le rôle de l'équation de quantité de mouvement est d'équilibrer inertie, pression, viscosité et forces volumiques. La conservation de la quantité de mouvement est déterminée par l'équation (2). Pour le cas des pompes, spécifiquement dans le rotor,

on travaille dans un repère qui tourne donc on ajoute les termes d'inertie (Coriolis, centrifuge et Euler).

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho g - 2\rho\Omega \times u - \rho\Omega \times (\Omega \times r) - \rho \frac{\partial\Omega}{\partial t} \times r \quad 2$$

Avec p est la pression, τ Représenter la diffusion visqueuse totale (laminaire + turbulence) décrit par l'équation (2), Ω est vitesse angulaire, r la position angulaire, g la gravité, « $-2\rho\Omega \times u$ » est l'effet de Coriolis est une déviation apparente due à la rotation, « $-\rho\Omega \times (\Omega \times r)$ » est l'effet centrifuge et « $-\rho \frac{\partial\Omega}{\partial t} \times r$ » est le terme d'Euler, En Frozen Rotor/MFR on prend $\frac{\partial\Omega}{\partial t} = 0$ donc le terme d'Euler s'annule. Le tenseur des contraintes visqueuses d'un fluide newtonien τ est exprimé par l'équation (3).

$$\tau = \mu_{\text{eff}}[\nabla u + (\nabla u)^T] - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}}(\nabla \cdot u) I \quad 3$$

Avec μ est la viscosité dynamique, μ_t est la viscosité turbulente, I est un tenseur identité et $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$.

C. Modèles de turbulence

Les familles usuelles des modèles de turbulence sont: DES/LES qui captent de façon très réaliste les écoulements fortement turbulents et instationnaires, mais très coûteux en maillage et en temps de calcul et paroi (Tucker, 2011), $k-\varepsilon$ est un modèle robuste qui est peu coûteux, bon au loin des parois (Pope, 2000), $k-\omega$ qui est solide près des parois mais sensible au hors parois (Pope, 2000), $k-\omega$ SST est un mélange $k-\omega$ (proche de paroi) et $k-\varepsilon$ (hors parois) Le SST ajoute un limiteur de viscosité turbulente qui tient compte du transport du cisaillement turbulent, donc meilleure prédiction des séparations. Ce que rend ce modèle privilégié en turbomachinerie (Menter et al., 2003).

Le SST est un modèle RANS à deux équations (4 et 5) qui mixe $k-\omega$ près des parois et $k-\varepsilon$ au cœur d'écoulement via des fonctions de mélange F_1, F_2 (l'équations 9 et 10) (Menter et al., 2003). Ces deux équations de transport (Équations 4 et 5) décrivent

comment les grandeurs turbulentes sont advectées, diffusées, produites et dissipées (donnent l'évolution locale de la turbulence où elle naît, se propage, disparaît).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = P_k - \beta^* \rho k \omega + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] \quad 4$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + (1 - F_1) \rho C_{cd} \frac{\nabla k \cdot \nabla \omega}{\omega} \quad 5$$

Avec α , β , β^* , C_{cd} , σ_ω et σ_k sont des coefficients adimensionnels du modèle $k - \omega$, k est l'intensité des fluctuations turbulentes en $m^2 s^{-2}$ et ω est le taux de dissipation spécifique en s^{-1} . P_k est le terme de production de l'énergie cinétique turbulente k , dans le cas de fluide incompressible P_k est calculé par l'équation (6).

$$P_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad 6$$

La viscosité turbulente μ_t est définie par l'équation (7).

$$\mu_t = \rho \frac{\nabla k \cdot \nabla \omega}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad 7$$

Et S représente un tenseur de taux de déformation définie par l'équation (8).

$$S = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \quad 8$$

Les deux fonctions de mélange F_1, F_2 sont définis par les équations (9 et 10) respectivement :

$$F_1 = \tanh \left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_\omega k}{C_{dk\omega} y^2} \right]^4 \right) \quad 9$$

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right) \quad 10$$

Avec y est la distance à la paroi la plus proche, ν est la viscosité cinématique et $\sigma_{\omega 2}$ est un le nombre de Prandtl turbulent pour ω dans la région 2 (le cœur d'écoulement, côté k- ϵ) et $C_{Dk\omega}$ est déterminé par l'équation (11).

$$C_{Dk\omega} = \max\left(2 \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10}\right) \quad 11$$

2.7.3 Modèles d'interface

Dans la modélisation CFD des turbomachines, la représentation des interactions entre les domaines mobiles et fixes est importante pour obtenir des résultats réalistes. Deux facteurs importants ont considéré, sont le maillage au niveau des interfaces de contact et les modèles d'interface. Dans la littérature on trouve trois modèles assez répandus sont : Frozen Rotor approche *Multiple Reference Frame* (MRF), Stage (Mixing-Plane) et Transient Rotor–Stator (Sliding Mesh). Le modèle frozen rotor est le plus réputé dans le domaine de turbomachines, car il procédé plusieurs avantage comme indiqué par Sridhar et ces collègues (Sridhar et al., 2011) tel que le modèle frozen rotor est Robuste numériquement, coût bien plus faible que sliding mesh, compatible avec les maillages non conformes et convergence généralement stable avec RANS SST (Ansys, 2021a).

L'idée générale de frozen rotor est comme la suite : Calcul stationnaire RANS en multi-repères, le rotor en repère tournant et le stator en repère fixe. La position relative rotor/stator est gelée à un angle déterminé, à la frontière entre les deux, on convertit juste les grandeurs (vitesse, pression, etc.) d'un repère à l'autre sans moyenne temporelle, à l'aide de GGI (General Grid Interface) (Ansys, 2021a), qui représente une technique de colle intelligente entre maillages qui ne s'emboîtent pas point à point, le résultat, est une photo instantanée cohérente de l'écoulement à un angle donné, donc un calcul quasi stationnaire, ce qui limite le frozen rotor pour prédire les phénomènes transitoires, tel que les fluctuations de pression causé par la fréquence de passage d'aube (Ansys, 2021a).

2.7.4 Couplage fluide-structure

Le couplage fluide-structure unidirectionnel (one-way FSI) consiste à résoudre d'abord l'écoulement, puis à transférer les efforts du fluide vers le modèle structural, sans retour de la déformation sur le champ d'écoulement, si c'est le cas on l'appelle couplage fluide-structure bidirectionnel (Figure 2). Le couplage fluide-structure unidirectionnel est préférable car il est plus rapide et quand la rétroaction de la structure sur le fluide est négligeable. Dès que la déformation modifie l'écoulement, il faut envisager un couplage bidirectionnel. Ces limites.

Dans les logiciels commercialisés, cette approche se met en place soit via un flux de travail dédié qui réalise le mappage des champs de pression/échange thermique sur le maillage structural, soit par un transfert manuel de profils/mappages depuis la solution CFD.

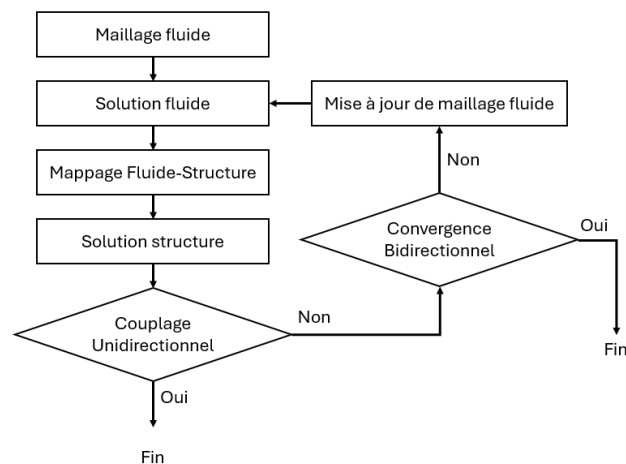


Figure 2 : Schéma e fonctionnement de couplage fluide-structure

Dans la partie suivante on a décrit les fondamentales de couplage fluide-structure.

- Équilibre mécanique (forme forte)

On considère le domaine solide Ω_s avec déplacement $d(x, t)$ et l'interface Γ_{fs} . En couplage unidirectionnel, on applique sur Γ_{fs} les charges CFD : pression statique p et

éventuellement contrainte pariétale τ_w (cisaillement tangent causé par l'écoulement au niveau de paroi rugueuse). Soit la charge surfacique t_f imposée au solide à partir de fluide est décrit par l'équation (12)

$$t_f = (-P n) + \tau_w \quad 12$$

Avec n est la normale sortante du fluide. En mécanique des milieux continus, pour exprimer l'équilibre des forces agissant sur un solide élastique on utilise la formulation de Navier-Cauchy, donné par l'équation (13).

$$\nabla \cdot \sigma_s + b = \rho_s \ddot{d} \quad 13$$

Avec $\ddot{d}$ est l'accélération, σ_s est le tenseur des contraintes dans le solide, ρ_s est la masse volumique de solide et b représente le vecteur des forces volumiques.

– Cinématique des déformations

Pour relier les déplacements d aux déformations ε on utilise l'équation (14) pour les petites déformations.

$$\varepsilon = \frac{1}{2}(\nabla d + \nabla d^T) \quad 14$$

– Loi de comportement élastique (Hooke isotrope)

Pour relier les déformations aux contraintes pour un solide élastique isotrope on utilise la loi de Hooke par l'équation (15).

$$\sigma_s = \lambda \operatorname{tr}(\varepsilon)I + 2G\varepsilon \quad 15$$

Avec λ est 1er paramètre de Lamé donné par l'équation (16) et G le module de cisaillement donné par l'équation (17).

$$\lambda = \frac{E \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad 16$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad 17$$

Avec E est le module de Young de matériau et ν est le coefficient de Poisson.

- Principe des travaux virtuels (équilibre en forme faible)

Le principe des travaux virtuels ou PTV est un principe fondamental en mécanique, qui postule un équilibre de travaux dans un mouvement virtuel, élémentaire pour passer du milieu continu aux éléments finis par l'équation (18).

$$\int_{\Omega_s} \sigma_s : \delta \varepsilon \, dV = \int_{\Omega_s} \rho_s \ddot{d} \cdot \delta d \, dV + \int_{\Omega_s} b \cdot \delta d \, dV + \int_{\Gamma_{fs}} t^f \cdot \delta d \, dS \quad 18$$

- Passage éléments finis

À travers l'approximation Galerkin (équation 19) des déplacements et des variations par des fonctions de forme N et leurs dérivées spéciales, on projette le PTV sur l'espace éléments finis, ce qui transforme les intégrales volume/surface en matrices de masse, de raideur et d'amortissement M , K , C respectivement et vecteurs de

$$u \approx Nd, \quad \delta d \approx N\delta d \quad 19$$

$$\varepsilon \approx B\varepsilon, \quad \delta \varepsilon \approx B\delta \varepsilon$$

Finalement on obtient une formulation exploitable par le solveur éléments finis donné par l'équation (20).

$$M\ddot{d} + C\dot{d} + Kd = f \quad 20$$

Avec f contient toutes les chargement, fluides (f_{CFD}), volumiques (f_b) et surfaciques (f_s). La charge fluide est approximée finalement pour chaque élément par l'équation (21).

$$f_{CFD,e} = \int_{\Gamma_{fs,e}} N^T t^f dS \approx \sum_{i=1}^{m_q} N^T(\xi_i) t^f(\xi_i) |J_{s,e}(\xi_i)| w_i$$

Avec ξ_i sont les coordonnées paramétriques du i -ème point de Gauss sur la face, $J_{s,e}(\xi_i)$ est le jacobien de surface en ξ_i , w_i est le poids du i -ème point de Gauss et m_q c'est le nombre de points de quadrature utilisés sur la face. Plus m_q est grand, plus l'approximation de l'intégrale est précise.

2.7.5 Fatigue et durée de vie

La fatigue désigne l'endommagement progressif d'un matériau soumis à des chargements cycliques. Même quand les contraintes restent nettement sous la limite d'élasticité, l'accumulation de micro-défauts peut conduire, après un certain nombre de cycles, à l'amorçage d'une fissure, puis à sa propagation jusqu'à la rupture. C'est une cause majeure de défaillance dans les structures et machines.

On distingue classiquement les régimes de fatigue selon l'ampleur de la déformation et le nombre de cycles, "Low-Cycle Fatigue" ou LCF quand la plasticité locale est forte et que la vie se compte quelques cycles et "High-Cycle Fatigue" ou HCF pour des sollicitations essentiellement élastiques et que la vie se compte en millions de cycles.

Dans tous les cas, la durée de vie se décompose en trois phases : initiation de fissure qui dépend de plusieurs paramètres et très sensible à l'état de surface, la géométrie aux entailles, aux inclusions et la propagation pilotée par l'intensité de contrainte au front de fissure et finalement la rupture (Figure 3).

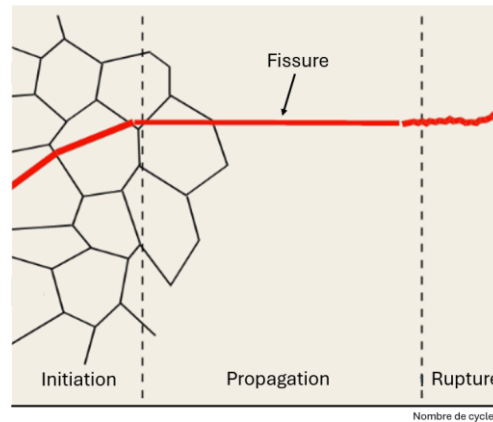


Figure 3 : Les stages de fatigue

Pour prédire la durée de vie de façon correcte, on doit choisir une méthode adaptée au contexte. Dans la littérature on trouve plusieurs méthodes de prédiction de durée de vie des pièces, on les classe comme la suite :

- I. HCF
 - S–N ou Wöhler
 - Corrections d’effort moyen tel que Goodman, Gerber et Soderberg
 - Palmgren-Miner
 - Dang Van
- II. LCF
 - E–N ou Morrow
 - SWT ou Smith–Watson–Topper
 - Brown–Miller
 - Fatemi–Socie

Pour se concentrer sur l’essentielle seulement, on détaille par la suite seulement la méthode ϵ –N, pour plusieurs raisons notamment, son niveau de réalisme, validation expérimentale et la méthode la meilleur adapté au fatigue faible nombre de cycles (Ansys, 2021b) . Avant d’utiliser d’expliquer la méthode ϵ –N, on a besoin de décomposer la déformation locale en part élastique et plastique, à l’aide de

la relation de Ramberg–Osgood (l'équation 22) (Ramberg Walter & Osgood William R, 1943)

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad 22$$

Ici E est le module d'Young, K est le coefficient de résistance, n le coefficient d'écrouissage et ε représente la déformation totale ou la somme de déformation élastique ε_e et plastique ε_p , donné par l'équation (23).

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad 23$$

Basquin (James A. Graham, 1968) et Coffin–Manson (James A. Graham, 1968) ont reliée amplitude déformation élastique et plastique successivement, le somme des deux relations donne l'équation (24), appelé règle de Morrow (James A. Graham, 1968).

$$\varepsilon_a = \underbrace{\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b}_{\text{Contribution élastique (Basquin)}} + \underbrace{\varepsilon'_f (2N_f)^c}_{\text{Contribution plastique (Coffin–Manson)}} \quad 24$$

Avec ε_a est l'amplitude de déformation totale qui présente une mesure cyclique utilisée en fatigue. Dans un cycle stabilisé, ε_a est donné par la moyenne de différence entre un maximum ε_{max} et un minimum ε_{min} . σ'_f Est le coefficient de résistance en fatigue, N_f le nombre de cycles jusqu'à l'initiation de la fissure, b est l'exposant de résistance en fatigue, ε'_f est le coefficient de ductilité en fatigue et C est l'exposant de ductilité en fatigue.

2.8 Prédiction des défaillances par modélisation nodale

La prédiction des défaillances à l'échelle réseau est indispensable, parce que les systèmes de pompage fonctionnent réellement comme des réseaux interconnectés et non pas comme des équipements isolés. D'où les outils de modélisation nodale et d'analyse sont nécessaires pour tester des scénarios, propager les effets d'une panne et mesurer où ça coince. En simulant les variations de fonctionnement, les arrêts de

pompe ou les blocages des vannes et des conduits, on repère les éléments critiques et l'ampleur des impacts. Ces mêmes analyses servent ensuite à décider où placer les capteurs pour maximiser l'information utile et détecter tôt. De nombreux travaux dans la littérature se concentrent sur l'identification des éléments critiques et le déploiement optimal des capteurs dans un réseau de pompage. Parmi les techniques utilisées, les simulations nodales se distinguent comme l'outil le plus fiable et le plus couramment employé pour cette tâche. Une alternative moins lourde et plus rapide, qui a montré son efficacité pour les réseaux de grande dimension, est la théorie des graphes. Où Le système de distribution est représenté sous forme d'un graphe (Lina Perelman, 2011). Cette approche se base principalement sur les métriques topologiques pour déterminer les éléments critiques. Il existe également des travaux qui combinent les métriques topologiques avec des données hydrauliques pour obtenir des résultats plus fiables (Yu et al., 2024).

2.8.1 Modélisation nodale

Un modèle nodal d'un réseau de pompage comporte les éléments suivants, Conduits, pompes, valves, cuves et réservoirs. (Voir Figure 4).

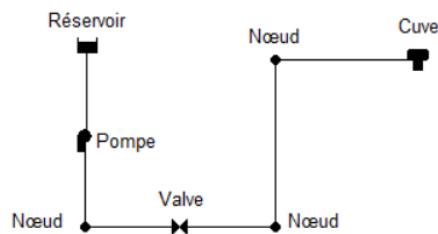


Figure 4 : Composants physiques d'un système de pompage

Pour modéliser un réseau de pompage, la littérature recense plusieurs techniques et approches mises en œuvre à travers des codes open-source et des logiciels commerciaux. Dans le cadre de ce mémoire, la méthodologie adoptée repose sur EPANET, un outil développé par l'Agence américaine de protection de l'environnement (EPA) (Agency, 2020) et WNTR, une bibliothèque Python conçu pour simuler et analyser les réseaux de distribution d'eau (Klise et al., 2020).

2.8.2 Hypothèses de base

L'analyse est en régime stationnaire, la température est considérée constante, ce qui fixe la viscosité, et les propriétés de rugosité des conduites sont supposées homogènes. La modélisation par EPANET ou WNTR ne prend pas en compte les effets transitoires rapides tel que le coup de bélier et ne modélise pas l'air entré dans les conduites.

2.8.3 Équations fondamentales

A. Continuité aux nœuds

Pour chaque nœud i du réseau, l'équation de continuité impose l'égalité entre la somme des débits entrants et sortants et la consommation D_n et éventuelles sources ou fuites. Pour N nœuds, on écrit l'équation (34) :

$$\sum_{j \in \mathcal{E}(i)} \alpha_{ij} Q_{ij} + D_i - E_i = 0 \quad 25$$

Où α_{ij} vaut +1 si le débit Q_{np} entre dans le nœud i et -1 s'il en sort. Dans WNTR, les fuites sont modélisées selon la formule de Crowl et Louvar (Klise et al., 2020) décrite par l'équation (35) :

$$Q_L = C_d A \sqrt{2gh} \quad 26$$

Où A est l'aire du trou et C_d le coefficient de décharge. Les réservoirs et réservoirs surélevés se comportent comme des nœuds de charge fixée (source de potentiel constant), tandis que les cuves ont un volume fini et un niveau variable. Pour une cuve de surface A , la variation de niveau h s'écrit selon l'équation (36) :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\sum Q}{A} \quad 27$$

B. Énergie et pertes de charge

La conservation de l'énergie s'applique le long de chaque conduite ou lien j entre deux nœuds i et k à travers l'équation (37) :

$$H_i - H_k = h_{L,j} + h_{m,j} - h_{p,j} \quad 28$$

Où H_i et H_k sont les charges aux extrémités, $h_{L,j}$ représente les pertes de charge régulières dues au frottement, $h_{m,j}$ les pertes singulières et $h_{p,j}$ les gains de charge par les pompes. Dans une conduite horizontale sans pompe, on a simplement (Équation 38):

$$H_i - H_k = h_{L,j} \quad 29$$

EPANET et WNTR se basent sur trois formules de pertes soit : Darcy–Weisbach (Équation 39), Hazen–Williams et Chezy–Manning.

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^5} \quad 30$$

Avec f est le facteur de frottement. Il dépend du nombre de Reynolds et de la rugosité ε selon l'équation de Colebrook–White.

Pour les pertes singulières (coudes, tés, vannes semi-ouvertes), on utilise l'équation (31).

$$h_m = K \frac{v^2}{2g} \quad 31$$

Où K est un coefficient sans dimension dépend de la géométrie et matériaux des composant au causent les pertes charges et v est la vitesse d'écoulement.

C. Équation d'une pompe

La courbe H–Q d'une pompe est modélisée par l'expression polynomiale (Équation 32).

$$h_G(Q) = h_0 - aQ^b \quad 32$$

En donnant trois points de la courbe de performance de la pompe, un algorithme par la suite calcule les constantes a et b. Le rendement et la puissance absorbée peuvent être calculés à partir de la hauteur manométrique et du débit.

D. Valves

Les vannes modifient les conditions hydrauliques. EPANET et WNTR gèrent plusieurs types :

- Vanne réductrice de pression (PRV) : maintient la pression aval à une consigne. Elle peut être ouverte, active ou fermée. Une PRV active impose $H_{aval} = H_{consigne}$.
- Vanne soutenatrice de pression (PSV) : maintient la pression amont à une valeur minimale.
- Vanne de contrôle de débit (FCV) : impose un débit constant tant que les conditions de pression le permettent. Une PCV active impose $Q = Q_{Fixe}$.
- Vanne à seuil (TCV) : applique une perte de charge mineure fixe, modélisée par un coefficient K.
- Vanne à courbe générique (GPV) : suit une courbe Q–H définie par l'utilisateur.

2.8.4 Schéma de résolution

L'objectif de la simulation hydraulique est de résoudre les équations de continuité et d'énergie pour chaque pas de temps et en fonction des règles de commande qui déclenchent l'ouverture ou la fermeture de pompes et de vannes et l'état des cuves. C'est assurer à l'aide de l'algorithme du gradient global (GGA) qui est une forme de méthode de Newton–Raphson adaptée aux réseaux (E. Todini & S. Pilati, 1988).

2.8.5 Forme matricielle et résolution

Les équations du réseau (Équation 33) peuvent être écrites sous forme matricielle (Klise et al., 2020) :

$$\begin{cases} A \cdot Q = D & \text{Continuité} \\ g(Q) + A^T H = 0 & \text{Énergie} \end{cases} \quad 33$$

Où A est la matrice d'incidence qui assure le couplage nœud–conduit, Q le vecteur des débits, D le vecteur des demandes nodales qui dépends de pression, H le vecteur des charges et $g(Q)$ représente les pertes de charge. La méthode du gradient résout le système en éliminant les charges pour obtenir une équation non linéaire en Q , puis utilise Newton–Raphson pour résoudre ces équations de façon itérative, jusqu'à ce que les critères de convergence soient respectés.

2.8.6 Identification des éléments critiques

Au cours des dernières années, les chercheurs ont publié des travaux visant à quantifier la résilience ou la criticité des réseaux d'eau. Sachant que prédire la robustesse ou la vulnérabilité d'un réseau de distribution d'eau lors de la phase de conception ou dans le cas de réseaux en fonctionnement est encore une tâche difficile de nos jours (Weber et al., 2020). Dans cette partie on discute des différentes techniques employées par les chercheurs pour identifier ces éléments critiques.

En commençant par la définition d'un segment critique, le terme "critique" désigne l'importance d'un segment par rapport à l'ensemble du réseau. La défaillance de cet élément peut entraîner une interruption ou une rupture de la distribution dans une grande zone du réseau (Alperovits, 2016). Dans la littérature il existe plusieurs termes tel que « vulnérabilité », « fiabilité », « robustesse » et « résilience » sont tous des facettes d'une même réalité (Agathokleous et al., 2017) et sont utilisés de manière interchangeable.

Dans la littérature, trois principales méthodologies sont recensées pour la prédiction des éléments critiques : l'approche basée sur les indicateurs topologiques, celle

fondée sur les indicateurs hydrauliques, ainsi que les approches hybrides combinant les deux types d'indicateurs.

A. Indicateurs topologiques.

L'identification de ces composantes essentielles peut être réalisée directement à partir des métriques topologiques. Par exemple, la centralité d'intermédiarité des arêtes reflète le degré de connectivité d'un segment, autrement dit son importance au sein du réseau en fonction de son rôle dans la circulation des flux (Agathokleous et al., 2017), (Giustolisi et al., 2019). La comparaison de cette métrique topologique avec un ensemble de données de défaillances réelles a montré une forte corrélation entre les deux.

Dans la lignée d'Agathokleous et al. (Agathokleous et al., 2017), Adraoui et al. (Adraoui et al., 2024) confirment la corrélation entre métriques topologiques (degré, centralité d'intermédiarité, centralité de proximité et centralité des arêtes) et paramètres hydrauliques dans les réseaux de pompage.

Dans l'étude de Giustolisi et al. (Giustolisi et al., 2022), les auteurs développent une approche fondée sur la théorie des graphes appliquée au système de vannes d'isolement d'un réseau de distribution d'eau. Ils construisent un graphe de segments puis appliquent une version modifiée de la centralité d'intermédiarité pour classer les segments et les vannes les plus critiques, fournissant ainsi une feuille de route prioritaire pour la maintenance et l'inspection. De façon similaire, Simone et al. (Simone et al., 2022) appliquent également une métrique de centralité modifiée sur un graphe de segments, afin d'évaluer la fiabilité et la vulnérabilité du système d'isolement.

On peut également citer le travail de Wéber et al (Wéber et al., 2023) qui ont appliqués deux méthodologies différentes pour identifier les segments les plus critiques dans un réseau de pompage afin d'améliorer la planification des inspections, la maintenance et même la conception de nouveaux réseaux. La première méthodologie suivie est basée sur des simulations numériques dans le logiciel open source STACI (Wéber R,

2020). La deuxième méthodologie consiste à appliquer des métriques topologiques. Ces métriques sont basées sur des propriétés statistiques appliquées en lien avec la théorie des graphes. Chaque quantité est calculée à l'aide du package NetworkX (Hagberg AA, 2008). Les quantités topologiques utilisées dans le travail de Richard Wéber et al (Wéber et al., 2023) sont les suivantes :

- Centralité d'Intermédierité (Giustolisi et al., 2019).
- Centralité d'Intermédierité des Arêtes.
- Centralité de Proximité (Hagberg AA, 2008).
- Centralité de Flux du courant et Centralité de Flux Actuel des Arêtes (Newman, 2005).
- Centralité de Degré (Paolo Crucitti, 2004)
- Centralité de Vecteur Propre (Newman, 2010).
- Centralité de Katz (Hagberg AA, 2008).
- Centralité de Second Ordre (Hagberg AA, 2008).

Les coefficients de corrélation de rang de Spearman ont été calculés entre les métriques topologiques et les valeurs de criticité hydrauliques pour 14 réseaux de distribution d'eau réels. Les résultats montrent des corrélations négatives et positives pour la plupart des mesures de centralité, sauf pour les centralités de Katz et de degré. En pratique, Les quantités topologiques peuvent être utilisées comme estimations de la criticité. Elles peuvent toujours fournir des informations utiles pour la planification de la maintenance en évitant les simulations hydrauliques coûteuses en termes de calcul (Wéber et al., 2023).

B. Indicateurs hydrauliques

Le travail de Wéber et al. (Weber et al., 2020) vise l'identification des segments de canalisation critiques. Une mesure de la vulnérabilité locale par segment a été définie comme le produit de la longueur relative des canalisations et de la quantité relative de demande non satisfaite en cas de rupture du segment. Pour tester ce concept, 27 réseaux de distribution d'eau réels ont été utilisés. L'étude montre aussi que la plupart

des segments sont légèrement vulnérables, tandis que certains segments sont critiques.

Aussi on peut citer des logiciels commerciaux équipés de fonctionnalités permettant de déterminer les criticités des segments dans un réseau de distribution d'eau en se basant sur des simulations hydrauliques. Par exemple , WaterGEMS CONNECT (WaterGEMS, 2024) utilise comme un indicateur le déficit de débit, le déficit de volume ou le déficit de pression dans le système de distribution pour chaque segment interrompu. MIKE URBAN (URBAN, 2024) fournit une variété d'indicateurs lors d'une analyse de criticité. La criticité d'un conduit est calculée comme une moyenne de débit d'eau qui ne peut pas être délivré par la conduite, le nombre de nœuds où la pression de service est inférieure au niveau requis, la demande horaire moyenne et la longueur totale des conduites affectées par la conduite bloquée.

Sur la même base de détermination des endroit critiques par de la fermeture d'un conduit à la fois et en utilisant EPANET, Prasad (Prasad, 2021) propose l'intégration de quatre métriques :

- L'indice d'uniformité hydraulique, qui reflète l'équilibre des pertes de charge. (Jeong G, 2020).
- L'indice de pénurie d'approvisionnement, mesurant la part de la demande non satisfaite après une fermeture. (Marlim, 2019).
- L'indice de diminution de pression, indiquant l'ampleur des chutes de pression aux nœuds. pondération (Marlim, 2019).
- L'énergie dissipée par unité de longueur, liée à l'état et à l'efficacité hydraulique des conduites. (Rebecca Dziedzic, 2015).

Marlim et ses collègues (Marlim et al., 2019) ont appliqué une approche à l'aide de la modélisation EPANET : ils ont simulé les effets d'une défaillance de conduite sur la pression et le débit disponibles à l'ensemble des nœuds, puis ont ajouté trois autres critères : un indicateur de qualité de l'eau fondé sur son âge, un indicateur économique estimant les pertes financières liées à l'interruption de service et un indicateur de

maintenance. Ce dernier s'appuie sur une courbe de régression proposée par Thomas & Walski (Thomas M. Walski, 1982), qui lie le coût de maintenance au diamètre de la conduite.

Chi Zhang et al (Zhang et al., 2017) ont suivi la même méthodologie de simulation hydraulique avec le blocage d'une seule conduit à la fois pour déterminer la criticité des segments de réseaux de drainage, leurs métrique d'évaluation présente le volume total d'inondation qui mesure de la quantité relative d'eau de pluie qui ne peut pas être évacuée par le système de drainage en raison des blocages.

Le travail de K. Diao et al. (Diao et al., 2014) présente une méthodologie visant à identifier les composants et segments critiques d'un réseau de distribution d'eau potable. Pour ce faire, deux types de scénarios sont simulés : la défaillance d'un tuyau et une demande élevée, telle qu'une demande pour éteindre un incendie. L'indicateur de criticité principal utilisé est le nombre de personnes affectées par le manque d'eau.

C. Indicateurs combinés

Parmi les travaux qui se basent sur les indicateurs topologiques et hydrauliques on trouve le travail de Didrik Meijer et al (Meijer et al., 2020) qui explorent l'utilisation de la théorie des graphes et des indicateurs hydrauliques pour identifier les éléments critiques dans les réseaux de distribution d'eau. Hydrauliquement deux métriques sont choisies, la somme des hauteurs manométriques dans tous les nœuds et le nombre de nœuds où la hauteur manométrique est inférieure à un seuil défini. Dans la théorie des graphes, le chemin le moins coûteux entre un point de connexion et un nœud de sortie (WPS) est déterminé à l'aide de l'algorithme du chemin le plus court de Dijkstra (Dijkstra, 1959).

De même Maiolo et al. (Maiolo et al., 2018) ont proposé une méthode originale pour évaluer la criticité des conduites dans les réseaux de distribution d'eau en s'appuyant sur la théorie des graphes. Le réseau est représenté comme un graphe orienté et pondéré, où chaque tuyau reçoit un poids proportionnel à son débit moyen. La métrique combine plusieurs facteurs, l'importance hydraulique d'un conduit, la

quantité d'eau qu'il alimente en aval, et le nombre de nœuds depuis lesquels il est accessible. Ces éléments sont pondérés selon leur influence relative afin d'obtenir un indice global de criticité.

Finalement on peut citer Ulusoy et al. (Ulusoy et al., 2018) qui présentent une nouvelle métrique appelée Water "Flow Edge Betweenness Centrality". L'idée principale est de mesurer l'importance de chaque tuyau dans le réseau en termes de flux d'eau qu'il transporte, en tenant compte des connectivités topologiques du réseau.

2.8.7 Déploiement optimal des instruments

La littérature présente un large éventail de méthodologies dédiées au déploiement optimal des capteurs de pression dans les réseaux d'eau potable. Des méthodologies basées sur des modèles hydrauliques, la théorie des graphes ou leurs combinaisons. On trouve quelques travaux qui s'appuient sur la théorie de l'information. Tel que Santos-Ruiz et ses collègues (Santos-Ruiz et al., 2022) montrent qu'en évaluant la pertinence et la redondance de l'information avec un algorithme basé sur la théorie de l'information et des simulations sous EPANET, que trois capteurs suffisent pour localiser des fuites de 50 L/s dans le réseau Benchmark "Hanoi", avec une précision de 99,74 % avec des classificateurs k-NN et QDA.

Dans la même veine, Casillas et al. (Casillas et al., 2013) utilisent l'algorithme génétiques et des simulations avec EPANET pour détecter et localiser des fuites de 20 à 80 L/s. L'objectif de l'algorithme génétiques est de minimiser un indice d'erreur topologique. Ils concluent que trois capteurs bien placés représentent une solution optimale, tandis que l'apport d'un quatrième capteur est négligeable sur le même Benchmark. Ces travaux suggèrent qu'un petit nombre de capteurs, judicieusement choisis, peut suffire sur des réseaux modestes tel que le Benchmark "Hanoi".

D'autres recherches adoptent une approche multi-objectif en combinant couverture de détection et sensibilité. Yang et Wang (Yang & Wang, 2023), proposent un cadre pratique qui détermine le nombre minimal des capteurs nécessaires à l'aide des deux métriques, taux de couverture de détection et de la sensibilité totale. Sur le réseau

Benchmark "Net3", avec des fuites de débits de 1 %, 3 % et 6 % du débit nominal, ils montrent qu'un ensemble de 17 capteurs maintient une couverture de détection de 91,35 %.

L'analyse de graphes apporte une perspective complémentaire. Barros et al. (Barros et al., 2025) se basent sur l'analyse de graphes et construisent des réseaux multistrates où les valeurs de PageRank, la centralité et les distances de Dijkstra servent à identifier les meilleurs emplacements pour détecter et localiser des fuites dans de grands réseaux. Ils appliquent cette méthodologie sur le réseau Benchmark "L-Town". Bien que la méthode atteigne 86 % de précision sur des fuites simulées, elle se limite à la détection et ne fournit pas de localisation précise.

L'intégration de l'apprentissage automatique est également explorée. Romero et al. (Romero L. et al., 2022) transforment les séries de pression en images via la transformation "Gramian Angular Field" pour transformer les pressions en images et emploient un réseau de neurones profond avec une stratégie de clustering récursif pour l'apprentissage. Des scénarios de fuites sont simulés avec EPANET pour générer les données d'entraînement. La méthode offre une localisation par zones et non pas par nœud ce que rend difficile la localisation précise des fuites.

Shiddiqi et ces collègues (Shiddiqi et al., 2024), proposent de placer des capteurs à partir de séries temporelles de débit en optimisant une fonction de coût pondérant la fréquence et l'ampleur des fuites via un algorithme génétique. Les auteurs décrivent un schéma en deux temps, optimisation des emplacements par GA, puis intégration de ces emplacements avec une analyse temporelle pour maintenir des positions les plus performantes. Les cas d'étude mentionnés comprennent deux réseaux "Fossiron" et "Campus XYZ" et atteindre une précision de localisation de 91,6 %.

À l'inverse, Le travail de Romero-Ben (Romero-Ben et al., 2022) et ces collègues vise la détection et la localisation sans modèle hydraulique, elle utilise un algorithme génétique associé à un regroupement itératif pour minimiser une distance topologique entre nœuds et capteurs, sans recourir à une matrice de sensibilité hydraulique. Testée sur le réseau "L-Town", la méthode génère des positions et évalue leur

performance via un localisateur de fuites. Les fuites simulées sont constantes sur 24 heures. Ce travail offre une alternative pour sélectionner les emplacements optimaux des capteurs tout en restant entièrement indépendant d'un modèle hydraulique.

Finalement Barros et al. (Barros et al., 2023) proposent, une méthode fondée sur le traitement des signaux sur graphe. Dans le réseau de "Modène", cinq capteurs de pression sont utilisés pour créer des graphes temporels basés sur la corrélation des pressions. Sept scénarios de fuites sont simulés avec la bibliothèque WNTR. Les fuites sont modelées comme une demande additionnelle variable. Chaque heure, un graphe est généré et la centralité de PageRank est calculée ; une fuite est détectée lorsque la valeur maximale s'écarte de l'historique. L'analyse obtient une précision globale de 86 %, mais certaines fuites de courte durée ou de faible débit passent inaperçues. La méthode est rapide et simple à mettre en œuvre, mais elle se limite à la détection et ne fournit pas de localisation.

2.8.8 Sélection de caractéristiques

Lorsqu'on travaille avec des données complexes, comme celles issues d'un réseau de pompage (pressions, débits, niveaux, températures, états de fonctionnement, etc.) où ces données sont issues à partir des dizaines voire des centaines des points de mesures, la sélection des caractéristiques devient une étape incontournable. En apprentissage machine, toutes les variables ne sont pas vraiment importantes, certaines apportent des informations utiles pour la prédiction, d'autres sont redondantes ou corrélées entre elles. Garder trop de variables, ralentie les calculs et réduire les performances des modèles par le surapprentissage ou le sous-apprentissage.

Dans la littérature on trouve plusieurs techniques de sélection des caractéristiques importantes on peut les diviser sur trois catégories principales (Figure 5) sont : les méthodes de filtrage, méthodes par enveloppe et les méthodes intégrées.

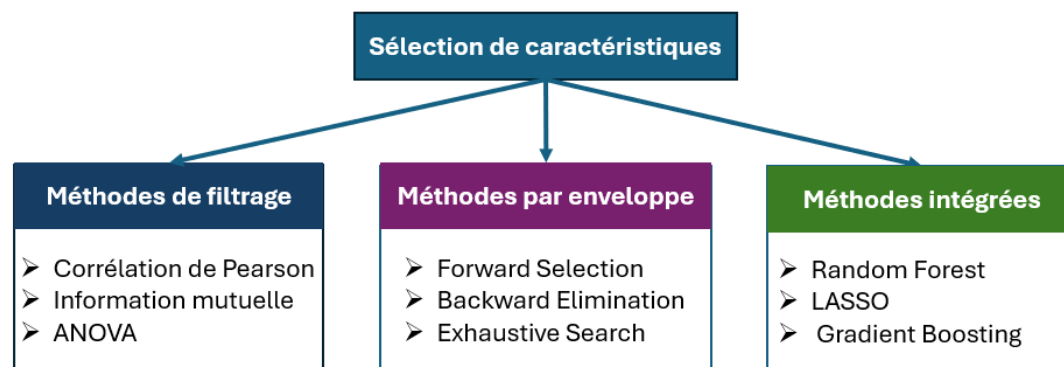


Figure 5 : Techniques de sélection des caractéristiques

Parmi les techniques les plus fréquentes de sélection c'est la Forward Selection ou sélection séquentielle ascendante est une approche intuitive et efficace, surtout lorsqu'on cherche à construire un modèle à partir d'un grand nombre de variables candidates. Elle fonctionne selon un principe simple (Figure 6) :

- Étape 1 : Tester chaque variable individuellement, retenir celle qui améliore le plus la performance selon la précision.
- Étape 2 : Ajouter cette variable au modèle et tester toutes les variables restantes, en ajoutant celle qui améliore le plus la performance.
- Répétition : Continuer jusqu'à ce qu'aucune amélioration significative ne soit obtenue.

Ce qui rend la sélection séquentielle ascendante intéressante, c'est qu'elle permet de construire un sous-ensemble des variables optimisé, en tenant compte des interactions entre les variables. Dans la prédiction pour les systèmes de pompage, elle permettrait de découvrir que certaines pressions/débits dans des sections clés, suffisent à prédire une panne ou une fuite sans avoir besoin de toutes les données.

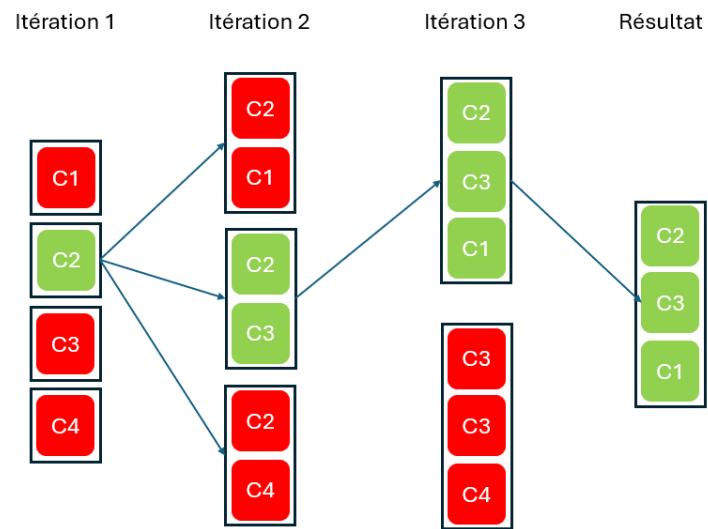


Figure 6 : Principe de sélection séquentielle ascendante

3. PRÉDICTION PAR MODELISATION NUMÉRIQUE

3.1 Introduction

Dans le présent chapitre, une méthodologie d'analyse des défaillances par modélisation numérique est développée et appliquée à une pompe submersible à trois étages de type Tsurumi Série LH 430WW-61. Cette pompe présente un défaut récurrent localisé au niveau du corps de pompe (Figure 7), se manifestant par l'apparition de fissures étendues (Figure 8). Ce phénomène conduit à une réduction significative de la durée de vie, limitée à quelques mois seulement, ainsi qu'à une dégradation progressive des performances hydrauliques jusqu'à la panne complète. L'approche proposée a permis d'identifier avec précision l'origine de ce défaut et sur cette base, de formuler des recommandations visant à améliorer la fiabilité et la durabilité de la pompe.



Figure 7 : Haut corps de pompe



Figure 8 : Fissures de haut corps de pompe

3.2 Tsurumi Série LH 430WW-61

La pompe submersible Tsurumi LH430WW (Figure 9) représente une évolution notable du modèle LH430W standard à deux étages, grâce à l'ajout d'un troisième étage, permettant ainsi d'améliorer ses performances en termes de pression et de débit. Conçue par Technosub, cette variante répond aux exigences spécifiques d'applications industrielles rigoureuses telles que le pompage d'eau chargée dans les environnements miniers, résistance à la corrosion et bonne longévité. Dotée d'un moteur puissant de 30 kW, cette pompe est capable de gérer efficacement des fluides contenant des particules solides tout en opérant à des profondeurs importantes. Sa résistance aux hautes pressions assure une performance constante même dans les conditions les plus exigeantes. Généralement les corps sont fabriqués en fonte, ses impulseurs en alliages inoxydables. Concernant le refroidissement est assuré par l'écoulement de l'eau au tour de corps de moteur ce qui garantit une bonne dissipation thermique. Cette pompe excelle particulièrement dans le drainage en profondeur des fluides à haute densité, chargés en boue et autres matières solides, répondant ainsi aux besoins spécifiques des opérations minières et industrielles.



Figure 9 : Tsurumi Série LH 430WW-61

Le Tableau 3 présente des quelques détails techniques de la pompe Tsurumi Série LH 430WW-61.

Tableau 3 : Détails techniques de la pompe Tsurumi Série LH 430WW-61

Spécification	Description
Nombre des étages	3
Puissance moteur	40 HP
Vitesse de rotation	3600 RPM
Type des impulseurs	Fermés
Diamètre des impulseurs	188,214 mm
Débit maximum	1325 l/min
Hauteur manométrique maximum	168 m

3.3 Méthodologie

La méthodologie présentée (Figure 10) vise à identifier avec précision les causes des défaillances observées dans la pompe centrifuge submersible multi-étages LH430WW à l'aide de la CFD et du FSI. Cette approche repose sur une combinaison d'étapes rigoureuses, chacune contribuant à l'acquisition de données exploitables pour une meilleure compréhension des mécanismes de défaillance et l'origine du problème.

Le processus débute par la création du modèle CAO, qui fournit une représentation géométrique précise de la pompe à partir des plans 2D fournis par le partenaire industrielle Technosub. Cette étape est suivie par la création du modèle fluide, représentant l'environnement d'écoulement interne. Ensuite, le maillage du modèle est raffiné, garantissant une résolution numérique adéquate pour capter les détails fins des écoulements et des interactions fluide-structure. L'étape suivante consiste à identifier le modèle de turbulence approprié, pour garantir la fidélité des simulations CFD aux phénomènes réels. Ensuite une validation expérimentale en régime permanent est nécessaire afin d'assurer la précision des résultats numériques obtenus.

Ensuite, un couplage unidirectionnel fluide-structure en régime permanent est établi, permettant d'étudier l'impact des forces hydrodynamiques sur les structures mécaniques de la pompe. Une fois cette interaction simulée, un premier post-traitement des résultats est effectué pour analyser les contraintes structurelles et vérifier si les amplitudes de ces contraintes causent la défaillance. Si le problème n'est pas clairement identifié à ce stade, une simulation CFD en régime transitoire est lancée pour explorer les phénomènes dynamiques liés aux conditions d'exploitation réelles. Cette phase dynamique permet de reproduire les variations temporelles de pression, de débit et de contraintes mécaniques. À nouveau, un couplage fluide-structure unidirectionnel est effectué, suivi d'un post-traitement approfondi des résultats. Dans le cas où les causes du problème restent floues, une investigation en fatigue et durée de vie est nécessaire. Cette étape permet d'étudier la réponse mécanique du matériau sous des contraintes cycliques.

Chaque phase du processus est suivie d'une prise de décision, représentée par des nœuds de validation où l'identification du problème est évaluée. Si le problème est identifié à l'une des étapes, le processus s'arrête et les conclusions peuvent être tirées. Dans le cas contraire, le cycle se poursuit jusqu'à ce qu'une réponse satisfaisante soit obtenue.

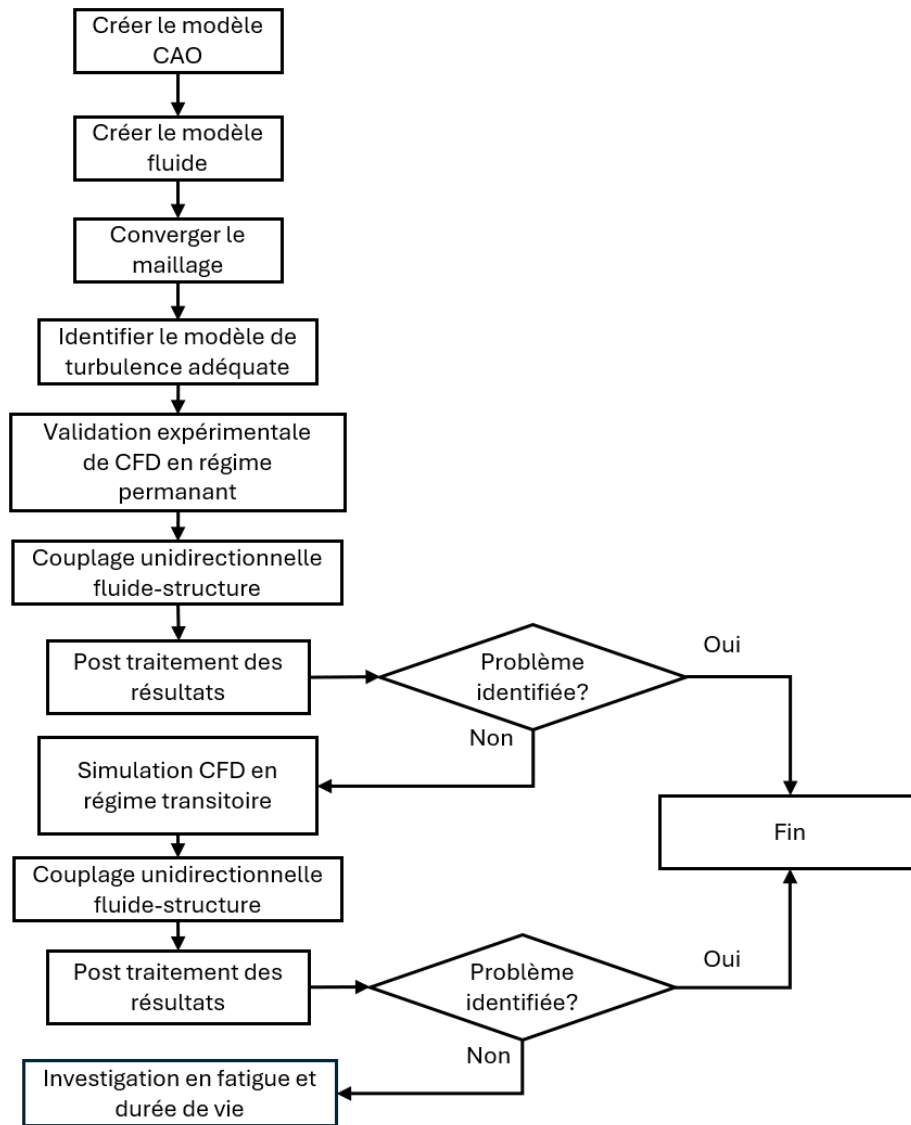


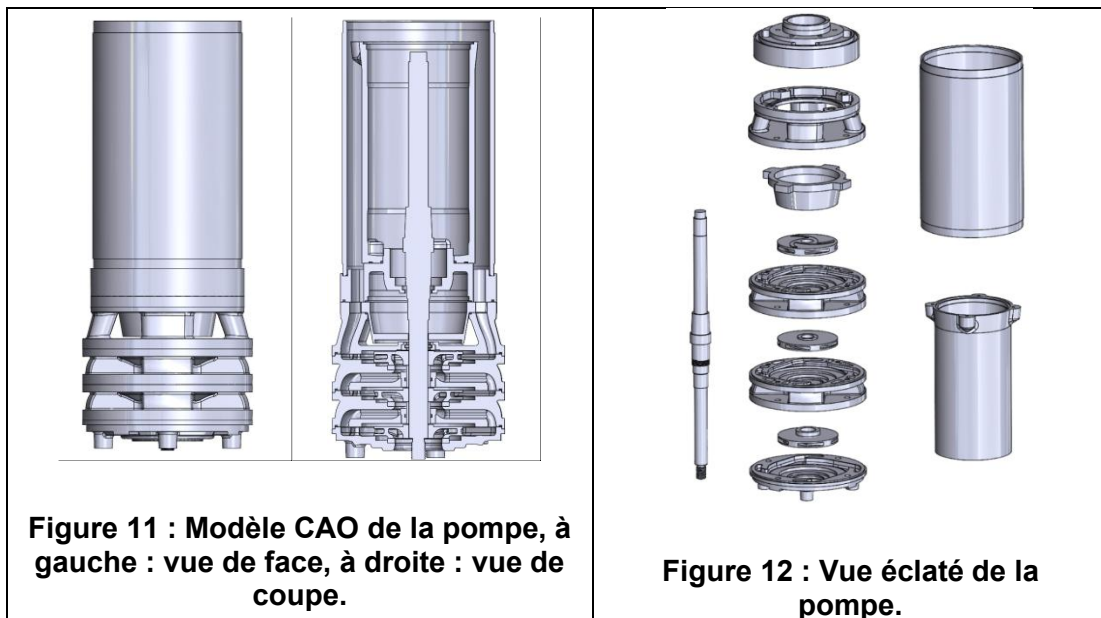
Figure 10 : La méthodologie développée

3.3.1 Modélisation

a. Création de modèle CAO

Le modèle CAO a été créé à partir des plans 2D fournis par le partenaire industriel, représentant les différentes composantes de la pompe Tsurumi LH430WW-61. Pour cette conception, on a utilisé le logiciel SolidWorks, en portant une attention

particulière aux fins détails géométriques et structuraux afin de reproduire fidèlement la réalité des composants. L'objectif était de concevoir un modèle précis et robuste, constituant une base fiable pour les analyses ultérieures. Bien que l'étude se concentre principalement sur l'identification des causes de rupture du haut corps de pompe, une modélisation 3D détaillée de toute la pompe reste une étape élémentaire. En effet, sans une conception rigoureuse et minutieuse du modèle géométrique, il est impossible d'obtenir un modèle fluide précis. Par conséquent, toute analyse visant à atteindre les objectifs fixés serait compromise. Ainsi, le soin apporté à la modélisation 3D initiale garantit non seulement une meilleure faisabilité des simulations numériques, mais aussi une interprétation plus fiable des résultats obtenus lors des différentes étapes d'analyse structurelles qui suivent.



b. Création de domaine fluide

Pour construire le modèle fluide qui représente l'inverse de modèle géométrique, on a procédé à des ajustements afin de remplir les vides où l'eau pourrait se déplacer à l'intérieur des cavités de la pompe. Pour simplifier le modèle et réduire sa complexité ainsi que son volume global, on a décidé de modifier la conception fluide des

impulseurs des étages 1 et 2 en adoptant une approche périodique. Plutôt que d'utiliser un modèle complet comprenant cinq aubes, une seule aube est modélisée et définie comme un modèle périodique, se répétant cinq fois avec une périodicité de 72° soit $360^\circ/5$. Cette méthode présente plusieurs avantages, notamment une réduction significative du temps de calcul et des ressources nécessaires, une capacité accrue à affiner et optimiser le maillage plus facilement et rapidement, et enfin une amélioration du processus de convergence numérique grâce à une meilleure raffinement au niveau des zones des aubes. Cette périodicité n'est appliquée qu'aux deux premiers étages et non au troisième, pour la simple raison que, dans l'analyse FSI réalisée par la suite, il est nécessaire de disposer de toutes les facettes complètes afin de projeter correctement les pressions hydrauliques sur le modèle mécanique. En d'autres termes, pour garantir une projection fidèle et précise des charges, le troisième étage doit être modélisé dans son intégralité et non sous forme périodique.

Dans les simulations CFD, on allonge légèrement les sections d'entrée et de sortie afin de permettre à l'écoulement de se développer pleinement avant et après la zone d'intérêt, évitant ainsi des profils de vitesse non physiques et des gradients de pression artificiels. Cette extension contribue aussi à stabiliser les conditions de turbulence et à améliorer la convergence numérique. Enfin, un conduit de sortie prolongé limite les risques de recirculation ou de flux inverse à la frontière de sortie (Madhavan & Kemmerling, 2018; Xiang et al., 2023).

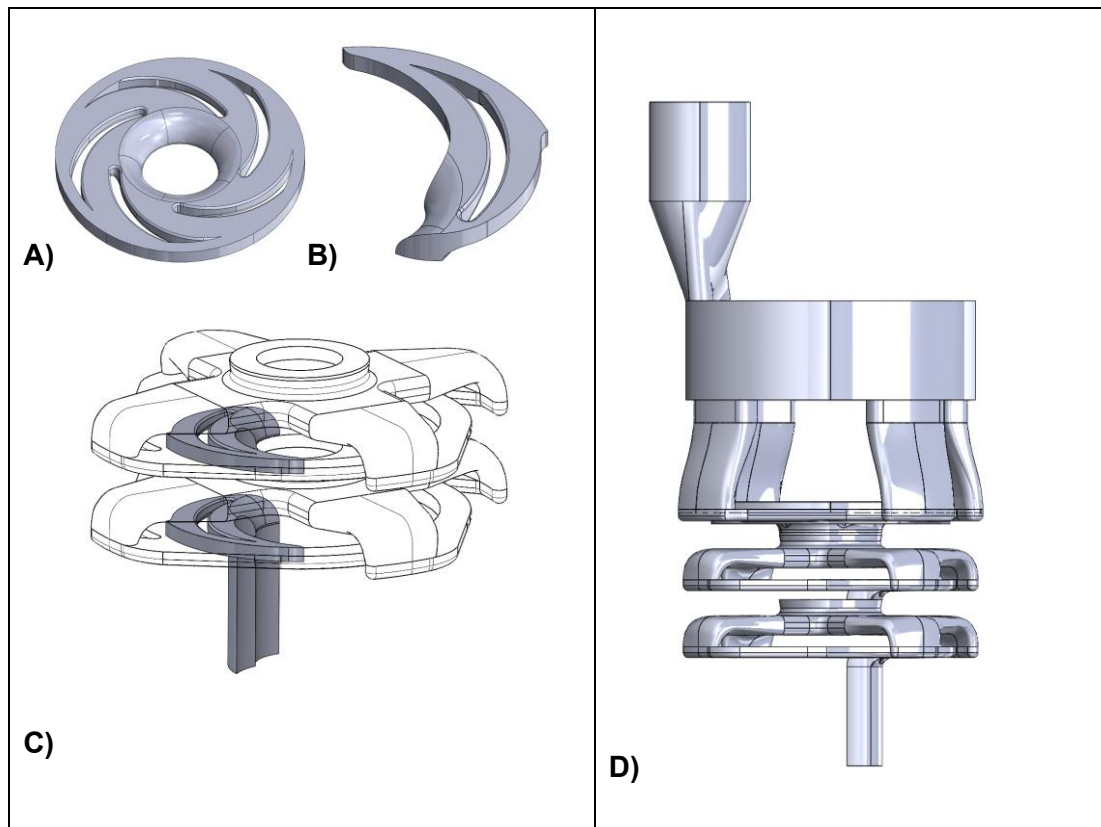


Figure 13 : Domaines fluides de la pompe : A) domaine de l'impulseur, B) domaine périodique de l'impulseurs, C) domaine des deux premiers étages avec les impulseurs périodiques, D) Domaine fluide totale de la pompe.

c. Conditions initiales et conditions aux limites

Pour les simulations, on a opté pour un fluide de type eau régulière à une température de 20 °C, avec une densité de 997 kg/m³, prédéfinie dans la bibliothèque du module ANSYS CFX. La vitesse de rotation a été fixée à 3475 tours/min afin de reproduire les conditions réelles de fonctionnement en tenant compte de l'effet de glissement de moteurs asynchrone, en plus, expérimentalement la vitesse de rotation de la pompe en banc d'essai est mesurée à 3475 tour/min. Concernant le modèle d'interface, le choix s'est porté sur le Frozen Rotor, qui offre un compromis optimal entre légèreté du modèle et précision des résultats, surpassant ainsi le modèle Mixed Plane en termes d'efficacité et de fidélité aux phénomènes physiques simulés.

Pour les conditions aux limites, l'entrée a été définie avec une pression relative constante de 0 atmosphère par rapport à la pression ambiante, garantissant ainsi une référence stable pour les calculs. En sortie, un débit massique variable a été appliqué afin de permettre la reproduction fidèle de la courbe de performance de la pompe. La hauteur manométrique H est calculée à l'aide de l'équation (34), ainsi que les courbes de puissance hydraulique et le rendement global de la pompe. Cette configuration assure une simulation robuste, capable de capturer avec précision les caractéristiques fluides du système étudié.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad 34$$

Avec ΔP est la différence de pression entre l'entrée et la sortie, ρ est la masse volumique et g représente l'accélération gravitationnelle.

Le Tableau 4 résume les paramètres de simulation en régime permanent et transitoire.

Tableau 4 : Configuration de la modélisation en régimes permanent et transitoire

Paramètre	Spécificité
Régimes	Permanent et transitoire
Modèle de turbulence	SST
Modèle d'interface	Frozen rotor
Entrée	Pression atmosphérique relative (0 atmosphère)
Sortie	Débit variable (3 – 16 kg/s)
Vitesse de rotation	3475 tour/min
Parois	Condition de non-glissement
Impulseurs 1 et 2	Rotation périodique
Advection Scheme : Convergence de maillage et ajustement du modèle.	Upwind first ordre
Advection Scheme : Résultats finales	High resolution 2 ^o ordre
Type de résidu et valeur de tolérance	RMS, 10^{-5}
Temps de simulation transitoire	0,034532374 s (2 tours)
Pas de temps	0,000239808 s (5 degrés)
Temps initial	40 s (Pour éviter la phase de démarrage de la pompe)
Temps de fin de simulation	40,03453237 s
Nombre des pas	144 pas (2 tours)
Pas sauvegardés	72 pas (1 tour)

3.3.2 Maillage du modèle fluide

a. Maillage

Malgré la taille imposante de la pompe, le nombre de composants mobiles et stationnaires, ainsi que leurs détails complexes qui influencent directement les résultats, un soin particulier a été apporté au processus de maillage afin de capturer avec précision les fins détails fluides présents dans le modèle. Le maillage est constitué d'éléments tétraédriques, reconnus pour leur capacité à représenter

fidèlement des géométries complexes (Tadepalli et al., 2011), même dans les zones présentant des courbures compliquées ou des surfaces irrégulières (Figure 14).



Figure 14 : Maillage globale de la pompe.

Un maillage adapté de taille maximale d'éléments de 4 mm a été définie afin d'adapter le maillage aux spécificités géométriques du système avec un taux de croissance de 1.1, afin d'évité la variation excessive de taille des éléments connectés et améliore par la suite la convergence des résultats (Sigfried Haering, 2021). Cette approche garantit une représentation plus précise des détails critiques du modèle. De plus, un raffinement ciblé a été appliqué à plusieurs régions stratégiques, notamment sur les aubes des impulseurs, les surfaces de contact, ainsi qu'aux zones d'entrée (Figure 15) et de sortie du domaine de calcul.



Figure 15 : Détails de maillage du premier étage, incluant l'entrée.

Pour améliorer encore la résolution près des parois et mieux capturer les phénomènes de couche limite, cinq couches d'inflation ont été ajoutées dans les mêmes zones critiques avec un épaisseur initial de 0.5mm et de taux de croissance de 1.2. Cette technique permet d'obtenir des résultats plus précis à proximité des surfaces solides, où les gradients de vitesse et de pression sont souvent très élevés (Julian Marcon, 2019). Finalement, cette stratégie de maillage optimisé assure une meilleure convergence des calculs et une interprétation plus fiable des phénomènes fluides au sein de la pompe.

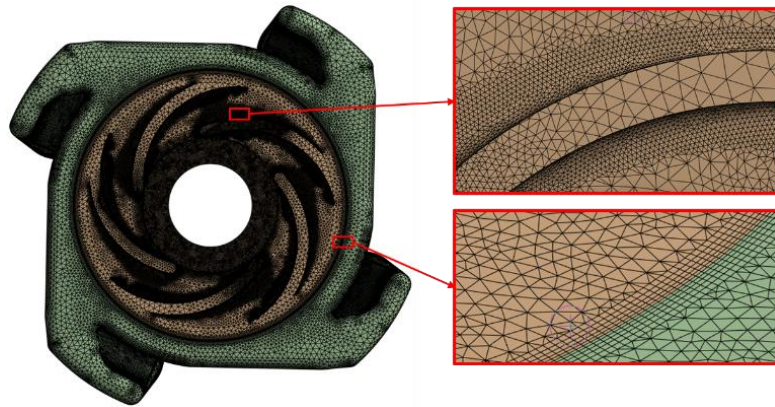


Figure 16 : Détails de maillage du troisième étage, au niveau des aubes et des contacts.

b. Convergence de maillage

Une analyse de convergence du maillage est une étape essentielle pour garantir que le modèle est indépendant de la taille de la grille de calcul (Roache et al., 1986). Cette analyse permet de s'assurer que les résultats obtenus ne dépendent plus du raffinement du maillage, mais uniquement des paramètres du modèle. Conformément aux recommandations de la littérature, il est généralement conseillé de tester au minimum trois tailles de maillage suffisamment éloignées les uns des autres pour observer la stabilisation des résultats. Dans notre étude, ce conseil a été respecté avec des tests réalisés sur cinq tailles de maillage différentes.

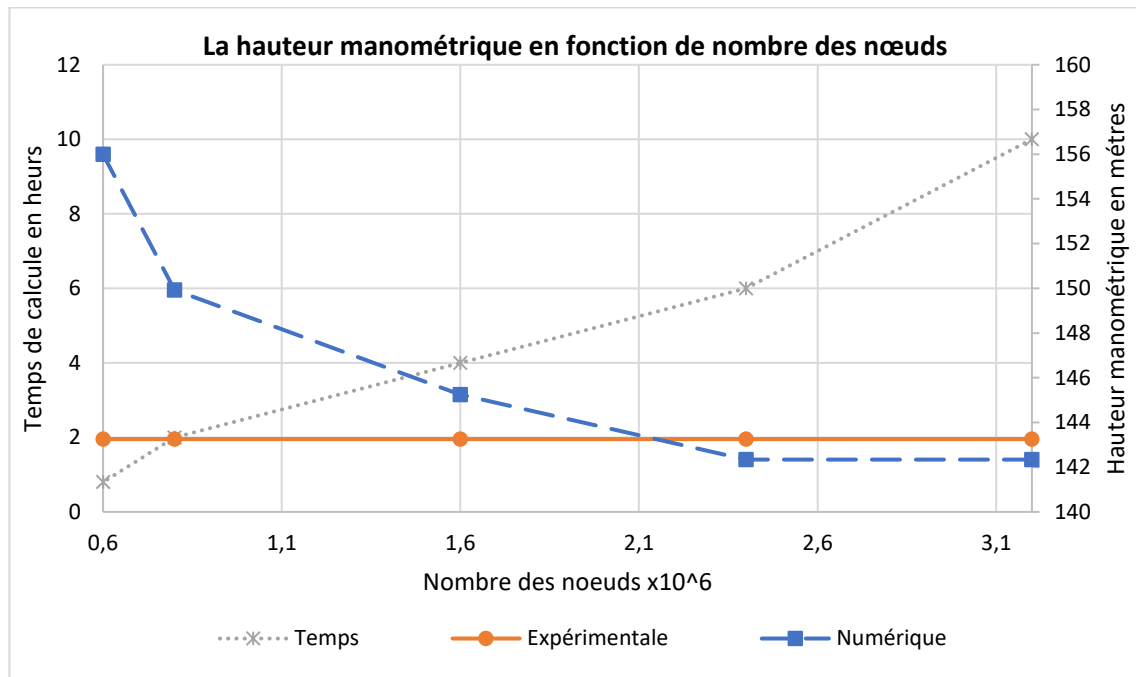


Figure 17 : La hauteur manométrique en fonction de nombre des nœuds

Le modèle optimisé avec un raffinement adapté, a conduit à une configuration finale comportant environ 2,4 millions de nœuds. Ce niveau de détail assure une convergence stable, une représentation précise des écoulements, et des résultats numériques fiables, tout en maintenant un équilibre acceptable entre la précision et le temps de calcul, qui est environ 2 heures pour le cas de 2.4 millions de nœuds. Les simulations sont faites à l'aide de la machine suivante (Tableau 5).

Tableau 5 : Matériel utilisé

Matériel	Détails
Processeur	Intel® Xeon® w7-2495X 2.50 GHz 24 Cœurs
Mémoire vive	128 Go DDR5, 5600MHz
Disque dur	M.2 SSD 6000 MB/s

Le maillage final est composé d'environ 10 millions d'éléments, soit 8.5 millions éléments de type Tet4, 1.5 millions éléments de type wedge6 et 0.04 millions élément de type Pyramid5 (Figure 18).

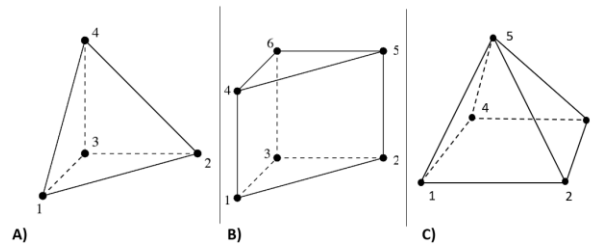


Figure 18 : Types des éléments utilisées, A) Tet4, B) Wedge6, C) Pyramid5.

3.3.3 Identification du modèle de turbulence adéquat

Le choix du modèle de turbulence adéquat est une étape importante afin de retenir un modèle assez fiable. Dans le chapitre de revue de littérature, (section 2.7.2) on a souligné la tendance des travaux de recherche vers l'utilisation du modèle SST accompagner d'une explication de la partie théorique. D'après la littérature, Le modèle SST est privilégié pour simuler les écoulements internes, notamment grâce à sa capacité à représenter efficacement les effets proches des parois. Sa formulation combine les atouts du $k-\omega$ qui présente une excellente résolution de la couche limite est donc un modèle indispensable pour capter la séparation d'écoulement et les forts gradients de pression et du $k-\epsilon$ qui présente une robustesse en zone de libre écoulement (Bai et al., 2023; Chen et al., 2024).

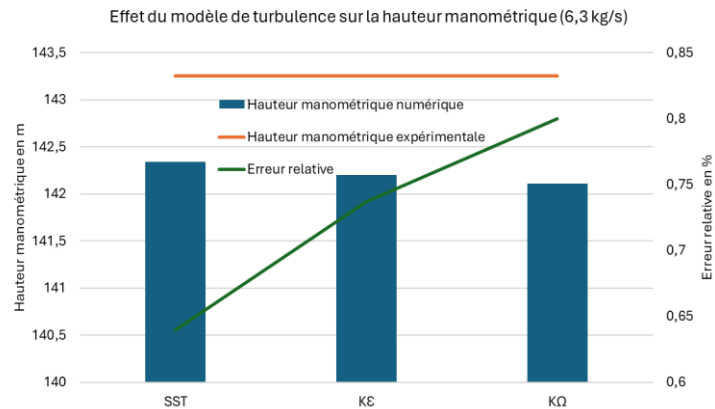


Figure 19 : Effet du modèle de turbulence sur la hauteur manométrique

Finalement, comme été prévu, en termes d'influence sur les résultats de performance (débit-pression) le choix de modèle n'a été pas significatif pour l'extraction des conclusions, où, l'erreur relative entre l'expérimentale et le numérique, est entre 0.65% et 0.78%.

3.3.4 Validation de modèle fluide

Pour valider notre modèle numérique, on a utilisé 3 courbes de performances expérimentales, testés sur un banc d'essai chez Technosub. Par la lecture de ces courbes expérimentaux, on a remarqué qu'il y a une même tendance entre la courbe 1 et 2 mais, ce n'est pas le cas pour le courbe numéro 3 (Figure 20). Ce dernier courbe représente un profile aberrant par rapport aux performances réguliers de la pompe. Par la discussion avec l'équipe Technosub, ils ont constaté que ça peut être due aux fautes au niveau d'assemblage de la pompe ou l'étanchéité et donc ce que cause la perte de puissance hydraulique. Par la suite on a décidé de continuer la validation en utilisant les deux premières courbes seulement. Plus précisément on a décidé de travailler avec leur moyenne.

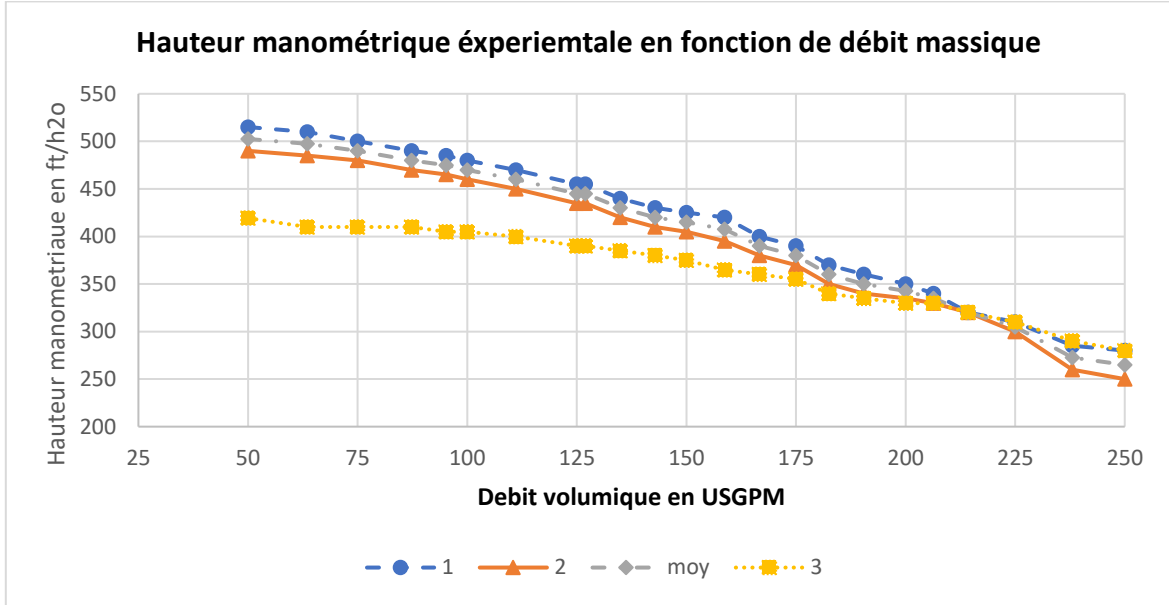


Figure 20 : Hauteur manométrique expérimentale en fonction de débit massique

Afin d'évaluer de façon quantitative notre modèle, on a choisi plusieurs métriques d'évaluation. Les indicateurs choisis sont les suivantes : Erreur absolue moyenne (MAE), Erreur quadratique moyenne (RMS), Erreur relative moyenne (MRE), critère de Spearman et critère de Kendall. Les équations des métriques sont 35, 36, 37, 38 et 39 respectivement.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad 35$$

$$MRE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \quad 36$$

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \hat{y}_i| \quad 37$$

Avec y_i et $\hat{y}_i$ sont les valeurs expérimentales et numériques respectivement et n le nombre des paires.

$$\rho = 1 - \frac{6 \sum d_i^2}{n(n^2 - 1)} \quad 38$$

Avec d_i est la différence entre les rangs des paires de valeurs (points des courbes à tester).

- $\rho = 1$: Corrélation parfaite positive.
- $\rho = -1$: Corrélation parfaite Négative
- $\rho = 0$: Aucune Corrélation

$$\tau = \frac{(C - D)}{\frac{1}{2}n(n - 1)} \quad 39$$

Avec C est le nombre des paires concordantes (les deux valeurs augmentes ou diminuent ensemble) et D le nombre des paires discordantes.

- $\tau = 1$: Concordance parfaite.
- $\tau = -1$: Discordance parfaite.
- $\tau = 0$: Aucune association.

Le choix de ces indicateurs est fait pour une quantification non subjective, tel que le MAE est utilisé afin de quantifier l'erreur moyenne, en considérant uniquement la magnitude des écarts, ce qui fournit une mesure directe et interprétable en unités réelles, sans amplifier l'influence des grandes erreurs. Le RMS mettant davantage en évidence les grandes erreurs grâce au carré, ce qui en fait un indicateur particulièrement pertinent lorsque l'on souhaite pénaliser les écarts importants. Le MRE permet de rapporter l'erreur moyenne de prédiction par rapport aux valeurs réelles, exprimée sous forme relative, autrement dit, à quel point les prédictions du modèle s'écartent en pourcentage de la valeur réelle. Le Coefficient de Spearman et Coefficient de Kendall, sont deux mesures non paramétriques de corrélation qui

évaluent la force et la direction d'une relation entre deux variables, sans supposer de relation linéaire, largement employés dans la littérature afin de valider les courbes de performances des pompes centrifuges. Ces indicateurs complémentaires permettent d'obtenir une vision globale et nuancée de la performance du modèle numérique.

3.3.5 Couplage Fluide-Structure en régimes permanent et transitoire

Le couplage fluide-structure est une approche analytique permettant d'étudier l'interaction entre un fluide et un solide. Il vise à comprendre l'influence des pressions exercées par le fluide sur un matériau, généralement un solide, ainsi que les effets mécaniques qui en résultent, tels que les déplacements, les déformations et les contraintes. Ce couplage établit le lien essentiel entre l'analyse des charges fluides et leurs répercussions mécaniques sur une structure, permettant ainsi d'évaluer précisément les conséquences des pressions hydrauliques sur l'intégrité et le comportement du matériau.

Afin d'assurer un couplage avec précision une étape de définition des facettes de transfère des chargements est primordiale. La Figure 21 montre la correspondance des facettes, du modèle fluide et du modèle structurel. On remarque clairement dans la même figure que les deux modèles sont complémentaires où le volume de modèle fluide représente l'élément de remplissage du modèle d'élément fini, cette complémentarité parfaite est primordiale afin d'assurer le mappage exact des chargements hydraulique.

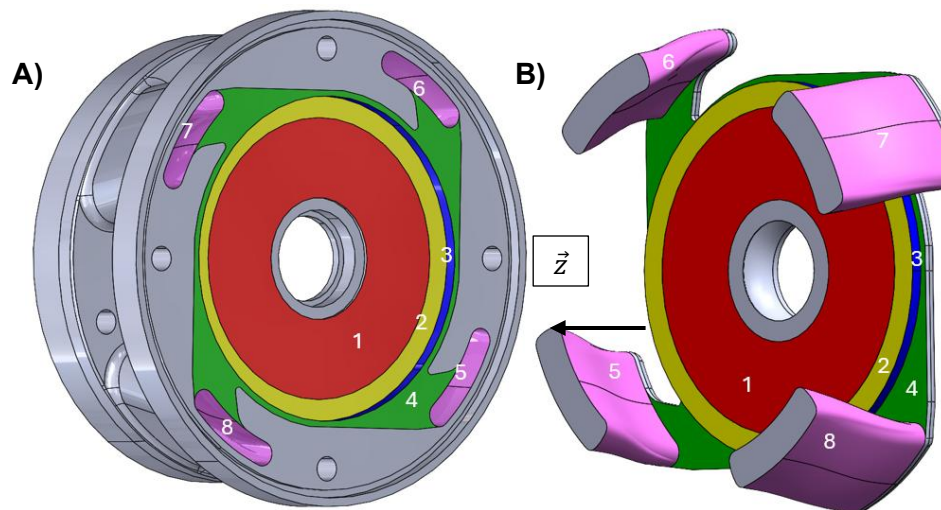


Figure 21 : Facettes de transfert de chargement de haut corps de pompe. A) modèle structural. B) modèle fluide.

Afin d'alléger le modèle structural, seule un quart de la géométrie a été conservé, car celui-ci présente une symétrie selon l'axe Z (voir Figure 21).

Concernant les conditions aux limites, les efforts engendrés par le serrage des boulons ont été pris en compte. Les boulons ont été modélisés à l'aide d'éléments poutres 1D déformables, afin de réduire la complexité du modèle tout en conservant un bon niveau de réalisme. Cette approche permet d'éviter l'utilisation d'éléments rigides, ou encore de ne considérer que la pression de contact, ce qui aurait diminué la fidélité du comportement mécanique global (voir Figure 23).

La Figure 22 Présente les magnitudes des pressions importées à partir du modèle fluide et mappées sur le modèle structural.

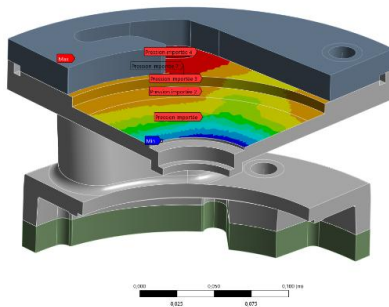


Figure 22 : Pressions hydrauliques mappées

Deux pièces supplémentaires ont été ajoutées aux deux extrémités, supérieure (En Blue Figure 23) et inférieure (En Vert Figure 23) de la zone d'étude, de manière à reproduire avec un haut degré de réalisme les appuis et les contacts présents dans l'assemblage réel (voir Figure 23).

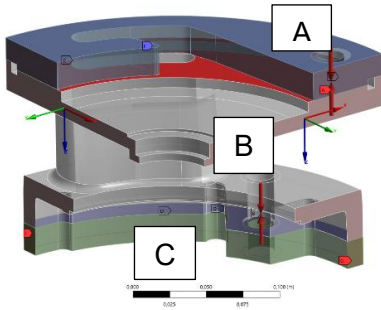


Figure 23 : Conditions aux limites de modèle structural. A) Contact supérieur, B) Pièce concernée, C) Contact inférieur.

Concernant les couples de serrage simulés, ils sont fournis par le partenaire industriel directement (Voir Annexe A). Dix différents couples de serrage sont employés en fonction des boulons utilisés au moment de l'assemblage.

À travers des recherches on est arrivé à une conclusion que les couples employés sont les même fournis par le fournisseur Fastenal (Voir Annexe B). À l'aide de l'équation 40 on a déterminé les tensions générées par chaque couple de serrage possible.

$$T = K \cdot D \cdot F \quad 40$$

Avec K une constante qui dépend des conditions de serrage, exemple, 0.15 pour un serrage lubrifié. D est le diamètre nominal de boulon, T est le couple de serrage et F est la force de compression créée par l'opération de serrage.

3.3.6 Maillage du modèle éléments finis

Pareillement au modèle CFD, le modèle structurel a été traité soigneusement afin d'avoir un maillage raffiné qui garantit des résultats fiables, une évaluation à 8 différents tailles de maillage est faite (Voir Figure 24), à l'aide d'un outil préexistant dans Ansys mécanique. Cet outil permet de chercher automatiquement le maillage le plus adéquate et raffiner dans les zones de concentration de contrainte afin de réduire la variation dans les résultats en fonction de nombre des nœuds.

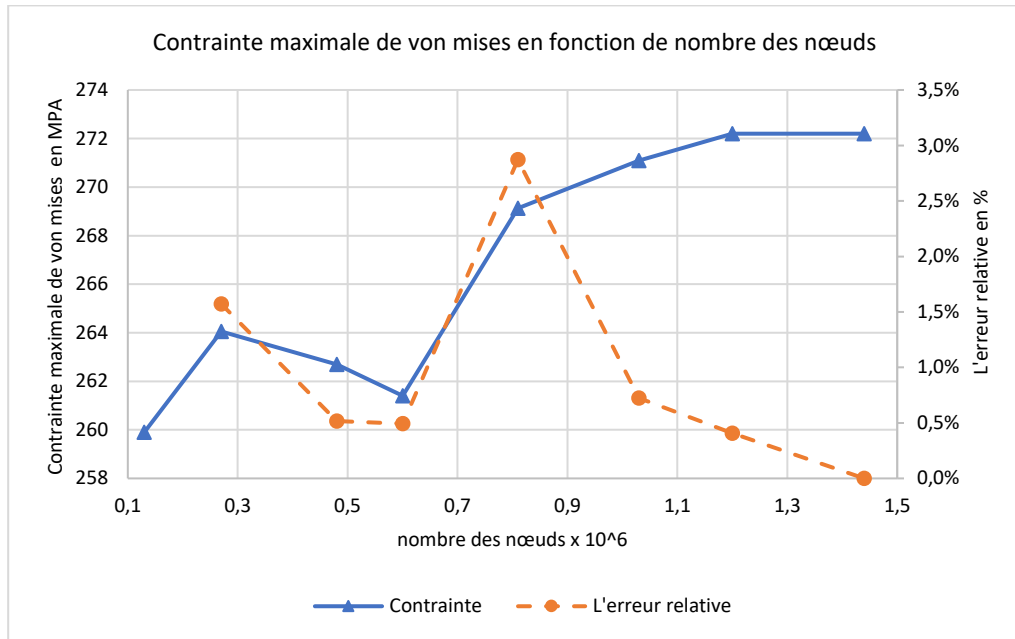


Figure 24 : contrainte maximale de von mises en fonction de nombre des nœuds

Le maillage final est composé de 1.2 million de nœuds tétraédriques, raffiné dans les endroits de concentration de contraintes et grossière ailleurs (Voir Figure 25).

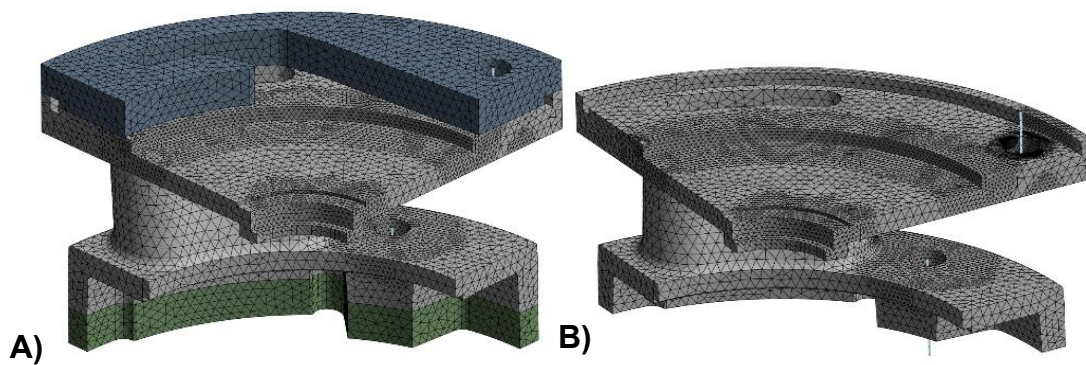


Figure 25 : Maillage du modèle structurel. A) avec les pièces de contact, B) sans les pièces de contact

3.4 Résultats

3.4.1 Modèle fluide en régime permanent

À la suite de l'exécution des simulations numériques, une phase de post-traitement s'avère indispensable afin d'interpréter et d'analyser les résultats obtenus. La Figure 26 illustre la distribution spatiale de la pression à l'intérieur de la pompe. On y observe un comportement hydraulique cohérent avec la théorie : la pression augmente progressivement en aval, suivant le sens de l'écoulement, traduisant la conversion de l'énergie cinétique en énergie hydraulique caractéristique du fonctionnement d'une pompe centrifuge.

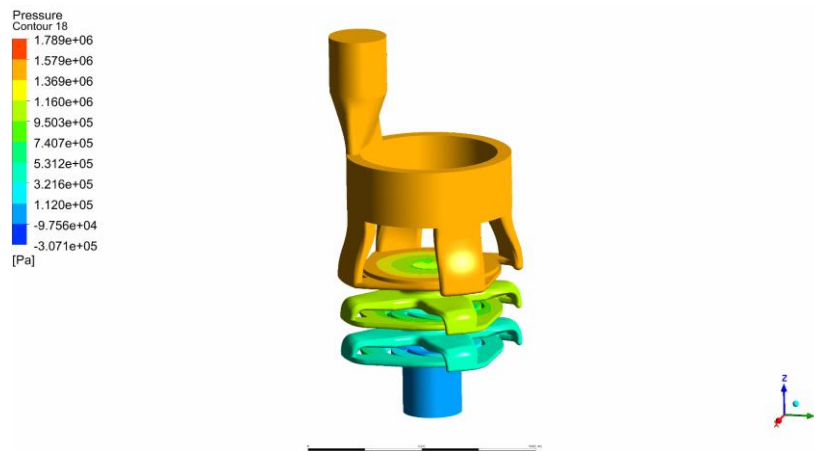


Figure 26 : Distribution de pression à l'intérieur de la pompe en régime permanent à 4 kg/s.

Concernant la validation du modèle fluide, la Figure 27 illustre la comparaison entre la courbe expérimentale moyenne (Voir Figure 20) et la courbe de performance issue de la simulation numérique. Visuellement, on constate une bonne corrélation entre les deux, mais cette observation qualitative ne suffit pas à garantir la fiabilité des résultats. Pour évaluer plus rigoureusement la précision du modèle, deux comparaisons ont été effectuées :

- Entre la courbe numérique et la moyenne des courbes expérimentales.

- Entre les deux courbes expérimentales retenues précédemment (Voir Figure 20).

Les indicateurs de performance montrent des résultats satisfaisants, traduisant une bonne capacité du modèle numérique à prédire la courbe de performance de la pompe. Les valeurs obtenues sont de 5,9 m, 6,2 m et 5,1 % pour le MAE, le RMS et le MRE, respectivement.

En comparant les cas expérimental–expérimental et expérimental–numérique, on constate que les écarts restent faibles, avec des différences de 1,2 m, 2,1 m et 0,9 % pour le MAE, RMS et MRE (Voir Tableau 6).

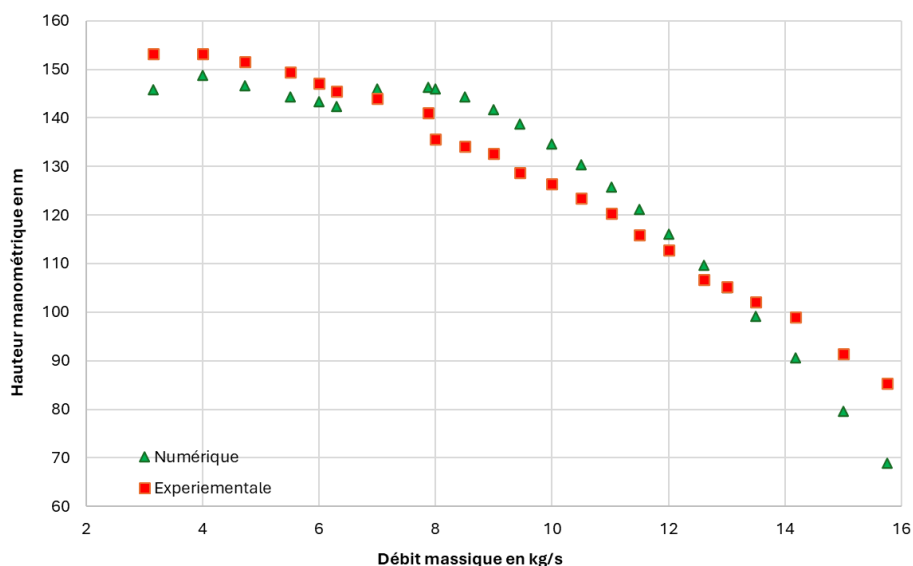


Figure 27 : Hauteur Manométrique en fonction de débit massique.

Concernant la corrélation, les coefficients obtenus sont de 0,94 pour Spearman et 0,86 pour Kendall. En comparaison avec l'évaluation « Expérimental 1 – Expérimental 2 », les écarts restent modestes : 0,06 pour Spearman et 0,14 pour Kendall (Voir Tableau 6), confirmant ainsi la fiabilité et la pertinence du modèle numérique.

Tableau 6 : Évaluation du modèle numérique.

Test	Expérimentale (Moyenne) VS numérique	Expérimentale 1 VS Expérimentale 2	Différence
MAE	7.1 mètres	5.9 mètres	1.2 mètres
RMS	8.3 mètres	6.2 mètres	2.1 mètres
MRE	6%	5.1%	0.9%
Spearman	0.94	1	0.06
Kendall	0.86	1	0.14

Parmi les résultats issus de la modélisation hydraulique de la pompe Tsurumi Série LH 430WW-61, on trouve les courbes de performance de chaque étage. D'après la Figure 28, on observe que pour des débits faibles à moyens, les trois étages contribuent de manière presque équivalente à la génération de la hauteur manométrique totale. En revanche, lorsque le débit devient élevé, la contribution du deuxième étage diminue progressivement et de façon notable, tandis que les premier et troisième étage continuent à fournir des performances comparables. Des analyses hydrauliques approfondies restent nécessaires afin d'identifier la cause de ce comportement.

Par ailleurs, la Figure 28 met également en évidence que l'ajout d'un troisième étage par Technosub a permis d'améliorer significativement les performances globales de la pompe par rapport à la version à deux étages.

Note :

- Faibles débits : ≤ 8 kg/s
- $8 \text{ kg/s} < \text{Moyens débits} \leq 12 \text{ kg/s}$
- $12 \text{ kg/s} < \text{Grands débits}$

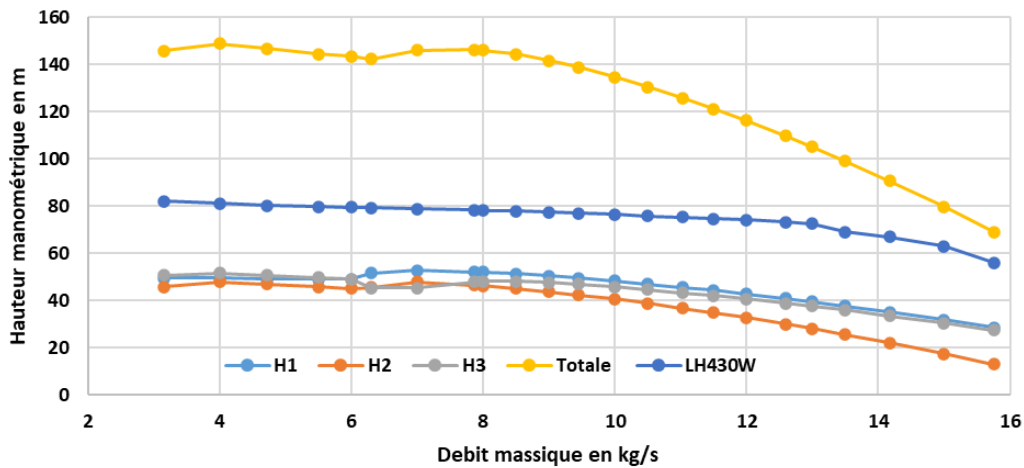


Figure 28 : Hauteur manométrique créée par chaque étage en fonction de débit massique

En complément, la modélisation a permis d'obtenir les courbes du couple résistif, de la puissance hydraulique et du rendement de la pompe. On observe que le couple résistif augmente avec le débit du fluide, suivant un profil strictement croissant jusqu'à atteindre les débits élevés, où la pente diminue progressivement avant de s'inverser. Quant à la puissance hydraulique et au rendement, ils présentent tous deux des courbes concaves atteignant leur maximum à un débit d'environ 12 kg/s. Ce point correspond au point de fonctionnement optimal, associé à la meilleure efficacité énergétique de la pompe (Voir la Figure 29).

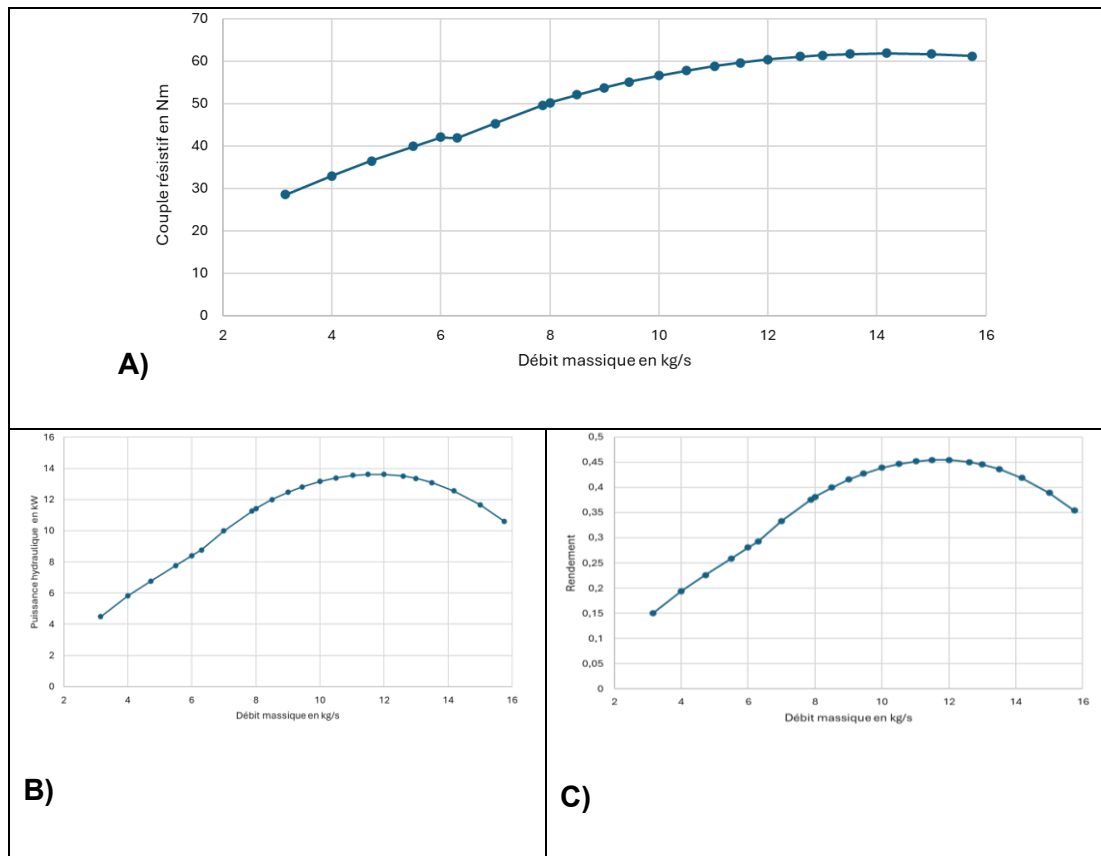


Figure 29 : Résultats pertinentes de la modélisation en fonction du débit massique : A) Couple résistantif, B) Puissance hydraulique, C) Rendement.

3.4.2 2Couplage fluide-structure en régime permanent

Les magnitudes des pressions se varient largement selon les conditions de fonctionnement de la pompe, dans notre cas, le facteur de variation est le débit d'eau, plus le débit est faible, plus d'hauteur manométrique et donc plus de pression selon les courbes de performances apparentes dans la Figure 20.

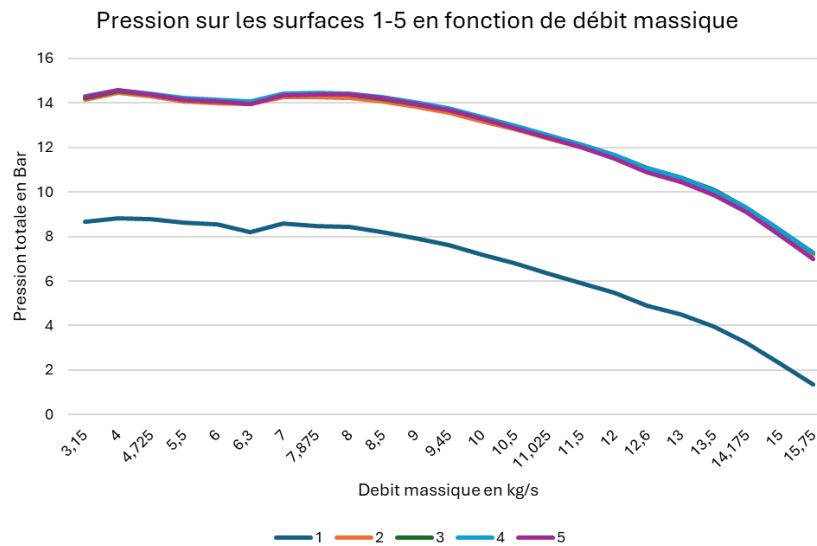


Figure 30 : Pression maximale sur les surfaces de 1 à 5 en fonction du débit massique d'entrée.

La Figure 30 représente les pressions maximales sur les surfaces de 1 à 5 (Voir Figure 21) en fonction du débit massique d'entrée, on remarque que toutes les pressions gardent toujours des magnitudes similaires, sauf, le surface numéro 1, qui présente des pressions plus faibles par rapport aux autres facettes. Grace au travail de Babayigit et ces collègues (Babayigit et al., 2017), on peut expliquer ce phénomène. Dans le fond, à cause de nature de la surface 1, qui présente une zone quasi fermée entre le haut corps de la pompe et l'arrière de troisième impulseur, où le fluide ne pousse pas contre cette face mais plutôt il pousse vers les toutes les autres facettes (Voir Figure 31).

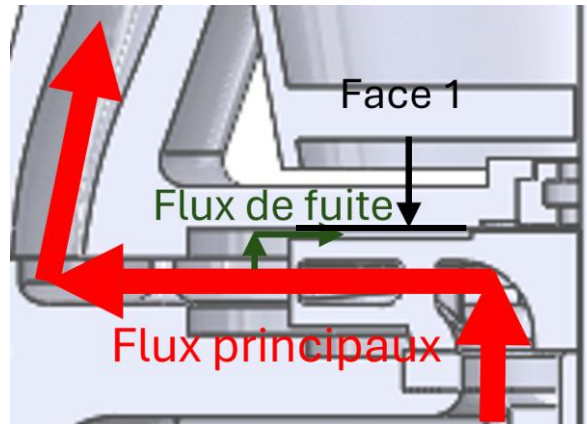


Figure 31 : Directions des écoulements dans le 3ème étage

Dès l'analyse des premiers résultats on remarque une forte corrélation entre les endroits de concentration de contraintes et les endroits de fissuration. Là on peut commencer à supposer que des contraintes élevées probablement qui causent la défaillance de la pompe.

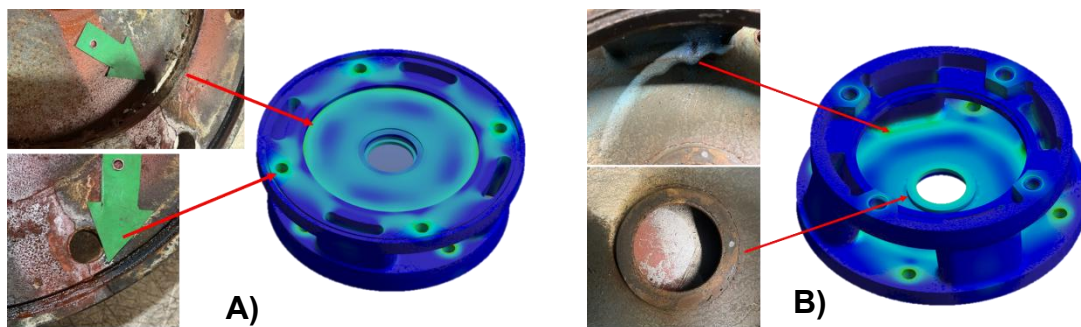


Figure 32 : Corrélations entre les zones de concentration de contrainte et les endroits de fissuration. A) Vue de dessous, B) Vue de dessus.

Pour la suite de l'analyse, dix différentes configurations sont testées sont les suivantes avec les abréviations utilisées :

- Chargement hydraulique à un débit de 4kg/s, sans couple de serrage : Pas de torque

- Boulon M16 grade 5 avec filet grossier, serré à 113 ft-lbs avec lubrifiant et sans chargement hydraulique : Grad5 Gross Lib Sans chargement fluide
- Boulon M16 grade 5 avec filet grossier, serré à 150 ft-lbs sans lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Gross Sec
- Boulon M16 grade 5 avec filet grossier, serré à 113 ft-lbs avec lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Gross Lib
- Boulon M16 grade 5 avec filet fin, serré à 127 ft-lbs avec lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Fin Lib
- Boulon M16 grade 5 avec filet fin, serré à 170 ft-lbs sans lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Fin Sec
- Boulon M16 grade 8 avec filet grossier, serré à 159 ft-lbs avec lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Gross Lib
- Boulon M16 grade 8 avec filet grossier, serré à 212 ft-lbs sans lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Gross Sec
- Boulon M16 grade 8 avec filet fin, serré à 180 ft-lbs avec lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad5 Fin Lib
- Boulon M16 grade 8 avec filet fin, serré à 240 ft-lbs sans lubrifiant avec une chargement hydraulique à un débit de 4kg/s : Grad8 Fin Sec

On remarque une concentration maximale de contrainte de von mises au niveau de passage de boulon (Voir Figure 33), exactement au niveau de contact cylindrique boulon-haut corps de pompe. Ce dernier endroit représente le plus bas coefficient de sécurité. Donc on peut estimer que la défaillance de la pièce commence par cet endroit.

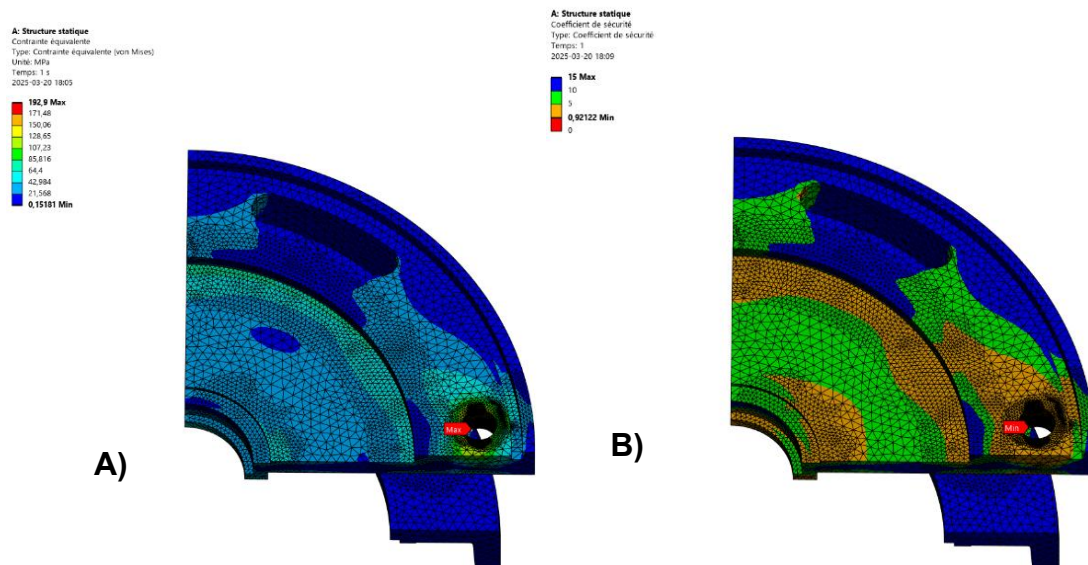


Figure 33 : Résultats pour le cas de Grad5 Fin Sec. A) Contrainte de Von-Mises, B) coefficient de sécurité

Les deux graphiques (Figure 34 et Figure 35) mettent en évidence la relation directe entre le couple de serrage appliqué et la contrainte mécanique subie par la pièce. Sur le premier graphique (Figure 34), on constate que la contrainte maximale de von Mises dépasse la limite plastique pour la majorité des configurations testées. Cela signifie que les couples de serrage de guide sont trop élevés et provoquent une déformation plastique dès le premier fonctionnement de la pompe.

Le deuxième graphique (Figure 35), représentant le coefficient de sécurité, confirme l'observation que, la plupart des cas se situent en dessous du seuil minimal de sécurité. Autrement dit, les conditions de serrage actuelles ne garantissent pas l'intégrité mécanique de la pièce. Seules les configurations sans chargement hydraulique ou sans serrage présentent un facteur de sécurité supérieur à 1. En

conclusion, la combinaison du couple de serrage et des charges hydrauliques conduit à des contraintes critiques susceptibles d'initier la défaillance dès la mise en service.

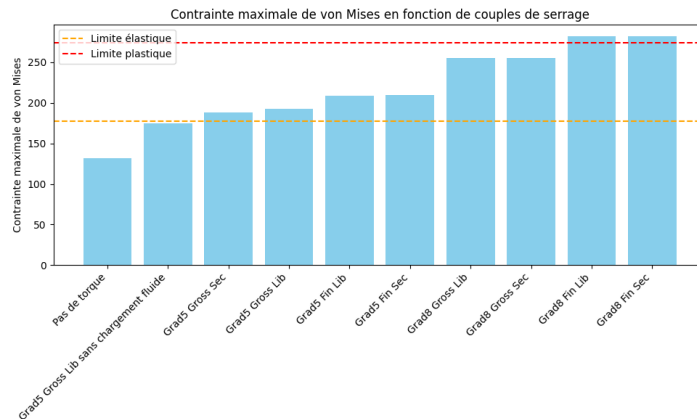


Figure 34 : Contrainte maximale de Von-Mises en fonction de configuration

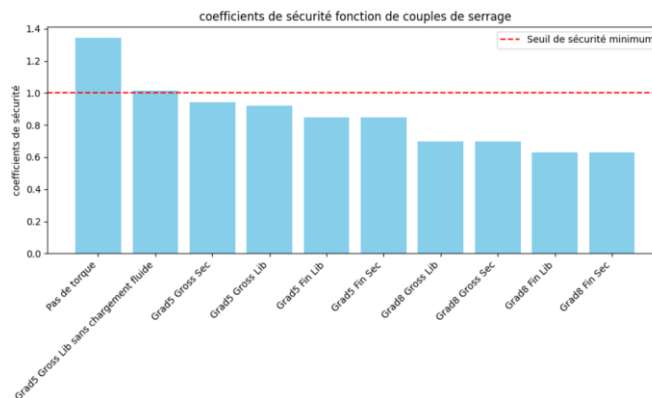


Figure 35 : coefficient de sécurité minimal en fonction de configuration

3.4.3 Modèle fluide en régime transitoire

Concernant la modélisation en régime transitoire, un seul cas a été étudié, correspondant à la condition où la pression à la sortie est la plus élevée, soit pour un débit massique de 4 kg/s. Des détails supplémentaires concernant la configuration du modèle transitoire sont présentés dans la section méthodologie.

Comme première observation on remarque que la pression maximale est similaire au modèle en régime permanent (Voir Figure 26 et Figure 36).

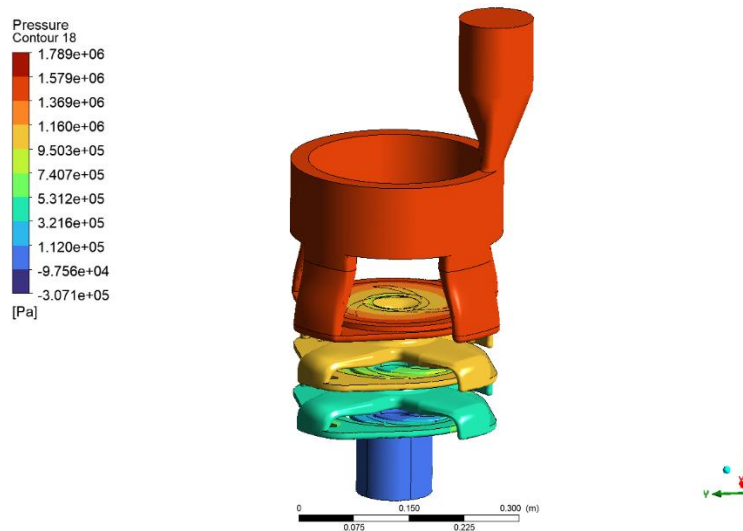


Figure 36 : Distribution de pression à l'intérieur de la pompe en régime transitoire à 4 kg/s.

La similitude observée entre les deux régimes, en dehors de la zone de démarrage du régime transitoire, est tout à fait logique et bien documentée dans la littérature. En revanche, la principale différence réside dans la capacité du régime transitoire à reproduire les fluctuations de pression liées aux phénomènes transitoires, tels que l'effet de passage des aubes.

La Figure 37 présente l'évolution de la pression totale à la sortie de la pompe en fonction du temps. On distingue clairement cinq fluctuations périodiques, correspondant au passage successif des cinq aubes de l'impulseur devant les éléments stationnaires. Cette correspondance est confirmée par la périodicité observée d'environ 72° , soit 360° divisés par le nombre d'aubes, ce qui atteste de la cohérence physique du modèle transitoire. L'amplitude des variations de pression, de l'ordre de 0,25 bar, traduit l'influence des interactions rotor-stator, phénomène typique des régimes instationnaires dans les pompes centrifuges.

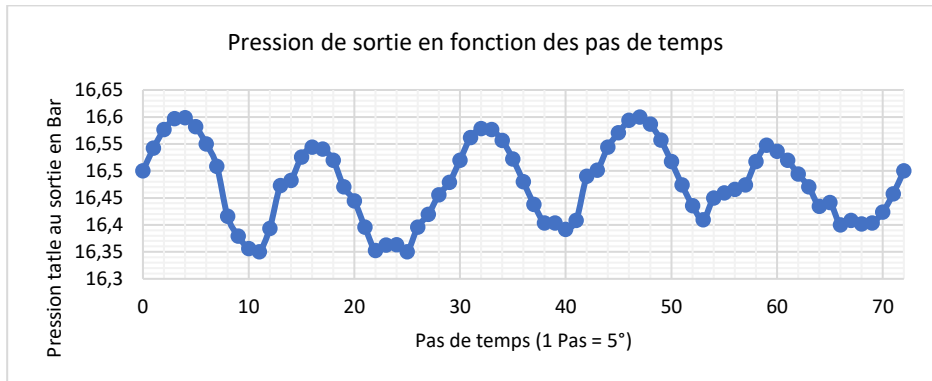


Figure 37 : Pression de sortie en fonction en des pas de temps

3.4.4 Couplage fluide-structure en régime transitoire

En couplant les résultats hydrauliques transitoires à une modélisation dynamique, il est possible d'analyser l'évolution de la contrainte maximale de von Mises en fonction des fluctuations de pression appliquées sur la paroi du corps supérieur de la pompe. La Figure 38 montre que les variations de contrainte suivent la même périodicité que les fluctuations de pression observées précédemment, confirmant une corrélation directe entre les phénomènes hydrauliques et mécaniques. L'amplitude des oscillations est d'environ 3 MPa pour chaque passage d'aube, traduisant l'effet cyclique induit par l'interaction rotor-stator.

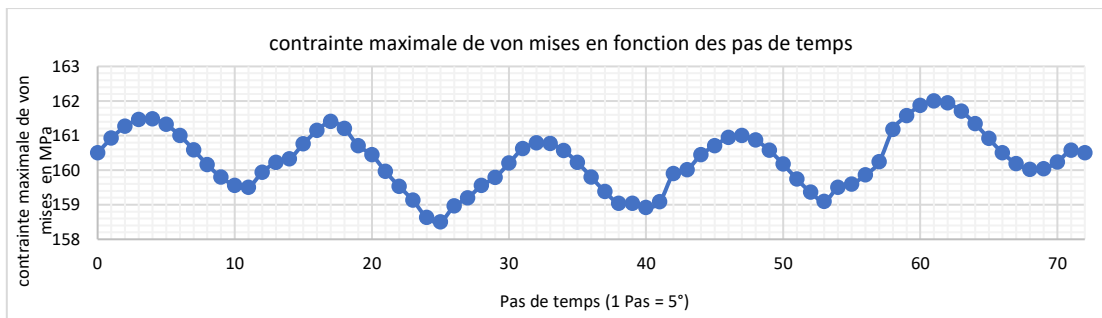


Figure 38 : contrainte maximale de von mises en fonction des pas de temps

3.4.5 Fatigue et durée de vie

En reliant les résultats de la modélisation dynamique à une analyse de fatigue réalisée selon la méthode ϵ -N, détaillée dans la section de revue de littérature, il a été possible d'estimer la durée de vie attendue pour différentes configurations. Pour la suite de l'étude, nous avons considéré le cas correspondant à la pression de sortie la plus élevée, soit pour un débit massique de 4 kg/s. Ce choix repose sur la volonté d'évaluer la durée de vie dans les conditions les plus critiques, c'est-à-dire celles représentant un scénario pessimiste de fonctionnement.

En ce qui concerne les couples de serrage, notre partenaire industriel a précisé que l'opération de serrage des pompes est généralement effectuée à l'aide d'une clé dynamométrique. Cependant, il arrive que certains techniciens utilisent des clés à chocs, générant ainsi des couples de serrage supérieurs aux valeurs recommandées dans la charte. Cette pratique peut entraîner une réduction significative de la durée de vie réelle des composants par rapport aux estimations issues du modèle numérique.

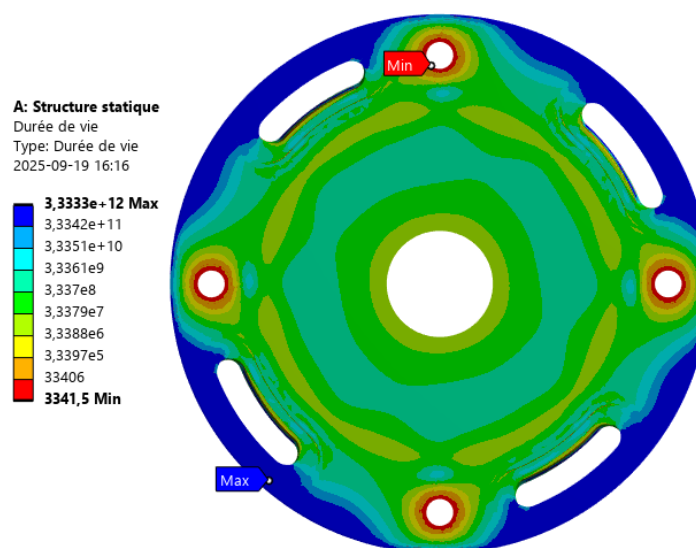
Afin de valider cette partie, des données réelles ont été obtenues pour six pompes du même modèle, incluant la date de vente et la date de réclamation pour défaillance, ça peut être non logique de supposé que l'intervalle entre la date de vente et la date de réclamation pour défaillance comme le temps de fonctionnement mais, pour estimer la durée réelle de fonctionnement, nous avons formulé une hypothèse basée sur une autre base de données fournie par la mine Canadian Malartic (Voir Tableau 7), concernant une station de pompage comportant sept pompes. Cette base de données, enregistrée par un système SCADA avec une fréquence d'acquisition d'une minute sur une période de 170 jours, contient plus de 244 800 enregistrements incluant le courant absorbé, le débit de sortie et la pression.

L'analyse de ces données (Voir Tableau 7) montre que les pompes fonctionnent en continu pendant 99,88 % du temps total observé, soit environ 169,83 jours sur 170, sans interruption notable. Cette observation confirme l'hypothèse d'un fonctionnement continu à temps plein jusqu'à la défaillance, ce qui permet d'utiliser les dates de vente et de retour comme repères pour estimer la durée de vie réelle des pompes.

Tableau 7 : Temps de fonctionnement des pompes

Pompe ID	Fonctionnement en heurs	Fonctionnement en %
825-FIT-4308	4080,85	100
825-FIT-4308	4080.35	99.98
825-FIT-4309	4081,01	100
825-FIT-4310	4081,01	100
825-FIT-4311	4081,01	100
825-FIT-4312	4080.03	99.98
825-FIT-4313	4076.06	99.88

Comme prévu, la durée de vie la plus faible est localisée dans la zone la plus sollicitée mécaniquement, soit au niveau des passages de boulons. Dans le scénario le plus pessimiste, Grad8 Fin Sec, cette durée de vie est estimée à seulement 3341,5 heures de fonctionnement (Voir Figure 39).

**Figure 39 : Durée de vie avec la configuration de serrage Grad8 Fin Sec**

La Figure 40 présente les durées de vie expérimentales, estimées à partir des intervalles entre les périodes de vente et de réclamation de défaillance, ainsi que les durées de vie numériques obtenues pour la configuration Grad8 Fin Sec. On remarque que la durée de vie simulée est légèrement inférieure à la moyenne expérimentale, avec un écart d'environ 490,5 heures, soit près de 20 jours de fonctionnement, ce qui correspond à une durée de vie environ 14 % plus courte que celle observée en réalité. Ce résultat démontre néanmoins une bonne concordance entre la simulation numérique et les données expérimentales, même dans le scénario le plus pessimiste.

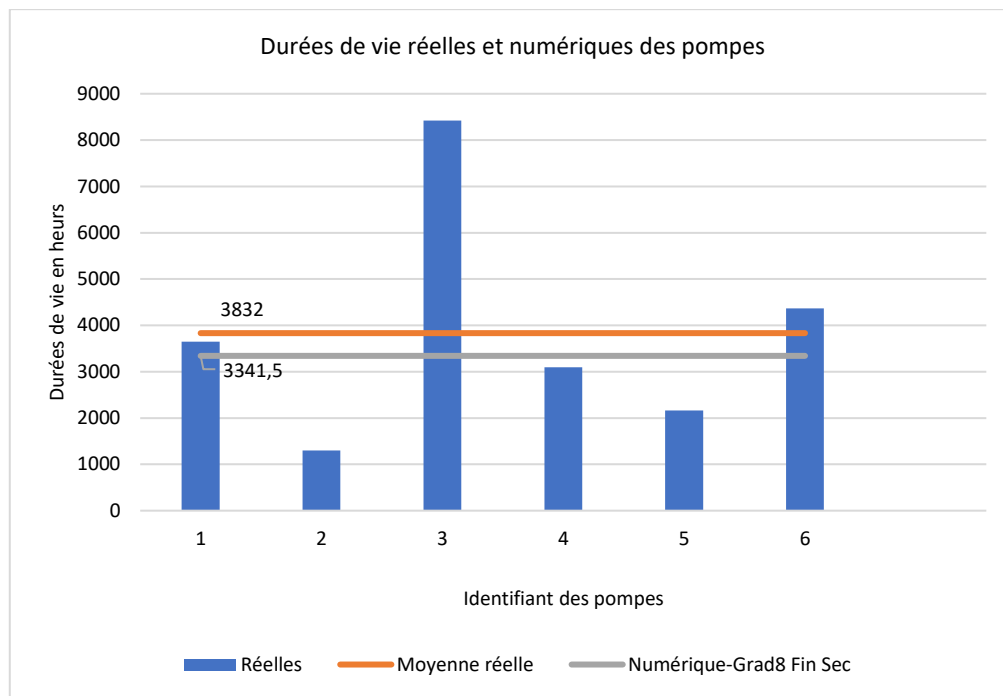


Figure 40 : Durées de vie réelles et numériques des pompes

3.4.6 Solution proposée

Afin de corriger ce défaut, le partenaire industriel a imposé trois contraintes majeures: la solution proposée devait demeurer économiquement viable, ne pas modifier la géométrie d'origine issue de la fonderie et ne pas impliquer de changement de matériau. À la suite de plusieurs essais numériques, différentes configurations ont été

évaluées. L'analyse comparative a conduit à une solution optimale répondant à l'ensemble des exigences industrielles. Cette solution consiste à élargir les orifices de passage des boulons de 16 mm à 24 mm, puis à y insérer des bagues sacrificielles. (Voir Figure 41)

Ces bagues, conçues pour absorber directement le couple de serrage appliqué, permettent d'augmenter la surface de contact entre les éléments assemblés, réduisant ainsi les concentrations locales de contraintes dans la pièce principale.

Cette modification a pour effet d'améliorer significativement la répartition des efforts et, par conséquent, d'accroître la durée de vie en service du composant (Voir Annexe C).

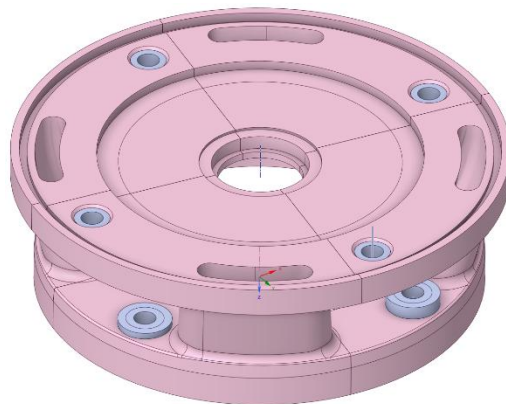


Figure 41 : Solution proposée

La solution proposée présente un avantage économique notable, tout en respectant les contraintes imposées : elle ne modifie ni le procédé de fonderie, ni le matériau de la pièce. De plus, elle permet de réduire la contrainte maximale de Von Mises à une valeur inférieure à la limite d'élasticité pour l'ensemble des configurations de serrage considérées (Voir Figure 42). Ainsi, cette solution empêche l'apparition de plasticité et évite tout endommagement prématuré de la pièce dès son premier cycle de fonctionnement.

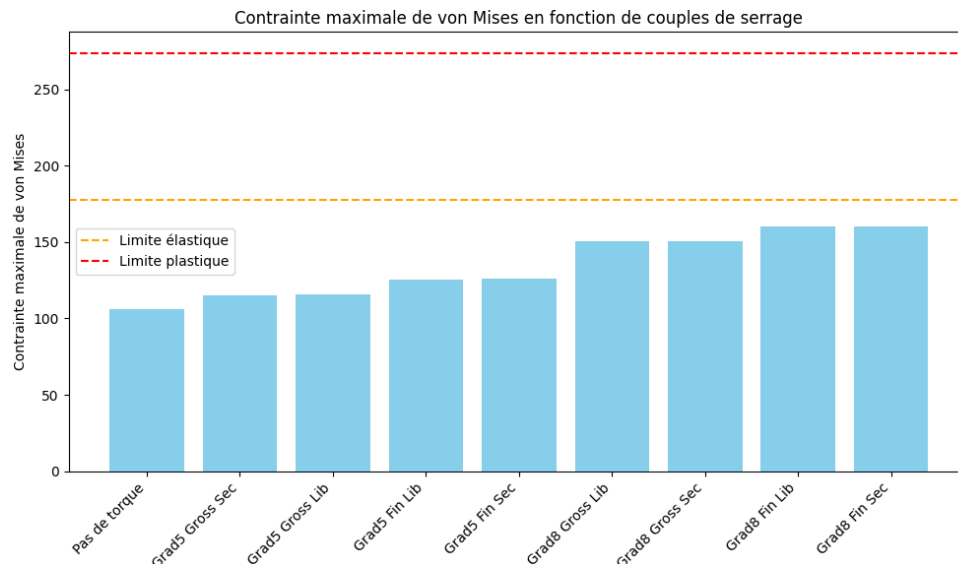


Figure 42 : Contrainte maximale de Von-Mises en fonction des configurations de serrage

La Figure 43 met en évidence que les zones de concentration des contraintes demeurent localisées aux mêmes endroits que dans la configuration initiale, ce qui est tout à fait logique, puisque la géométrie globale de la pièce n'a pas été modifiée. Seul le diamètre des passages de boulons a été augmenté, ce qui entraîne une répartition plus homogène des contraintes et une réduction notable de leurs amplitudes.

Dans le scénario le plus pessimiste, correspondant à une pression fluide maximale à un débit de 4 kg/s et à un couple de serrage élevé (configuration Grad8 Fin Sec), la contrainte maximale de Von Mises atteint 160,49 MPa, avec un coefficient de sécurité de 1,1072. Cela représente une diminution d'environ 16,8 % des contraintes appliquées par rapport à la configuration initiale.

Une évaluation de la durée de vie effectuée au même point critique, selon la même méthodologie de calcul, indique une durée de vie estimée à 108 532 heures de fonctionnement, soit plus de 12 années d'opération continue avant l'initiation d'une fissure.

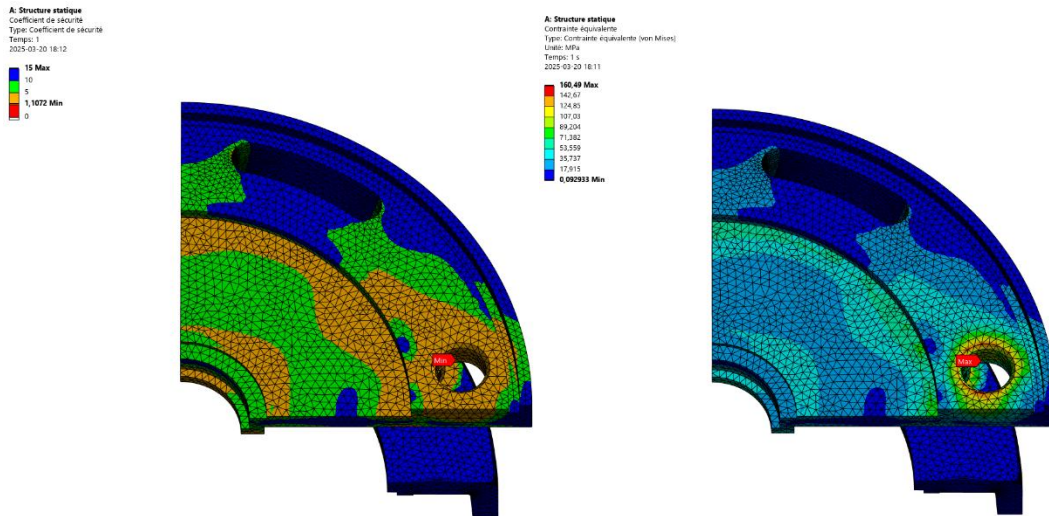


Figure 43 : Endroits de concentration de contrainte

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons démontré que la modélisation numérique constitue un outil d'analyse puissant pour la prédiction, la compréhension et la prévention des défaillances survenant dans des systèmes complexes tels que les pompes centrifuges multistades utilisées en environnement minier.

L'étude a porté sur un cas réel de défaillance prématurée observée sur une pompe submersible multistades, dont la durée de vie en service ne dépassait pas quelques mois. L'objectif était d'identifier la cause mécanique à l'origine de cette défaillance et de proposer une solution corrective robuste, économique et facilement intégrable dans le contexte industriel existant.

La démarche adoptée repose sur une méthodologie complète et reproductible, combinant plusieurs niveaux d'analyse :

- Modélisation CFD, permettant de caractériser les efforts hydrauliques agissant sur les composants internes de la pompe, en régime permanent et transitoire.
- Couplage fluide–structure, intégrant les charges hydrodynamiques dans un modèle mécanique pour évaluer les contraintes, les déformations de la pompe.

- Analyse de fatigue par la méthode ϵ -N, appliquée aux zones critiques afin d'estimer la durée de vie en fonction des cycles de charge de fonctionnement.
- Validation double, comprenant la comparaison entre les résultats numériques et les mesures expérimentales disponibles, ainsi qu'une validation du modèle de fatigue à partir des intervalles de temps entre ventes et défaillances réelles de plusieurs pompes identiques.

Les analyses ont mis en évidence que la défaillance provient d'une interaction complexe entre les charges hydrauliques et mécaniques, amplifiée par un serrage excessif des boulons, conduisant à une plastification locale du corps de pompe. Cette combinaison générerait une concentration de contraintes dépassant la limite de rupture de matériau, provoquant des fissures à la base des perçages et une rupture prématurée du corps.

À la suite de ces constats, une solution de conception a été proposée :

- Agrandissement des passages de boulons (de 16 mm à 24 mm) afin de redistribuer les contraintes et réduire les pics locaux.
- Ajout de bagues sacrificielles destinées à absorber les microdéformations sans altérer la structure principale.

Cette solution, économique et compatible avec les procédés de fabrication existants, a permis de réduire la contrainte de Von Mises maximale de 192,9 MPa à 160,49 MPa, prolongeant la durée de vie estimée de la pompe de 3 341,5 heures ($\approx$ 4 mois) à environ 108 532 heures ($\approx$ 12 ans) en fonctionnement continu.

4. PRÉDICTION PAR MODÉLISATION NODALE

4.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats obtenus dans le cadre du développement d'une méthodologie de prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage miniers à partir d'une modélisation nodale. Pour deux objectifs principaux : (i) exploiter un modèle hydraulique pour estimer les variables d'intérêt (pressions, débits, vitesses, pertes de charge) et (ii) dériver, à partir de ces grandeurs, des indicateurs de criticité permettant d'identifier les conduites et les pompes les plus vulnérables et proposer des stratégies d'instrumentation. Pour soutenir cette démarche, nous avons développé un code capable de lire la configuration d'un réseau ou fichier d'entrée, de calculer les paramètres hydrauliques, puis de générer des résultats exploitables pour l'analyse tel que des cartographies, tableaux synthèses et séries temporelles. L'outil intègre des modules dédiés à la détection des éléments critiques et à la sélection optimale des emplacements de capteurs dans un réseau de pompage, dans la perspective de la détection précoce d'anomalies, notamment les fuites et les obstructions. La méthodologie s'appuie sur des métriques robustes et sur des routines d'optimisation pour proposer un déploiement minimal mais informatif de capteurs. Les résultats présentés mettent en évidence la capacité du modèle à prioriser les interventions, à réduire l'incertitude opérationnelle et à améliorer la résilience globale du réseau.

4.2 Prédiction des éléments critiques

4.2.1 Formulation de problème

Comme présenté dans le chapitre de revue de littérature, l'identification des endroits critiques dans un réseau hydraulique repose sur des indicateurs de criticité dérivés des propriétés physiques du système et de ses objectifs d'exploitation. Or, un manque net persiste tel que la majorité des indicateurs formalisés dans la littérature concernent soit les réseaux de distribution d'eau potable, soit les réseaux d'égout, tandis que les réseaux de pompage miniers demeurent rarement étudiés.

Dans les réseaux d'eau potable, la criticité est généralement évaluée à partir de la pression de service aux nœuds de consommation et du déficit de débit consécutive à une défaillance. Cette approche est cohérente avec la finalité du service, livrer un débit et une pression cibles aux usagers. À l'inverse, dans les réseaux d'égout, ils sont gravitaires, la littérature se concentre sur la capacité de transit et l'accumulation amont en cas de blocage, l'élément critique étant le conduit dont l'obstruction génère le plus grand volume d'eau non transféré, qui risque d'inondation locale.

Les réseaux de pompage miniers obéissent à une logique différente. Bien qu'ils fonctionnent sous pression comme les réseaux municipaux, ils présentent peu de nœuds de sortie ou décharge, une redondance limitée et des chaînes de pompage en série et étagées dans les puits, galeries et stations de surpression, avec un objectif opérationnel distinct, maintenir le site au sec par le dénoyage continue, plus que fournir une pression donnée à un point de distribution. Par conséquent, des métriques centrées uniquement sur la pression aux nœuds terminaux ou la population affectée sont peu pertinentes. La criticité doit plutôt refléter la capacité des éléments à éviter une inondation en cas de défaillance, où l'objectif est de maximiser le volume d'eau transporter et garder un site sec.

4.2.2 Méthodologies

Cette section expose les méthodes élaborées pour repérer les conduites et les pompes critiques du réseau.

A. Conduits critiques

Pour prédire les conduits critiques, nous avons développé une méthodologie comportant deux boucles principales qui explorent l'ensemble des scénarios possibles. La première boucle couvre toutes les configurations de fonctionnement, — un aspect souvent négligé dans la littérature, où les études se limitent généralement à une seule configuration. À chaque itération temporelle, une somme pondérée de trois indicateurs de criticité est calculée. Ensuite, une moyenne est effectuée sur l'ensemble des pas de temps, puis une autre moyenne est calculée sur l'ensemble des conduits pour obtenir le résultat final.

Cette approche permet d'évaluer la criticité en tenant compte de toutes les conditions de fonctionnement possibles, offrant ainsi une vision plus complète et réaliste du comportement du réseau. La Figure 44 illustre la méthodologie expliquée.

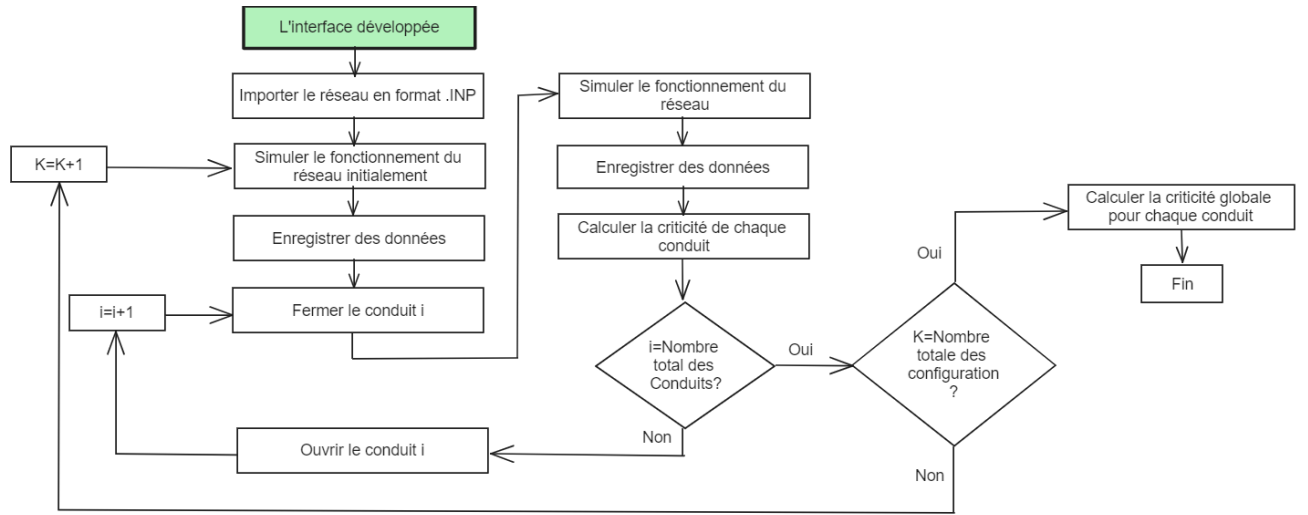


Figure 44 : Méthodologie de prédiction des conduits critiques

Trois indicateurs de criticité sont développés :

- Volume non déchargé $D_{k,t}$ dû à la fermeture de conduit k à l'instant t , (Équation 41).

$$D_{k,t} = 1 - \frac{V_t^{\text{base}} - V_t^{(k)}}{V_t^{\text{base}}} \in [0,1] \quad 41$$

Avec V_t^{base} est le volume d'eau pompé à la base sans l'effet de blocage d'un conduit, déterminé par l'équation (42). Et $V_t^{(k)}$ est le volume d'eau non pompé à cause de blocage du conduit k , calculé avec l'équation (43).

$$V_t^{(k)} = \int_t^{t+\Delta t} \sum_{n \in N_D} [q_n^{(k)}(\tau)] d\tau \quad 42$$

$$V_t^{\text{base}} = \int_t^{t+\Delta t} \sum_{n \in N_D} [q_n^{\text{base}}(\tau)] d\tau \quad 43$$

Avec Δt est le pas de temps de simulation, q_n est le débit volumique dans un nœud n et N_D est l'ensemble des nœuds de décharge.

Cet indicateur a été élaboré à partir du principe fondamental selon lequel les opérations de pompage en milieu minier visent principalement le dénoyage des galeries et des fosses. Dans ce contexte, le blocage ou la rupture d'un conduit empêche le transfert de l'eau hors du site, compromettant ainsi la fonction essentielle du réseau. La notion de criticité d'un conduit découle directement de cette observation. Plus un conduit occupe une position stratégique dans le transport de l'eau, plus son indisponibilité entraîne une interruption significative du fonctionnement global du réseau de pompage.

- Longueur totale des conduits à débit nul $L_{0,k,t}$ induite par la fermeture de k à t , donné par l'équation (44).

$$L_{0,k,t} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \sum_{l \in L} 1 [q_l^{(k)}(\tau) = 0] L_l d\tau \quad 44$$

Avec L l'ensemble de toutes les conduites, $1[\]$ représente une fonction de test. Si le débit d'un conduit l est nul à cause de fermeture de conduit k alors $1[\] = 1$ sinon 0. La normalisation de cet indicateur est faite à l'aide de l'équation (45). Avec L_l est la longueur de conduit l .

$$C_{k,t} = \frac{L_{0,k,t}}{\sum_{l \in L} L_l} \in [0,1] \quad 45$$

Dans un réseau de dénoyage minier, la mission première est d'assurer des chemins d'écoulement continus jusqu'au point de rejet. Nous retenons donc la longueur totale des conduites à débit nul après la défaillance d'un élément comme indicateur de criticité, car elle mesure directement l'étendue spatiale de l'interruption de service.

Plus de tronçons éteints signifie moins de voies de contournement, donc faible redondance et perte de capacité d'acheminement. Donc une valeur élevée traduit une sensible vulnérabilité du réseau lorsque l'élément considéré tombe en panne.

- Profondeur normalisée H_k^* du conduit k. (Voir équation 46)

$$H_k^* = \frac{H_k - \min_{r \in K} H_r}{\max_{r \in K} H_r - \min_{r \in K} H_r} \in [0,1] \quad 46$$

Avec $\min_{r \in K} H_r$ et $\max_{r \in K} H_r$ représentent la plus petite et la plus grande profondeur parmi toutes les conduites de K .

Dans une mine à ciel ouvert, la profondeur d'enfouissement d'un conduit compte comme indicateur de criticité parce qu'elle combine trois effets très concrets : détection plus lente des défaillances à cause de l'absence de l'instrumentation et l'incapacité d'exercer un contrôle visuel, réparation beaucoup plus lourde qui nécessite de l'excavation etc., donc MTTR plus élevé, et faible capacité de contournement rapide. À cela s'ajoutent les surcharges dynamiques de trafic d'ultra-camions et des vibrations et le risque géotechnique tel que les tassements et les affouillements, qui aggravent l'ampleur et la durée d'interruption en cas de panne. En pratique, plus un conduit est profond, plus sa défaillance retarde l'exhaure et perturbe l'exploitation. On pondère donc la criticité par la profondeur d'enfouissement, tandis que les lignes en surface restent, à criticité hydraulique égale, moins risquées grâce à des dérivations et interventions rapides.

La criticité instantanée $IC_{k,t}$ est déterminée grâce à l'équation (47).

$$IC_{k,t} = w_1 H_k^* + w_2 D_{k,t} + w_3 C_{k,t} \quad 47$$

Avec w_1 , w_2 et w_3 peuvent être fixés soit par expertise en fiabilité minière, soit idéalement de façon non subjective à partir des données historiques. L'idée est d'établir un lien empirique entre l'historique de défaillances des conduites et la criticité calculée à partir des indicateurs du réseau. Concrètement, on peut estimer les poids en résolvant un problème d'optimisation qui maximise la corrélation de Spearman ou

Pearson par exemple, entre la criticité pondérée et les taux de défaillance observés. En alternative, des modèles supervisés, tels que la régression régularisée, Random Forest, Gradient Boosting, voire GLM apprennent à prédire la défaillance et fournissent une importance relative des indicateurs, que l'on normalise pour en déduire les poids.

La criticité moyenne par conduite pour toute la durée de la simulation IC_k est calculée par l'équation (48).

$$IC_k = \frac{1}{|T|} \sum_{t \in T} IC_{k,t} \quad 48$$

B. Pompes critiques

Pour déterminer les pompes critiques dans un réseau de pompage minier, on revient d'abord à la raison d'être du système, garder le site au sec. Est donc critique, la pompe dont la défaillance empêche d'atteindre cet objectif. Concrètement, on applique la même logique que pour les conduites. On simule la mise hors service d'une pompe à la fois sur l'ensemble des configurations d'exploitation et des pompes, puis on mesure comme indicateur principal le volume non dénoyé (Voir équation 49). Plus ce volume est élevé, plus la pompe est jugée critique.

– Sans secours

$$V_t^{(p)} = \int_t^{t+\Delta t} \sum_{n \in N_D} [q_n^{(p)}(\tau)] d\tau \quad 49$$

Avec $V_t^{(p)}$ et le volume non dénoyé et normalisé par l'équation (50), $q_n^{(p)}$ le débit dans les nœuds de décharge lors d'une panne dans une pompe p.

$$V_{p,t} = 1 - \frac{V_t^{\text{base}} - V_t^{(p)}}{V_t^{\text{base}}} \in [0,1] \quad 50$$

– Avec secours

Comme la plupart des stations disposent d'une pompe de secours, nous intégrons explicitement le scénario de bascule. Si la pompe de relève reprend les performances requis, la criticité $V_{p,t}$ diminue. On tient toutefois compte d'un délai incompressible de détection remise en ligne, et recirculation que nous comptabilisons comme temps d'indisponibilité de la pompe défaillante. En l'absence de pompe de secours, ce délai est remplacé par le MTTR (Mean Time To Repair), afin de refléter la durée réelle d'arrêt. (Voir équation 51)

– Avec secours

$$V_t^{(p\omega)} = \int_t^{t+\omega} \sum_{n \in N_D} [q_n^{(p\omega)}(\tau)] d\tau \quad 51$$

Avec $V_t^{(p\omega)}$ le volume dénoyé sans la pompe p qui est indisponible pour une durée ω .

4.2.3 Pré-traitement du modèle

Pour appliquer les méthodologies d'identification des conduites et des pompes critiques, et compte tenu de l'absence de données réelles permettant de tester et de valider les indicateurs proposés, nous avons choisi de les mettre en œuvre sur un réseau de référence reconnu dans la littérature, le D-Town. Ce réseau, largement utilisé comme benchmark, offre une structure représentative et des données complètes permettant une validation des indicateurs développés. Le Tableau 8 présente les principales caractéristiques de ce réseau.

Tableau 8 : Caractéristiques de réseau D-Town

Paramètre	Valeur
Nœuds	399
Tuyaux	443 (60.417 km)
Pompes	11 (5 Stations)
Valves	5
Cuves	7
Réservoir	1

L'ensemble des résultats présentés dans les sections suivantes a été obtenu à partir de programmes développés sous Python, sans recours à un logiciel hydraulique dédié tel qu'EPANET. Le premier script élaboré a pour fonction principale la lecture du fichier d'entrée au format *.inp* représentant le réseau étudié. Ce format constitue la norme standard adoptée par EPANET ainsi que les bibliothèques, notamment WNTR, pour la description complète des réseaux d'eau.

La Figure 45 illustre l'affichage dynamique du réseau, où différentes formes et couleurs sont utilisées afin de distinguer les diverses composantes du système. L'affichage en format HTML interactif permet une exploration détaillée du graphique grâce à plusieurs fonctionnalités, telles que l'affichage ou le masquage des éléments, la visualisation des noms des nœuds et des conduites, le zoom sur des zones précises du réseau, ainsi que la consultation des coordonnées des points sélectionnés.

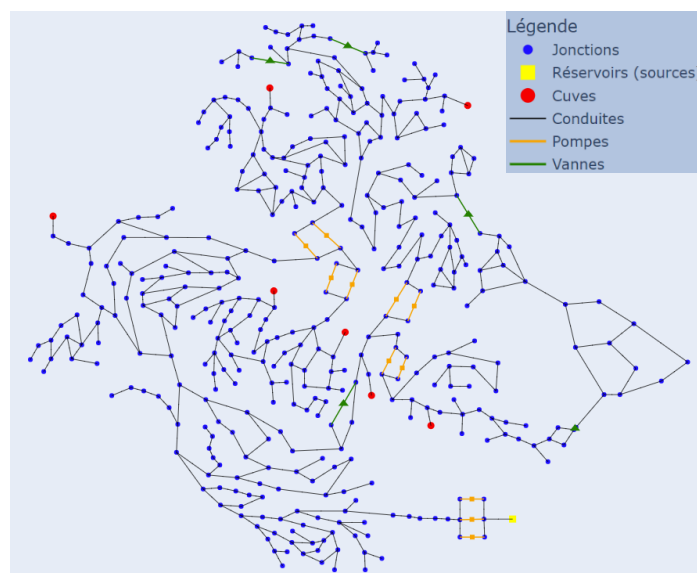


Figure 45 : Affichage dynamique du réseau

Par la suite, un affichage en iso couleurs a été généré afin de représenter visuellement différents paramètres du réseau, tels que l'altitude des nœuds par rapport au niveau de la mer, la longueur et le diamètre des conduites. Cette visualisation permet

d'obtenir une meilleure compréhension globale de la configuration du réseau et de ses caractéristiques physiques, facilitant ainsi l'analyse des variations spatiales des paramètres hydrauliques. (Voir Figure 46).

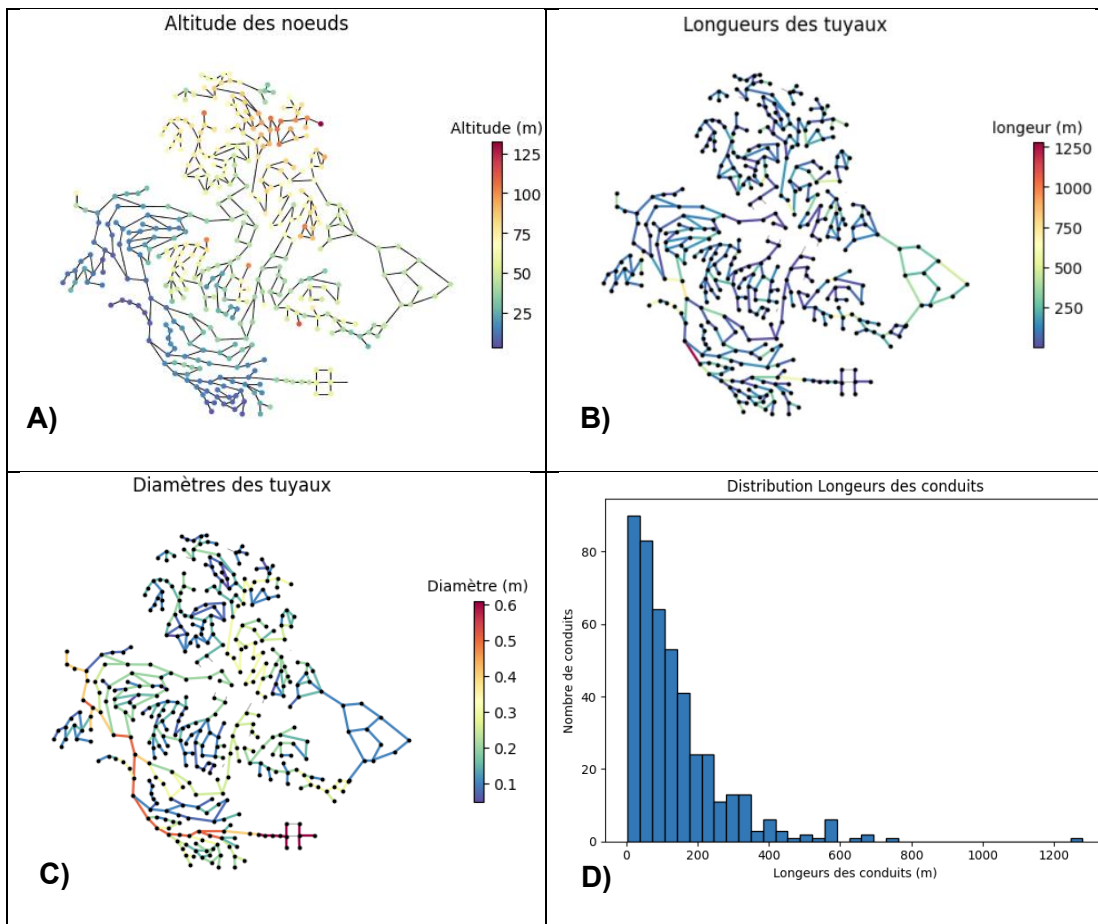


Figure 46 : Affichage des caractéristiques physiques du réseau avant la simulation. A) Altitudes des nœuds. B) Longueurs des tuyaux. C) Diamètres des tuyaux. D) distribution des conduits en fonction de leurs longueurs.

Le modèle de D-Town comprend également un ensemble de données opérationnelles décrivant les conditions de fonctionnement du réseau. Celles-ci incluent notamment les ordres de mise en marche et d'arrêt des pompes, les commandes d'ouverture et de fermeture des vannes, ainsi que la variation temporelle des demandes sur une période de 168 heures de simulation. Le calcul hydraulique est réalisé avec un pas de temps de 15 minutes.

4.2.4 Post-traitement du modèle

À la suite de l'exécution de la simulation, plusieurs scripts ont été développés afin d'afficher dynamiquement les résultats hydrauliques du réseau. Ces visualisations permettent d'examiner des grandeurs essentielles telles que la hauteur manométrique et la pression aux nœuds, ainsi que la vitesse du fluide et le débit dans les conduites. De plus, l'interface interactive offre la possibilité de cliquer sur un nœud ou une conduite spécifique pour ouvrir une fenêtre affichant l'évolution temporelle du paramètre sélectionné, par exemple, la pression du nœud J411 ou le débit du conduit P1 en fonction du temps. (Voir Figure 47)

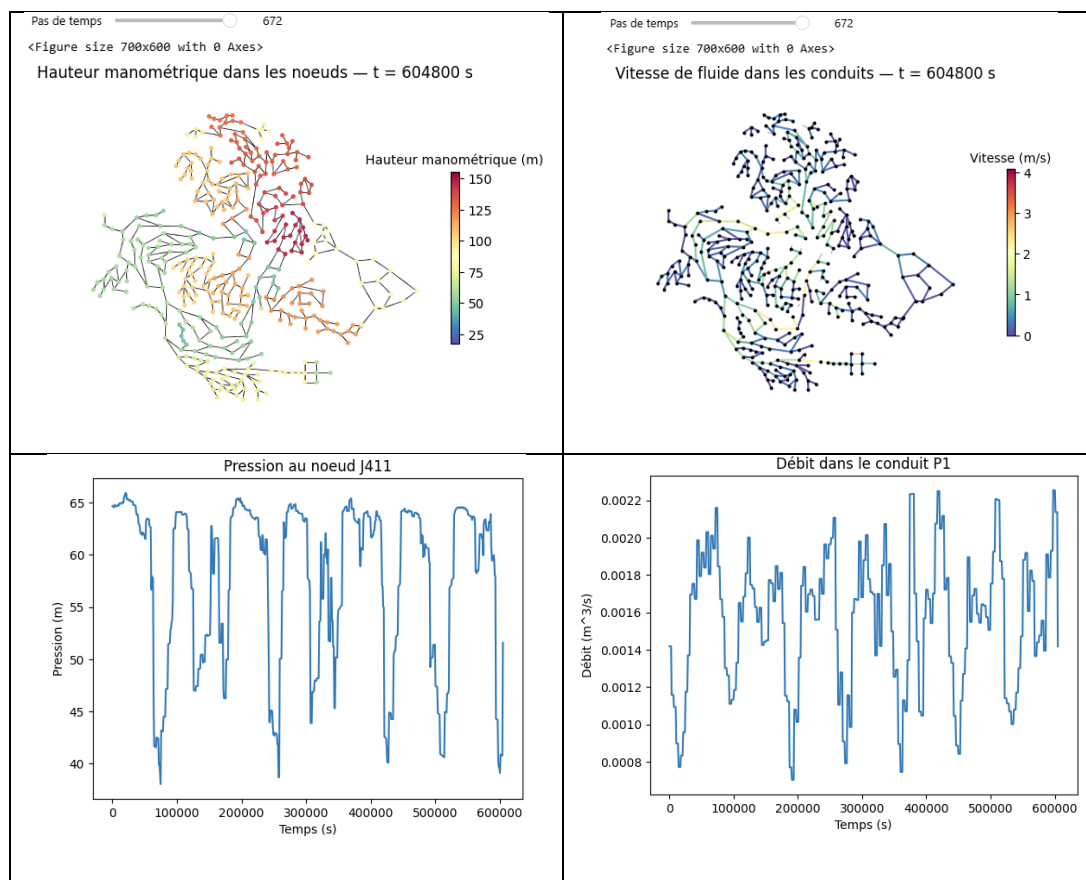


Figure 47 : Affichage dynamique des hauteurs manométriques dans le réseau
Affichage dynamique des vitesses d'écoulement dans le réseau
Pression en fonction de temps dans le nœud J411
Débit en fonction de temps dans le conduit P1

4.2.5 Conduits critiques

La Figure 48 cartographie la criticité normalisée des conduites. Le plus bas avec de criticité 0 est représenté violet, tandis que le maximum avec un criticité de 1 est en jaune. La distribution est très asymétrique, on remarque que la majorité des segments restent faiblement critiques, tandis qu'un petit nombre des conduits portent l'essentiel du risque. Le tronçon jaune au voisinage de réservoir constitue un point de défaillance unique (1), tel que sa rupture couperait l'alimentation du réseau dans le cas de l'eau potable ou bloquerait le dénoyage si le réservoir est une fosse à dénoyé dans un contexte minier. Plus loin, la criticité diminue lorsque trois conduites parallèles partagent le débit (2), là on remarque bien l'effet de redondance, puis la criticité remonte encore une fois à la reconvergence où le flux se concentre de nouveau dans un collecteur unique (3) autre goulot d'étranglement structurel. Ce motif reflète à la fois l'architecture radiale où la topologie du réseau comporte peu de bouclages.

L'utilité d'une carte pareille manifeste dans la compréhension global des risques associés au réseau de pompage, qui permette de prioriser ces goulots, guide vers le renforcement, la création de boucles et l'instrumentation en amont/aval des conduits critiques la détection précoce de leurs défaillances.

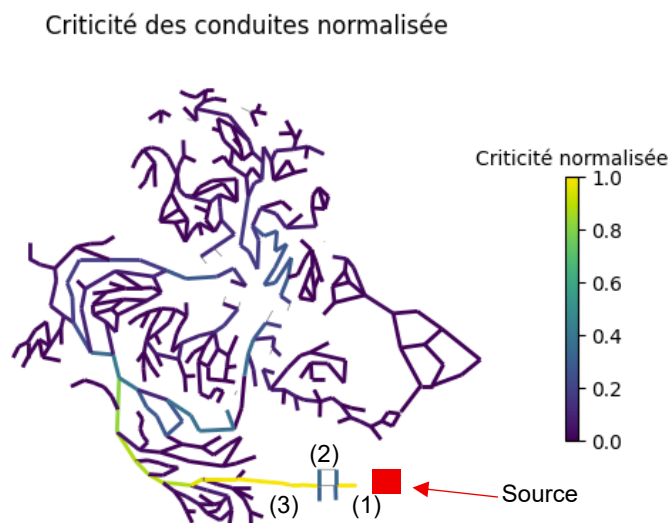


Figure 48 : Répartition des criticités des conduits dans le réseau

4.2.6 Pompes critiques

L'analyse a été faite selon deux scénarios (Voir Figure 49).

- Scénario 1 : réseau tel quel. La station 1, équipée de trois pompes en parallèle, où se concentre l'essentiel de l'alimentation du réseau. Les autres stations fonctionnent de manière intermittente (cycles marche/arrêt), ce qui réduit leurs criticités. Les trois pompes de la station 1 ressortent donc comme les plus critiques, avec des criticités normalisées d'environ 1,00, 0,95 et 0,88. En pratique, elles conditionnent le totalité volume transporté vers l'aval en tant qu'en contact direct avec la source et donc une panne sur l'une d'elles impacte immédiatement le débit global.
- Scénario 2 : station 1 avec secours. On modélise une pompe de secours interchangeable avec la pompe #1, avec un temps de permutation/installation de 1 h. Dans ce cas, la durée d'indisponibilité effective de la pompe #1 se limite à une heure seulement et non pas la totalité de durée de la simulation. À cause de l'intégration de facteur de l'indisponibilité réel son indice de criticité chute de 1,00 (100 %) à 0,12 (12 %). Les autres pompes conservent des niveaux proches du scénario 1.

Point méthodologique. Ce résultat montre que l'intégration explicite des paramètres de disponibilité (temps de réparation/remplacement, accès au site, disponibilité des pièces) modifie fortement le classement des pompes critiques. Un aspect encore peu traité dans la littérature orientée vers l'analyse de débit, pression et puissance seulement. Pour des réseaux réels dans le contexte minier ou eau potable, il est donc pertinent de coupler l'indice hydraulique à des métriques fiabilité–maintenabilité (MTBF/MTTR, logistique) afin d'obtenir une priorisation opérationnelle plus fidèle.

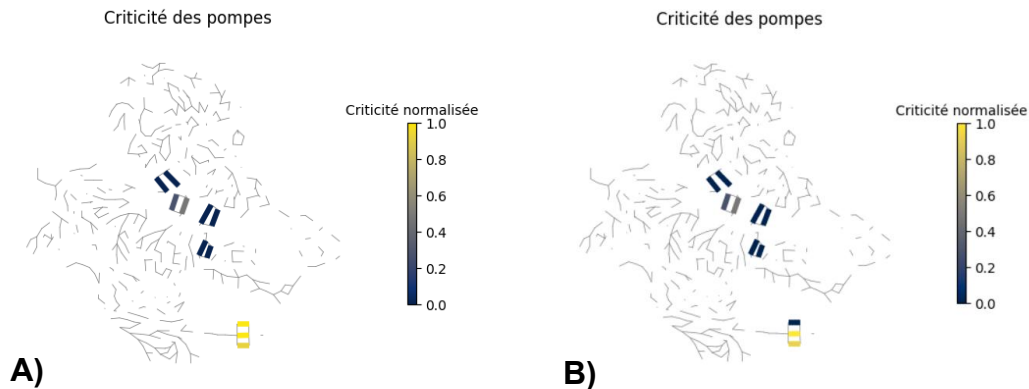


Figure 49 : Répartition des criticités des pompes dans le réseau. A) Scénario 1. B) Scénario 2.

4.3 Déploiement optimale des instrumentations

Pour le déploiement optimal des capteurs de pression, nous avons mis en œuvre et comparé deux méthodologies complémentaires afin de les valider entre eux et de retenir la meilleure, une optimisation par algorithme génétique et une approche d'apprentissage automatique. Le modèle d'essai est le réseau D-Town.

Au fil de la revue et du développement, il est apparu que l'implantation optimale dépend de plusieurs facteurs souvent sous-estimés dans la littérature, sont le débit de fuite est donc l'amplitude du signal et les caractéristiques métrologiques des capteurs surtout le seuil de sensibilité et le bruit.

Pour objectiver la comparaison, nous avons généré des scénarios de fuite avec des débits variant de 1 L/s à 50 L/s, en imposant un seuil de détection fixe (sensibilité) identique pour tous les capteurs. Les deux méthodes ont été évaluées sur la même base de scénarios, ce qui permet une comparaison équitable des performances, notamment le taux de détection la localisation et la robustesse.

4.3.1 Déploiement optimale par NSGA III

Pour l'optimisation par algorithme génétique, nous utilisons NSGA-III avec trois fonctions objectives. (1) minimiser le nombre de capteurs, (2) maximiser la couverture des fuites, (3) minimiser la redondance ou éviter que plusieurs capteurs apportent la

même information. La chaîne de calcul repose intégralement sur Python et la bibliothèque WNTR. Nous simulons des fuites de débits variables et pour chaque simulation complète, nous construisons une matrice de sensibilité binaire. Pour un nœud donné, la valeur est 0 si la variation de pression induite par la fuite est inférieure au seuil de sensibilité du capteur et 1 si elle est supérieure. Le protocole parcourt tous les conduits et toutes les itérations de temps. À chaque pas, une fuite imposée dans un conduit (K), les pressions à tous les nœuds sont enregistrées sur tous les pas de temps, puis l'opération est répétée pour $(K+1)$, etc., jusqu'à couvrir l'ensemble du réseau. (Voir Figure 50)

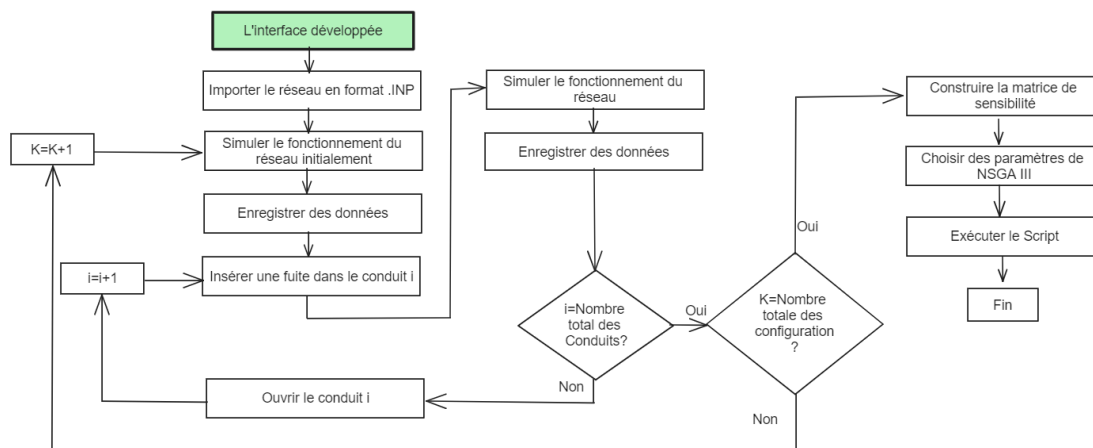


Figure 50 : Méthodologie de déploiement optimal des capteurs par NSGA III

Finalement, on assemble ces résultats dans une matrice de sensibilité globale de taille (m, n) , avec m = nombre total de scénarios de fuite (conduits $\times$ Temps totale/pas de temps) et n = nombre de nœuds candidats au capteur. Pour le D-town la matrice de sensibilité est de taille $(297696, 399)$. Cette matrice alimente NSGA-III pour évaluer simultanément les trois objectifs. (Voir Figure 51).

		Les capteurs (nœuds)			
Les fuites	Fuite/Capteur	Capteur 1	Capteur 2	Capteur 3	...
	Fuite 1	1	0	0	
	Fuite 2	1	1	1	
	Fuite 3	0	0	1	
	Fuite 4	0	1	1	
	Fuite 5	1	0	0	
	⋮				

Figure 51 : Matrice de sensibilité

Soit $[A]$ la matrice de sensibilité binaire, $a_{ji} = 1$ si le capteur candidat i détecte la fuite j , sinon 0. $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ Le vecteur de décision $x_i = 1$ si on installe un capteur au nœud i , la couverture du fuite j par la sélection x : $c_j(x) = \sum_{i=1}^n a_{ji} x_i$.

Les fonctions objectives sont :

- Minimiser le nombre de capteurs par l'équation (52) :

$$\text{Min } f_1(x) = \text{Min} \sum_{i=1}^n x_i \quad 52$$

- Redondance de couverture par l'équation (53) :

$$\text{Min } f_2(x) = \text{Min} \sum_{i=1}^n \text{Max}(0, c_j(x) - 1) \quad 53$$

- Fuites non détectées par l'équation (54) :

$$\text{Min } f_3(x) = \text{Min} \sum_{i=1}^n \delta(c_j(x) = 0) \quad 54$$

Avec $\delta()$ vaut 1 si la condition est vraie, sinon 0.

La contrainte imposée concerne le nombre maximal de capteurs, fixé successivement à 50, 100 et 200.

Trois tailles de population ont été testées : 120, 240 et 360 individus, combinées à trois nombres de générations : 300, 600 et 900. Les autres paramètres de l'algorithme ont été conservés à leurs valeurs par défaut. Par la suite, seuls les meilleurs résultats obtenus seront présentés.



Figure 52 : Déploiement avec NSGA III avec le scénario 1

La Figure 52 illustre la répartition des capteurs de pression pour le scénario 1. Dans cette configuration, cinquante capteurs d'une sensibilité de 0,1 bar permettent d'assurer une couverture de 83,6 % des fuites, avec un taux de redondance de 77 %. Autrement dit, 77 % des fuites sont détectées simultanément par plusieurs capteurs.

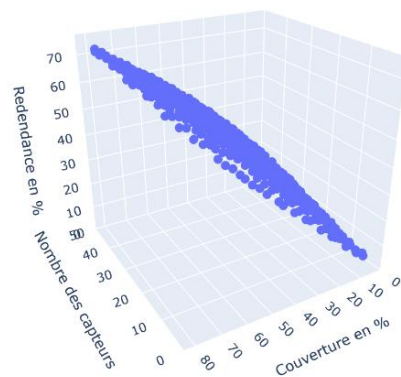


Figure 53 : Surface de Pareto pour le scénario 1

La Figure 53 présente la surface de Pareto en forme de losange concave qui correspondant aux fonctions objectives. On observe que l'augmentation du nombre de capteurs entraîne simultanément une amélioration de la couverture des fuites et une hausse du taux de redondance. À l'inverse, une réduction du nombre de capteurs diminue ces deux indicateurs. Cette surface permet donc d'identifier le nombre optimal de capteurs en fonction du budget disponible et du niveau de précision souhaité.

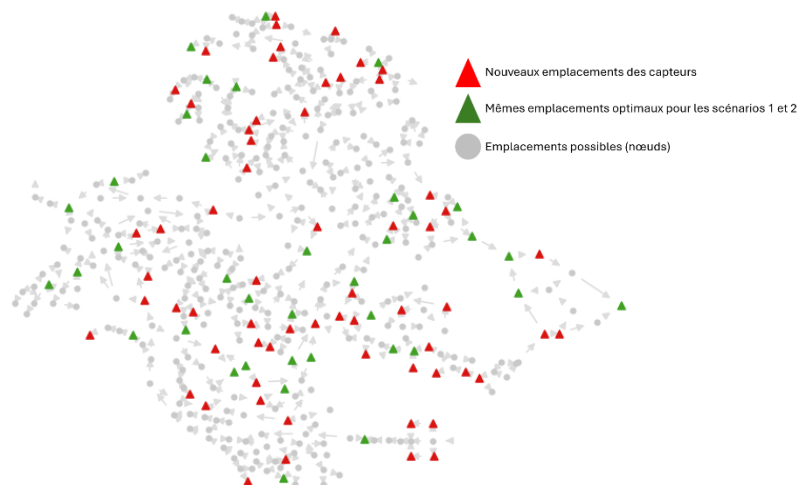


Figure 54 : Déploiement avec NSGA III le scénario 2.

En testant le scénario 2, avec 100 capteurs, l'algorithme NSGA conserve 37 emplacements initiaux et en propose 63 nouveaux. Pour des capteurs d'une sensibilité de 0,2 bar, la couverture n'augmente que de 2,2 %, tandis que la redondance s'accroît de 4 %. Cela montre l'influence de la sensibilité des capteurs. En la réduisant de 0,1 bar à 0,2 bar, l'efficacité globale du déploiement diminue, même lorsque le nombre de capteurs est doublé. (Voir Figure 54 et Figure 55).

L'algorithme génétique confirme que la sensibilité des capteurs exerce une influence directe sur la performance de détection des fuites. Comme le montre la figure suivante, même en doublant le nombre de capteurs de 50 à 100, la couverture des fuites n'augmente que de 2,2 % pour le scénario 2. Dans le scénario 3, un nouveau doublement du nombre de capteurs n'améliore ni la couverture ni la précision ; au contraire, ces deux indicateurs diminuent en raison de la sensibilité réduite à 0,3 bar. Ces résultats démontrent que la sensibilité des capteurs constitue un facteur déterminant pour identifier avec précision les zones à instrumenter et pour définir le nombre optimal de capteurs à déployer.

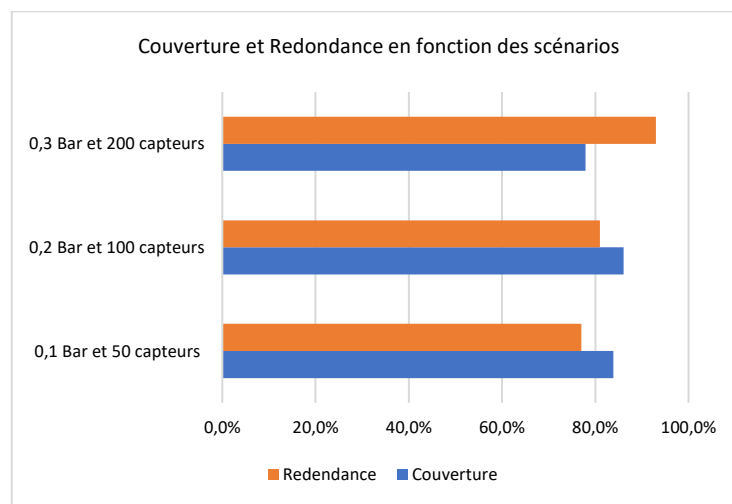


Figure 55 : Couverture et Redondance en fonction des scénarios

4.3.2 Déploiement optimale par apprentissage automatique

En s'appuyant sur la méthodologie développée dans la partie précédente consacré au déploiement optimal à l'aide de l'algorithme NSGA-III, une seconde approche a été élaborée, cette fois fondée sur l'apprentissage automatique afin d'identifier les positions optimales des instruments.

Comme présenté dans la revue de littérature, le principe de la méthode de sélection ascendante a été retenu. Le modèle de prédiction utilisé est celui des forêts aléatoires. La démarche générale reste similaire à celle appliquée précédemment, à la différence qu'on ne travaille plus avec la matrice de sensibilité. À sa place, une base de données est construite à partir des valeurs de pression mesurées aux nœuds. Cependant, seules les variations de pression supérieures à la sensibilité du capteur sont conservées, dans le cas contraire, on met zéro. (Voir Figure 56).

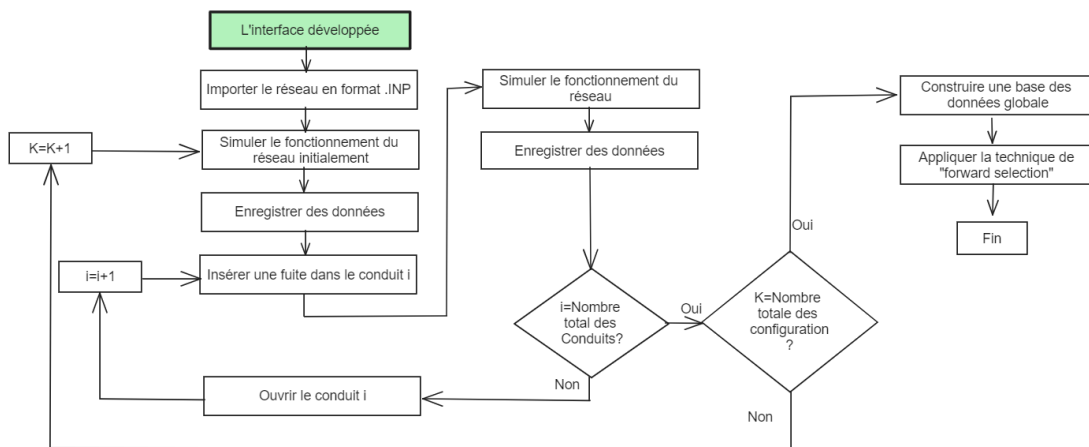


Figure 56 : Méthodologie de déploiement optimal des capteurs par la sélection ascendante

En appliquant le même scénario 1, avec 50 capteurs d'une sensibilité de 0,1 bar, les résultats présentés à la Figure 57 montrent que 40 capteurs (en vert) conservent les mêmes emplacements que ceux proposés par l'algorithme génétique. En revanche, 10 capteurs ont changé de position. La précision globale de localisation des fuites atteint 98,2 %, confirmant la cohérence avec l'algorithme génétique.

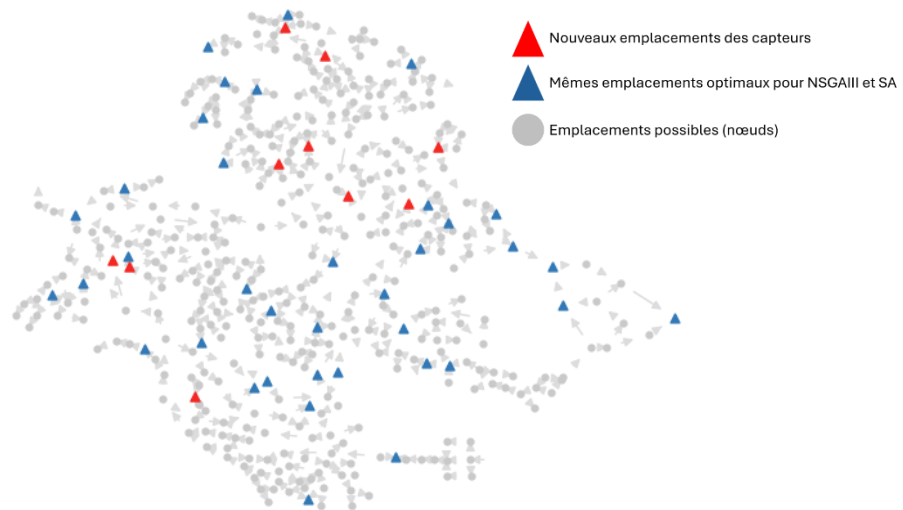


Figure 57 : Déploiement avec la sélection ascendante pour le scénario 1.

La Figure 58 présente l'évolution de la précision de localisation des fuites en fonction du nombre de capteurs déployés pour le scénario 1. Il apparaît que l'augmentation du nombre de capteurs entraîne une amélioration progressive de la précision jusqu'à atteindre un seuil de saturation situé aux environs de 38 capteurs. Au-delà de ce point, l'ajout de capteurs supplémentaires n'apporte plus de gain significatif en termes de performance de localisation, ce qui suggère l'existence d'un nombre optimal de capteurs à partir duquel la redondance d'information devient dominante.

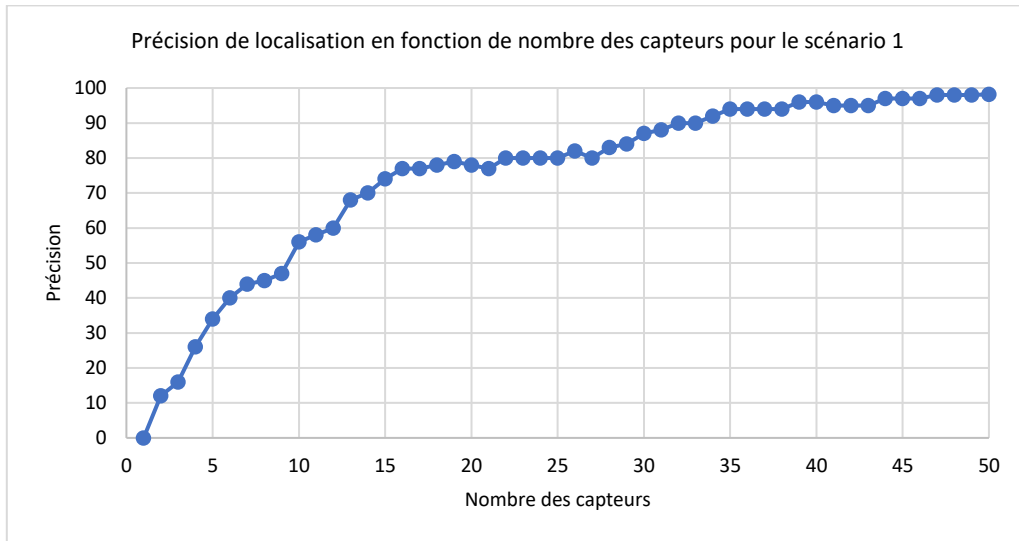


Figure 58 : Précision de localisation en fonction de nombre des capteurs pour le scénario 1

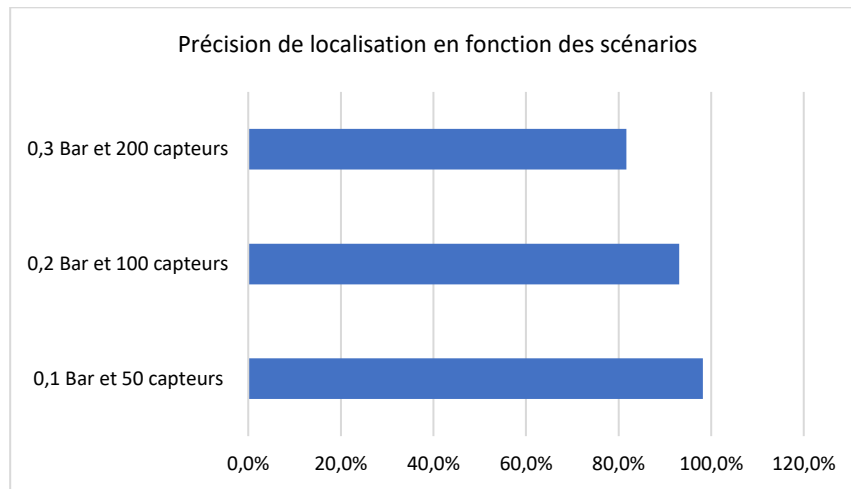


Figure 59 : Précision de localisation en fonction des scénarios

La Figure 59 présente la variation de la précision de localisation des fuites selon les différents scénarios étudiés. On observe qu'en augmentant le nombre de capteurs, la précision de localisation diminue, principalement en raison de la réduction de la

sensibilité des capteurs. Ainsi, la précision atteint 98,2 % pour le scénario 1, 93,1 % pour le scénario 2 et seulement 81,7 % pour le scénario 3.

Ces résultats mettent en évidence que la sensibilité des capteurs constitue un facteur déterminant, au même titre, voire davantage, que leur nombre ou leurs positionnements. Une combinaison intégrant un nombre modéré de capteurs à haute sensibilité permet d'obtenir des performances de prédiction supérieures à celles obtenues avec un plus grand nombre de capteurs moins sensibles.

4.4 Validation de méthodologie

Afin de valider les méthodologies proposées pour déterminer les emplacements optimaux des capteurs, nous avons comparé les résultats obtenus avec ceux rapportés dans la littérature. À cette fin, nous avons utilisé le réseau de distribution d'eau de Hanoï, largement étudié et exploité dans les travaux antérieurs. Les méthodologies avec lesquelles nous nous comparons s'appuient sur la théorie de l'information et sur la théorie des graphes pour déterminer les emplacements optimaux des capteurs en vue de la localisation des fuites. Le Tableau 9 présente, côte à côte, les emplacements recommandés par notre méthodologie et ceux issus de la littérature.

Tableau 9 : Emplacements optimaux en fonction de nombre des capteurs

N° des capteurs	Sélection ascendant (SA)	NSGA III	IT (Santos-Ruiz et al., 2022)	GA (Casillas et al., 2013)	PSO (Casillas et al., 2013)
2	12, 28	12,21	12, 28	12, 21	12, 21
3	12, 21, 28	12,27,24	12, 21, 28	12, 21, 27	12, 21, 14
4	12, 21, 28, 14	12,27,24,14	12, 21, 28, 26	1, 12, 21, 29	1, 12, 21, 24

Nous avons ensuite généré, par simulation, des scénarios de fuites sur l'ensemble des nœuds et n'avons conservé que les mesures aux nœuds concernés afin d'entraîner un modèle de prédiction et d'évaluer la précision de localisation des fuites sur ce réseau. Le modèle retenu est une forêt aléatoire, avec une répartition des

données suivante : 70 % pour l'entraînement, 10 % pour la validation des hyperparamètres et 20 % pour le test. Au total, 100 débits de fuite tirés aléatoirement entre 0,5 L/s et 50 L/s ont été testés. La Figure 60 présente le score F1 obtenu pour chaque méthodologie. Le score F1 évalue la performance d'un classificateur en combinant précision et rappel en une seule mesure (1 = meilleur, 0 = pire).

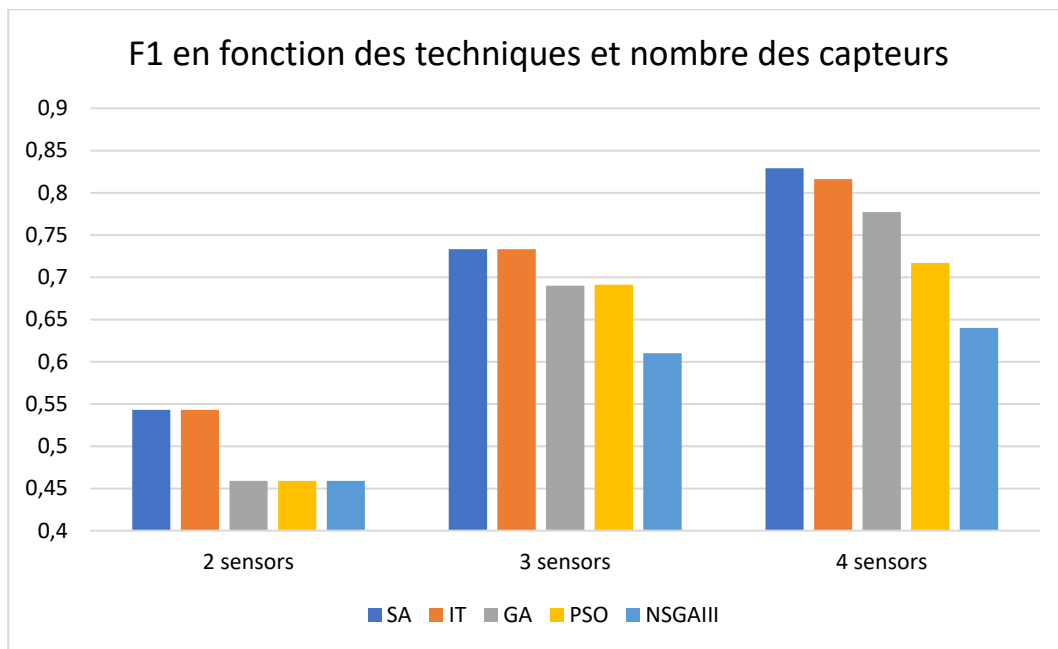


Figure 60 : F1 en fonction des techniques et nombre des capteurs

Nos deux méthodologies montrent de bons résultats par rapport à la bibliographie. Bien que l'approche basée sur NSGA-III soit plus rapide, les emplacements proposés ne correspondent pas aux emplacements optimaux pour une application réelle de localisation des fuites. À l'inverse, l'approche fondée sur la sélection ascendante offre les meilleures performances et dépasse les résultats de la littérature, indiquant un bon potentiel d'application industrielle.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé des indices de criticité pour les conduites et les pompes d'un réseau de pompage minier principalement. Ces indicateurs ont été testés et analysés sur un Benchmark issu de la littérature, afin d'évaluer leur pertinence et leur robustesse.

Concernant les pompes critiques, un paramètre de non-disponibilité a été intégré afin de tenir compte de la présence éventuelle de pompes de secours en cas de défaillance. Cette prise en compte s'est révélée déterminante, car elle modifie de manière significative la valeur de la criticité calculée, en offrant une vision plus réaliste du comportement opérationnel du réseau une dimension négligée dans la littérature.

Dans la seconde partie, deux méthodologies de déploiement optimal des capteurs de pression ont été proposées, toutes deux basées sur la modélisation nodale. Ces approches visent à identifier les emplacements optimaux des capteurs pour détecter la présence et la localisation des fuites à débits variables. La première méthode repose sur un algorithme génétique multi-objectif, tandis que la seconde met en œuvre une approche d'apprentissage automatique combinée à une sélection ascendante de variables et à un modèle de forêts aléatoires.

Les deux approches ont fourni des résultats satisfaisants, avec une bonne capacité de détection et une cohérence entre les scénarios simulés. Toutefois, l'approche par apprentissage automatique s'est distinguée par une meilleure précision de détection et de localisation des fuites, bien que son temps de calcul soit environ 20 fois plus élevé (39 minutes contre 2 minutes pour l'algorithme génétique).

Inversement, l'algorithme génétique, bien que plus rapide, demeure plus sensible aux paramètres de configuration tels que, la population et les générations, ce qui influence la stabilité des résultats.

Conclusion générale et perspectives

La présente recherche a pour objectif d'analyser la pertinence des différentes techniques de modélisation en tant qu'outils de prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage. En se basant la littérature et des résultats obtenus durant ce mandat, les principales conclusions de ce travail sont résumées comme la suite :

Pour assurer une prédiction efficace à la fois à l'échelle du composant et à celle du réseau, il est recommandé de combiner plusieurs approches : l'analyse des données de terrain, la modélisation numérique des composantes, ainsi que l'analyse nodale de l'ensemble du réseau.

- La précision de la prédiction des défaillances à l'aide de la modélisation numérique, nodale et de l'apprentissage automatique dépend largement de la quantité et de la qualité des données de terrain. Ainsi, à mesure que de nouvelles données deviennent disponibles et que les conditions d'exploitation évoluent, il est essentiel de mettre à jour les modèles nodaux afin de maintenir leur justesse, leur fiabilité et leur performance prédictive.
- La modélisation numérique constitue un outil puissant pour anticiper les défauts susceptibles d'apparaître dans les composantes d'un réseau de pompage. Toutefois, elle exige une expertise technique approfondie ainsi qu'un investissement considérable en temps afin de concevoir un modèle numérique suffisamment fiable pour analyser avec précision les causes potentielles de défaillance.
- La modélisation nodale constitue un outil d'analyse rapide et performant du comportement des réseaux de pompage. Elle permet d'identifier les zones à risque de défaillance ainsi que les composantes critiques, afin d'intervenir efficacement et d'apporter des améliorations ciblées à un réseau existant ou en phase d'étude.
- Le déploiement optimal des instruments, combinant la modélisation nodale et l'apprentissage automatique, représente une approche efficace et rapide pour obtenir des résultats préliminaires fiables. Ces résultats peuvent ensuite être

ajustés en fonction des zones d'intérêt et des composantes critiques jugées prioritaires pour la surveillance.

Par conséquent, plusieurs pistes de recherche futures sont proposées afin d'améliorer et de renforcer la pertinence des approches appliquée à la prédiction des défaillances dans les réseaux de pompage :

- Lier l'analyse des éléments critiques au déploiement optimal des instruments permet de cibler avec précision l'emplacement des capteurs et de prioriser la surveillance des composantes les plus critiques du réseau.
- Intégrer une base de données réelle contenant l'historique des défaillances des pompes et des conduites aux indicateurs de criticité développés, en ajustant leurs pondérations, permettrait de rendre ces indicateurs plus représentatifs du comportement réel des réseaux de pompage.
- Lier l'analyse de criticité à une étude probabiliste des défaillances des composantes d'un réseau de pompage permettrait d'introduire un coefficient de correction dans les indicateurs de criticité. Ce lien rendrait ces indicateurs capables de prendre simultanément en compte la probabilité de défaillance et l'ampleur des dommages associés à chaque défaillance.
- Concevoir une application dotée d'une interface utilisateur optimisée, capable d'agréger les analyses de criticité et d'orchestrer le déploiement optimal des capteurs. L'outil devra offrir des fonctions avancées de modélisation directe du réseau, de simulation et de configuration afin de soutenir l'aide à la décision.

ANNEXE A : GUIDE DE SERRAGE LE PARTENAIRE INDUSTRIEL

BOULON ZINC [BOLT] GRADE 5			
Nominal Dia. (in.)	Filet par pouce [Threads per inch]	Torque (ft-lbs)	
		Lubrifié [Lubricated]	Sec [Dry]
Filet grossier [Coarse Thread Series (ft-lbs)]			
1/4	20	6,3	8,4
5/16	18	13,01	17,4
3/8	16	23	31
7/16	14	37	49
1/2	13	57	75
9/16	12	82	109
5/8	11	113	150
3/4	10	200	267
7/8	9	322	429
1	8	483	644
Filet fin [Fine Thread Series]			
1/4	28	7,3	9,7
5/16	24	14,5	19,3
3/8	24	26	35
7/16	20	41	55
1/2	20	64	85
9/16	18	91	121
5/8	18	127	170
3/4	16	223	297
7/8	14	355	474
1	14	542	722

BOULON ZINC [BOLT] GRADE 8			
Nominal Dia. (in.)	Filet par pouce [Threads per inch]	Torque (ft-lbs)	
		Lubrifié [Lubricated]	Sec [Dry]
Filet grossier [Coarse Thread Series (ft-lbs)]			
1/4	20	8,9	11,9
5/16	18	18,4	24,6
3/8	16	33	44
7/16	14	52	70
1/2	13	80	106
9/16	12	115	154
5/8	11	159	212
3/4	10	282	376
7/8	9	455	606
1	8	681	909
Filet fin [Fine Thread Series]			
1/4	28	10,3	13,6
5/16	24	20,4	27,3
3/8	24	37	49
7/16	20	58	78
1/2	20	90	120
9/16	18	128	171
5/8	18	180	240
3/4	16	315	420
7/8	14	502	669
1	14	765	1020

VIS À TÊTE CYLINDRIQUE [SOCKET HEAD CAP SCREW]			
Nominal Dia.	Filet par pouce [Threads per inch]	Sec [Dry]	Lubrifié [Lubricated]
Filet grossier [Coarse Thread Series (ft-lbs)]			
1/4	20	13,9	10,4
3/8	16	51	38
1/2	13	124	93
Filet fin [Fine Thread Series]			
1/4	28	15,9	11,9
3/8	24	58	43
1/2	20	140	105

ANNEXE B : GUIDE DE SERRAGE FASTENAL

Torque-Tension Relationship for A307A, Grade 5, 8 & 9 Bolts

Nominal Dia.	Threads per inch	Tensile Stress			ASTM A307 Grade A			SAE J429 Grade 5			SAE J429 Grade 8			F155 Grade 9		
		Clamp Load (lbs)	Tightening Torque (in-lb)	Tightening Torque (ft-lb)	Clamp Load (lbs)	Tightening Torque (in-lb)	Tightening Torque (ft-lb)	Clamp Load (lbs)	Tightening Torque (in-lb)	Tightening Torque (ft-lb)	Clamp Load (lbs)	Tightening Torque (in-lb)	Tightening Torque (ft-lb)			
(in.)		(90 in.)	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20		
1/4	20	0.0318	850	32 in-lb	37 in-lb	43 in-lb	200	75 in-lb	86 in-lb	101 in-lb	264	107 in-lb	122 in-lb	143 in-lb		
5/16	18	0.0354	1416	65 in-lb	75 in-lb	88 in-lb	342	157 in-lb	178 in-lb	209 in-lb	479	221 in-lb	251 in-lb	295 in-lb		
3/8	16	0.0512	2092	110 in-lb	125 in-lb	145 in-lb	490	230 in-lb	265 in-lb	310 in-lb	694	333 in-lb	377 in-lb	443 in-lb		
7/16	14	0.0753	2870	116 in-lb	133 in-lb	155 in-lb	517	242 in-lb	280 in-lb	332 in-lb	740	358 in-lb	404 in-lb	480 in-lb		
1/2	13	0.1419	3831	24 in-lb	27 in-lb	32 in-lb	95	62 in-lb	75 in-lb	87 in-lb	70	121 in-lb	141 in-lb	168 in-lb		
9/16	12	0.1819	4912	35 in-lb	39 in-lb	46 in-lb	124	82 in-lb	100 in-lb	119 in-lb	106	156 in-lb	183 in-lb	215 in-lb		
5/8	11	0.2260	6102	48 in-lb	54 in-lb	64 in-lb	140 in-lb	113 in-lb	138 in-lb	160 in-lb	150	212 in-lb	238 in-lb	281 in-lb		
3/4	10	0.3435	9030	65 in-lb	76 in-lb	91 in-lb	213 in-lb	200 in-lb	227 in-lb	267 in-lb	330 in-lb	376 in-lb	421 in-lb	498 in-lb		
7/8	9	0.4617	12467	136 in-lb	155 in-lb	182 in-lb	294 in-lb	322 in-lb	365 in-lb	429 in-lb	415 in-lb	458 in-lb	515 in-lb	606 in-lb		
1	8	0.6057	16359	254 in-lb	292 in-lb	345 in-lb	531 in-lb	581 in-lb	671 in-lb	772 in-lb	700 in-lb	809 in-lb	909 in-lb	1065 in-lb		
1 1/4	7	0.9591	25165	409 in-lb	463 in-lb	545 in-lb	837 in-lb	916 in-lb	1121 in-lb	1291 in-lb	1145 in-lb	1317 in-lb	1507 in-lb	1752 in-lb		
1 1/2	6	1.4053	37942	711 in-lb	806 in-lb	949 in-lb	1462 in-lb	1657 in-lb	1900 in-lb	2243 in-lb	2371 in-lb	2688 in-lb	3162 in-lb	3706 in-lb		

F157 Thread Series														
1/4	28	0.3642	982	37 in-lb	42 in-lb	49 in-lb	239	87 in-lb	99 in-lb	116 in-lb	324	125 in-lb	139 in-lb	164 in-lb
5/16	24	0.5551	1558	73 in-lb	83 in-lb	98 in-lb	370	174 in-lb	197 in-lb	231 in-lb	525	245 in-lb	278 in-lb	333 in-lb
3/8	24	0.6878	2371	111 in-lb	126 in-lb	145 in-lb	559	261 in-lb	300 in-lb	355 in-lb	790	371 in-lb	425 in-lb	508 in-lb
7/16	20	0.1867	3205	18 in-lb	20 in-lb	23 in-lb	75	41 in-lb	47 in-lb	55 in-lb	164	65 in-lb	75 in-lb	89 in-lb
1/2	20	0.1630	4319	27 in-lb	31 in-lb	36 in-lb	109	61 in-lb	72 in-lb	85 in-lb	149	90 in-lb	102 in-lb	120 in-lb
9/16	18	0.2560	5480	39 in-lb	44 in-lb	51 in-lb	129	70 in-lb	83 in-lb	97 in-lb	170	103 in-lb	116 in-lb	141 in-lb
5/8	18	0.2560	6911	54 in-lb	61 in-lb	72 in-lb	163	91 in-lb	108 in-lb	127 in-lb	206	120 in-lb	139 in-lb	168 in-lb
3/4	16	0.3730	10070	94 in-lb	107 in-lb	126 in-lb	237	123 in-lb	143 in-lb	168 in-lb	297	153 in-lb	177 in-lb	214 in-lb
7/8	14	0.5005	15756	150 in-lb	171 in-lb	201 in-lb	324	165 in-lb	193 in-lb	225 in-lb	403 in-lb	214 in-lb	248 in-lb	294 in-lb
1	14	0.6799	23827	223 in-lb	250 in-lb	305 in-lb	433	214 in-lb	252 in-lb	304 in-lb	542 in-lb	282 in-lb	330 in-lb	396 in-lb
1 1/4	12	1.0729	29670	453 in-lb	513 in-lb	604 in-lb	954	485 in-lb	560 in-lb	665 in-lb	1055 in-lb	541 in-lb	635 in-lb	768 in-lb
1 1/2	12	1.5810	42638	800 in-lb	907 in-lb	1067 in-lb	1645 in-lb	1855 in-lb	2184 in-lb	2594 in-lb	1422	268 in-lb	304 in-lb	357 in-lb

The torque values can only be achieved if nut (or tapped hole) has a proof load greater than or equal to the bolt's minimum ultimate tensile strength. The torque values are based on 75% of the specified ultimate tensile strength of the bolt. ASTM A307 allows 75% of 36,000 PSI.

Clamp load calculated as 75% of the proof load when specified by the standard. ASTM A307 utilized 75% of 36,000 PSI.

Torque values for 1/4 and 5/16-in series are in inch-pounds. All other torque values are in foot-pounds.

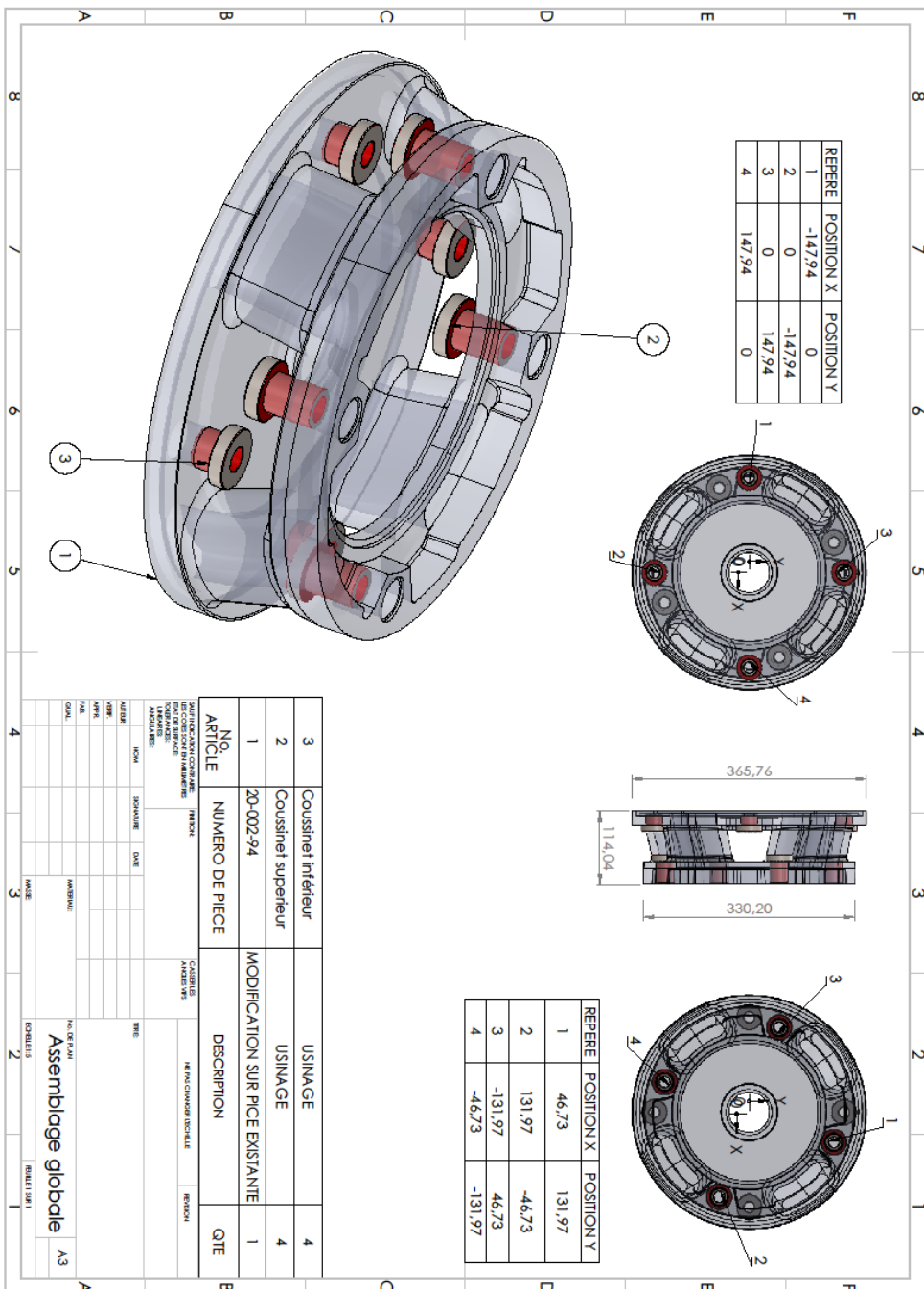
$K = 0.15$ for "lubricated" conditions

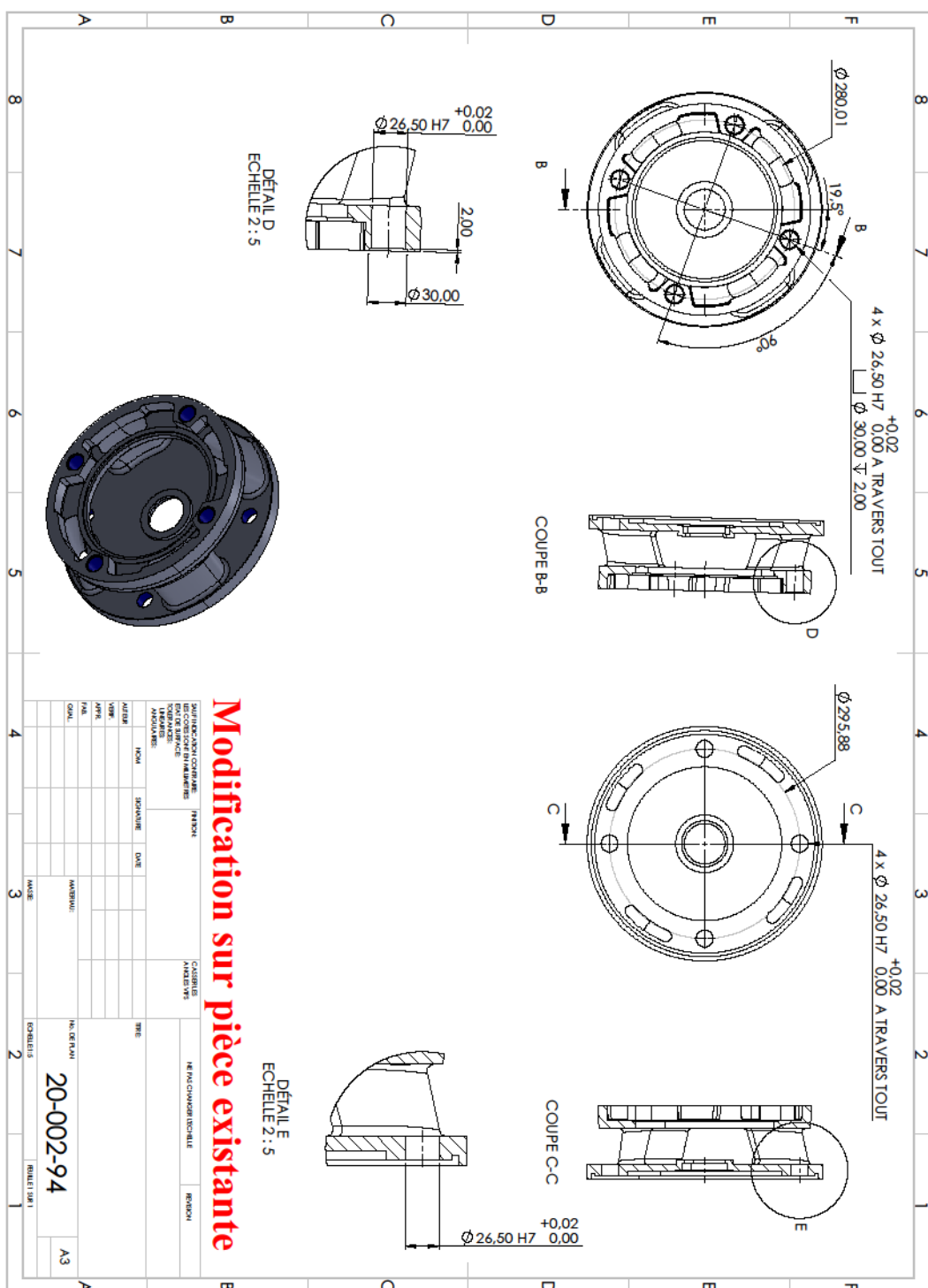
$K = 0.20$ for plain and dry conditions

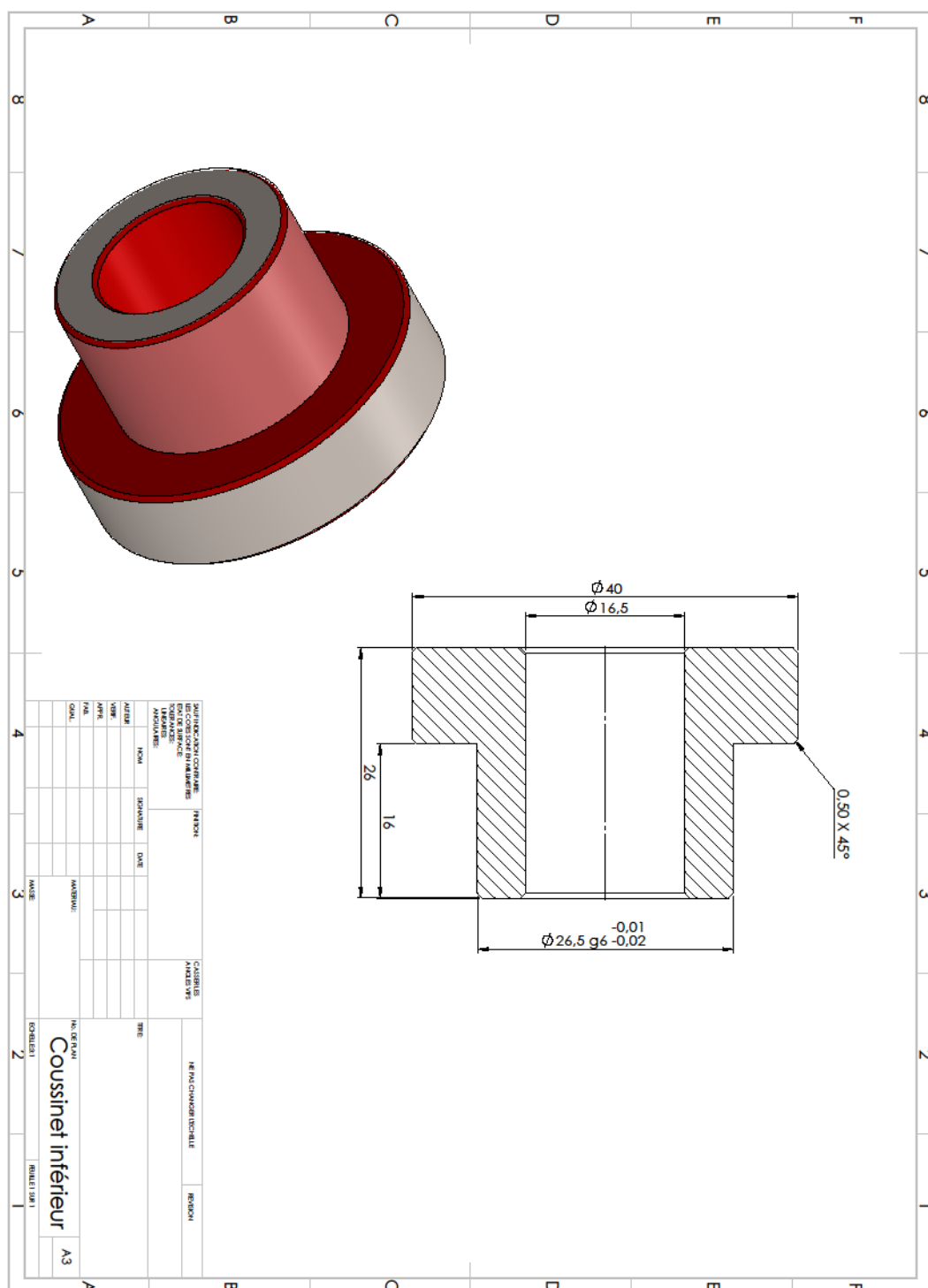
D = Nominal Diameter

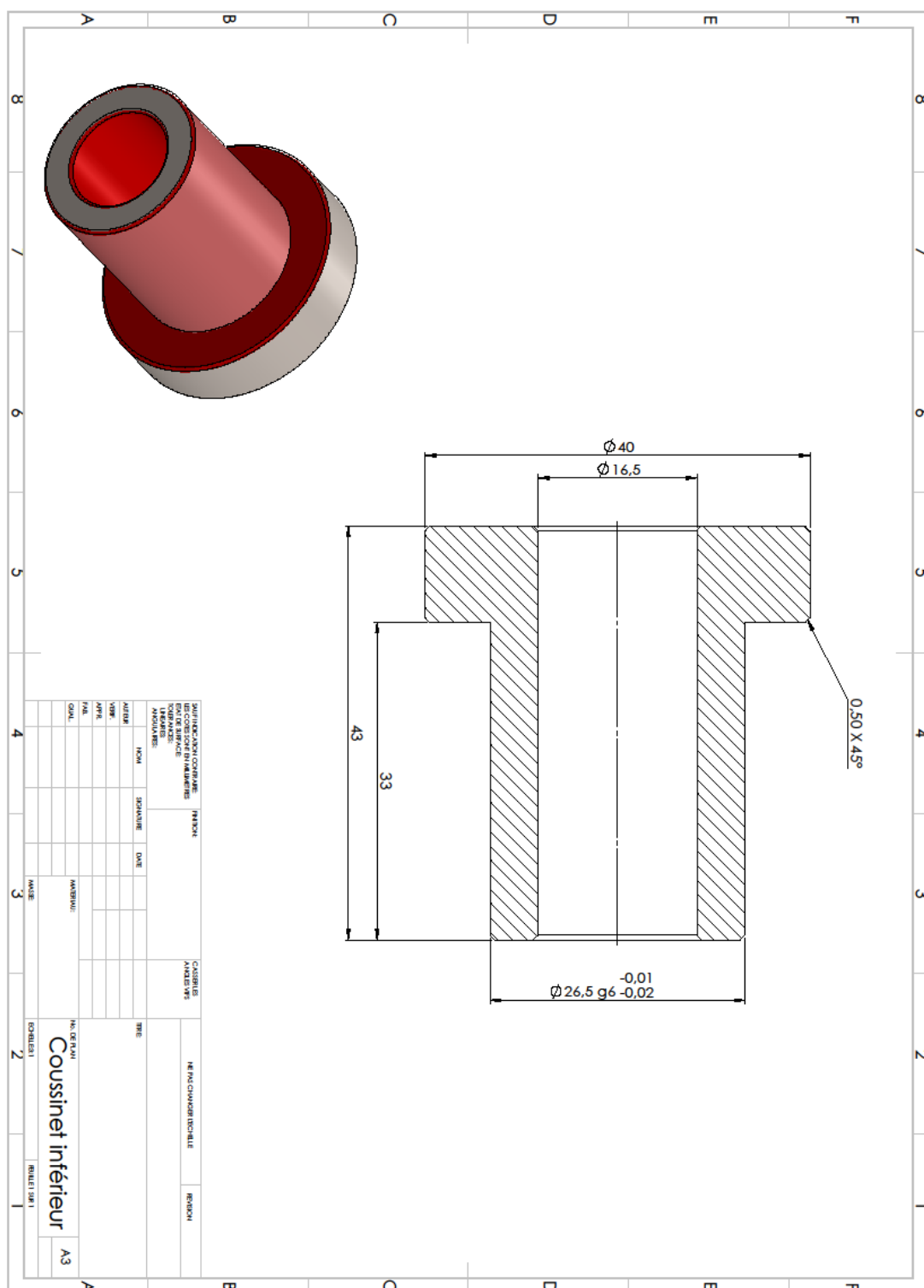
$F = \text{Clamp Load}$

ANNEXE C : SOLUTION PROPOSÉE









LISTE DE RÉFÉRENCES

- Abu-Mahfouz, A. M., Hamam, Y., Page, P. R., Djouani, K., & Kurien, A. (2016). Real-time dynamic hydraulic model for potable water loss reduction. *Procedia Engineering*, 154, 99-106.
- Adraoui, M., Diop, E. B., Ebnou Abdem, S. A., Azmi, R., & Chenal, J. (2024). Towards an Understanding of Hydraulic Sensitivity: Graph Theory Contributions to Water Distribution Analysis. *Water*, 16(5). <https://doi.org/10.3390/w16050646>
- Agathokleous, A., Christodoulou, C., & Christodoulou, S. E. (2017). Topological Robustness and Vulnerability Assessment of Water Distribution Networks. *Water Resources Management*, 31(12), 4007-4021. <https://doi.org/10.1007/s11269-017-1721-7>
- Agency, U. S. E. P. (1984). *Assessment of the Technical, Environmental, and Safety Aspects of Storage of Hazardous Waste in Underground Tanks Final Report*.
- Agency, U. S. E. P. (2020). EPANET 2.2 Users Manual. In.
- agnico eagle : Canadian Malartic Mine. (2024). <https://malartic.agnicoeagle.com/en/about-us/canadian-malartic-mine/>
- Ahmad, R., & Kamaruddin, S. (2012). An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application. *Computers & Industrial Engineering*, 63(1), 135-149. <https://doi.org/10.1016/j.cie.2012.02.002>
- Alperovits, E., & Shamir U. . (2016). Design of Optimal Water Distribution Systems. *Water Resources Research*, 13(6), 885-900. <https://doi.org/10.4236/am.2016.718184>
- Ansys, I. (2021a). *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. ANSYS, Inc.
- Ansys, I. (2021b). *The Fatigue Module of ANSYS Mechanical*. https://www.ozeninc.com/wp-content/uploads/2021/01/Mechanical_Fatigue_16.0_L01.pdf
- Babayigit, O., Ozgoren, M., Aksoy, M. H., & Kocaaslan, O. (2017). Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes. *Desalination and Water Treatment*, 67, 28-40. <https://doi.org/10.5004/dwt.2017.20153>
- Bai, L., Hu, C., Wang, Y., Han, Y., Agarwal, R., & Zhou, L. (2023). Evaluation of Various Turbulence Models and Large Eddy Simulation for Stall Prediction in a Centrifugal Pump. *Water*, 15(19). <https://doi.org/10.3390/w15193432>
- Bai, Y., & Wu, D. (2022). Study on Fatigue Characteristics of Axial-Flow Pump Based on Two-Way Fluid–Structure Coupling. *Energies*, 15(23). <https://doi.org/10.3390/en15238965>
- Barros, D., Zanfei, A., Menapace, A., Meirelles, G., Herrera, M., & Brentan, B. (2025). Leak detection and localization in water distribution systems via multilayer networks. *Water Res* X, 26, 100280. <https://doi.org/10.1016/j.wroa.2024.100280>
- Barros, D. B., Souza, R. G., Meirelles, G., & Brentan, B. (2023). Leak detection in water distribution networks based on graph signal processing of pressure data. *Journal of Hydroinformatics*, 25(6), 2281-2290. <https://doi.org/10.2166/hydro.2023.047>

- Belvederesi, C., Thompson, M. S., & Komers, P. E. (2018). Statistical analysis of environmental consequences of hazardous liquid pipeline accidents. *Heliyon*, 4(11), e00901. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2018.e00901>
- Bermúdez, J.-R., López-Estrada, F.-R., Besançon, G., Valencia-Palomo, G., Torres, L., & Hernández, H.-R. (2018). Modeling and Simulation of a Hydraulic Network for Leak Diagnosis. *Mathematical and Computational Applications*, 23(4). <https://doi.org/10.3390/mca23040070>
- Bounab Dounya, & Kanté Wodia. (2020). *Diagnostic du réseau Ben-Djerrah par le couplage Epanet-Arcgis avec la prise en considération de la problématique des fuites*.
- Boyer, S. A. (2010). *SCADA: Supervisory Control and Data Acquisition*. International Society of Automation. <https://books.google.nl/books?id=5q-qQAAACAAJ>
- Brown, M. (2019). *US mining sites dump 50M gallons of fouled wastewater daily*. <https://phys.org/news/2019-02-fouled-reveal-legacy-industry.html>
- Budris, A. R. (2017). *WASTEWATER TREATMENT : Improving Pump Component Reliability to Optimize Mean Time Between Failure*. <https://www.waterworld.com/wastewater-treatment/article/16191867/improving-pump-component-reliability-to-optimize-mean-time-between-failure>
- Cahyadi, T., Anggoro, S., Saptono, S., Suyono, S., Setyowati, I., & Sugarto, S. (2021). *Technical Review of Mine Dewatering System Case Study Underground Gold Mine PT Bumi Suksesindo* Proceedings of the 2nd International Conference on Industrial and Technology and Information Design, ICITID 2021, 30 August 2021, Yogyakarta, Indonesia,
- Canada, M. A. o. (2023). *The Canadian Mining Story: Economic Impacts and Drivers for the Global Energy Transition*. M. A. o. Canada. <https://mining.ca/flippingbooks/mac-report-2023/>
- Capelo, M., Brentan, B., Monteiro, L., & Covas, D. (2021). Near-Real Time Burst Location and Sizing in Water Distribution Systems Using Artificial Neural Networks. *Water*, 13(13). <https://doi.org/10.3390/w13131841>
- Casillas, M. V., Puig, V., Garza-Castanon, L. E., & Rosich, A. (2013). Optimal sensor placement for leak location in water distribution networks using genetic algorithms. *Sensors (Basel)*, 13(11), 14984-15005. <https://doi.org/10.3390/s131114984>
- Chen, C., Xu, H., Deng, F., Wu, K., Zhang, Z., & Si, Q. (2024). Study on the Transient Flow Characteristics of Multistage Centrifugal Pumps during the Startup Process before System Operation. *Water*, 16(13). <https://doi.org/10.3390/w16131876>
- Chen, J., Lin, C., Peng, D., & Ge, H. (2020). Fault Diagnosis of Rotating Machinery: A Review and Bibliometric Analysis. *IEEE Access*, 8, 224985-225003. <https://doi.org/10.1109/access.2020.3043743>
- Co, A. A. C. (2025). *How Long Do Steel Water Tanks Last*. <https://alauz.com.sa/how-long-do-steel-water-tanks-last/>
- Diao, K., Farmani, R., Fu, G., Astaraie-Imani, M., Ward, S., & Butler, D. (2014). Clustering analysis of water distribution systems: identifying critical

- components and community impacts. *Water Sci Technol*, 70(11), 1764-1773. <https://doi.org/10.2166/wst.2014.268>
- Dijkstra, E. W. (1959). A note on two problems in connexion with graphs. *Numerische Mathematik*, 1(1), 269-271. <https://doi.org/10.1007/BF01386390>
- E. Todini, & S. Pilati. (1988). A Gradient Algorithm for the Analysis of Pipe Networks. *Computer Applications in Water Supply*. 1-20.
- E.K.Briggs, M. H. (2005). *Maintenance and reliability of a water pumping station* 9th International Conference of Maintenance Societies, ICOMS-2005, https://www.researchgate.net/publication/236011014_Maintenance_and_reliability_of_a_water_pumping_station
- Folkman, S. (2018). *Water Main Break Rates In the USA and Canada:A Comprehensive Study*. <https://www.uni-bell.org/Portals/0/ResourceFile/water-main-break-rates-in-the-usa-and-canada-a-comprehensive-study-march-2018.pdf#:~:text=2,concerning%20is%20that%20break%20rates>
- Giustolisi, O., Ciliberti, F. G., Berardi, L., & Laucelli, D. B. (2022). A Novel Approach to Analyze the Isolation Valve System Based on the Complex Network Theory. *Water Resources Research*, 58(4). <https://doi.org/10.1029/2021wr031304>
- Giustolisi, O., Ridolfi, L., & Simone, A. (2019). Tailoring Centrality Metrics for Water Distribution Networks. *Water Resources Research*, 55(3), 2348-2369. <https://doi.org/10.1029/2018wr023966>
- Gulich, J. F. (2014). Pump Types and Performance Data. In *Centrifugal Pumps* (pp. 43-78). Springer Berlin Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-642-40114-5_2
- Hagberg AA, S. D., Swart PJ. (2008). *Exploring Network Structure, Dynamics, and Function using NetworkX* Proceedings of the 7th Python in Science Conference,
- INFRASTRUCTURE, O. A. S. (2021). A comprehensive assessment of America's infrastructure.
- Jacobs, J. A., Mathews, M. J., & Kleingeld, M. (2018). Failure Prediction of Mine De-watering Pumps. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 18(4), 927-938. <https://doi.org/10.1007/s11668-018-0488-3>
- James A. Graham, J. F. M., Franklin J. Appl. (1968). *Fatigue Design Handbook: A Guide for Product Design and Development Engineers*.
- Jeong G, K. D. (2020). Hydraulic Uniformity Index for Water Distribution Networks. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 146(2). <https://doi.org/doi/10.1061/%28ASCE%29WR.1943-5452.0001158>
- Julian Marcon, M. T., Joaquim Peiró, David Moxey, Claire R. Pollard, Henry Bucklow, Mark Gammon. (2019). High-order curvilinear hybrid mesh generation for CFD simulations. *Computer Science*. <https://doi.org/https://doi.org/10.48550/arXiv.1901.00992>
- Kazeem B. Adedeji, Yskandar Hamam, Bolanle T. Abe, & Adnan M. Abu-Mahfouz. (2018). *Pressure Management Strategies for Water Loss Reduction in Large-Scale Water Piping Networks: A Review*
- Klise, K. A., Hart, D. B., Bynum, M., Hogge, J., Haxton, T., & Murray, R., Burkhardt, J. . (2020). *Water Network Tool for Resilience (WNTR) User Manual: Version*

- 0.2.3. In W. U.S. EPA Office of Research and Development, DC, . (Ed.), (Vol. EPA/600/R-20/185,, pp. 82p).
- Kunz, N. C., Moran, C.J. (2021). Water Management and Stewardship in Mining Regions. In *Handbook of Water Resources Management*. https://doi.org/https://doi.org/10.1007/978-3-030-60147-8_21
- Li, G., Xia, Y., Mao, J., Zhao, D., & Meng, Q. (2024). Influence of Different Valve Openings on the Structural Dynamic Characteristics of a Multistage Pump. *Water*, 16(20). <https://doi.org/10.3390/w16202964>
- Lina Perelman, A. O. (2011). Topological clustering for water distribution systems analysis, . *Environmental Modelling & Software*,, 26(7), 969-972. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2011.01.006>.
- Lipej, A. (2022). Challenges in the Numerical Analysis of Centrifugal Pumps": Energetic, Cavitation and Dynamic Characteristics. *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 12(1), 8217-8222. <https://doi.org/10.48084/etasr.4647>
- Liu, X., Xu, F., Cheng, L., Pan, W., & Jiao, W. (2022). Stress Characteristics Analysis of Vertical Bi-Directional Flow Channel Axial Pump Blades Based on Fluid–Structure Coupling. *Machines*, 10(5). <https://doi.org/10.3390/machines10050368>
- M., F. (2009.). Aspects of energy efficiency in water supply systems. 5th IWA Water Loss Reduction Specialist Conference,
- Madhavan, S., & Kemmerling, E. M. C. (2018). The effect of inlet and outlet boundary conditions in image-based CFD modeling of aortic flow. *Biomed Eng Online*, 17(1), 66. <https://doi.org/10.1186/s12938-018-0497-1>
- Maiolo, M., Pantusa, D., Carini, M., Capano, G., Chiaravalloti, F., & Procopio, A. (2018). A New Vulnerability Measure for Water Distribution Network. *Water*, 10(8). <https://doi.org/10.3390/w10081005>
- MARK GIMSON, C.-V. (2024). *Air Valves: The Unsung Heroes of Water Infrastructure*. <https://www.valvemagazine.com/articles/air-valves-the-unsung-heroes-of-water-infrastructure>
- Marlim, M. S., Jeong, G., & Kang, D. (2019). Identification of Critical Pipes Using a Criticality Index in Water Distribution Networks. *Applied Sciences*, 9(19). <https://doi.org/10.3390/app9194052>
- Marlim, M. S. J., G. Kang. (2019). Identification of Critical Pipes Using a Criticality Index in Water Distribution Networks. *Applied Sciences*. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/app9194052>
- Meijer, D., Post, J., van der Hoek, J. P., Korving, H., Langeveld, J., & Clemens, F. (2020). Identifying critical elements in drinking water distribution networks using graph theory. *Structure and Infrastructure Engineering*, 17(3), 347-360. <https://doi.org/10.1080/15732479.2020.1751664>
- Menter, F., Kuntz, M., & Langtry, R. B. (2003). Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Heat and Mass Transfer*, 4.
- Mobley, R. K. (2002). *An Introduction to Predictive Maintenance*. <https://doi.org/10.1016/b978-0-7506-7531-4.X5000-3>

- Mohammed, E. G., Zeleke, E. B., & Abebe, S. L. (2021). Water leakage detection and localization using hydraulic modeling and classification. *Journal of Hydroinformatics*, 23(4), 782-794. <https://doi.org/10.2166/hydro.2021.164>
- Mounia Achouch, M. D., Khaled Ziane, Sasan Sattarpanah Karganroudi, Rizck Dhouib, Hussein Ibrahim, Mehdi Adda. (2022). On Predictive Maintenance in Industry 4.0: Overview, Models, and Challenges. *Applied Sciences*. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/app12168081>
- Mudumbe, M. J., & Abu-Mahfouz, A. M. (2015). Smart water meter system for user-centric consumption measurement. 2015 IEEE 13th international conference on industrial informatics (INDIN),
- Newman, M., Networks. (2010). *An Introduction*, 1st edn. Oxford Academic. <https://doi.org/https://doi.org/10.1093/acprof:oso/9780199206650.001.0001>
- Newman, M. E. J. (2005). A measure of betweenness centrality based on random walks, *Social Networks*, 27(1). <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.socnet.2004.11.009>.
- Oberholzer, P. (2015). *Best Practices for Automation and Control of Mine Dewatering Systems*. https://www.academia.edu/121017799/Best_practices_for_automation_and_control_of_mine_dewatering_systems
- Osman, M. S., Yoyo, S., Page, P. R., & Abu-Mahfouz, A. M. (2016). Real-time dynamic hydraulic model for water distribution networks: steady state modelling.
- Paolo Crucitti, V. L., Massimo Marchiori, Andrea Rapisarda,. (2004). Error and attack tolerance of complex networks, *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, 340. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.physa.2004.04.031>.
- Peng, G., Fan, F., Zhou, L., Huang, X., & Ma, J. (2021). Optimal hydraulic design to minimize erosive wear in a centrifugal slurry pump impeller. *Engineering Failure Analysis*, 120. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105105>
- Pope, S. B. (2000). *Turbulent Flows*. <https://doi.org/10.1017/cbo9781316179475>
- Prasad, R. K. (2021). Identification of Critical Pipes for Water Distribution Network Rehabilitation. *Water Resources Management*, 35(15), 5187-5204. <https://doi.org/10.1007/s11269-021-02994-1>
- Ramberg Walter, & Osgood William R. (1943). *Description of stress-strain curves by three parameters*. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19930081614>
- Randall, R. B., & Antoni, J. (2011). Rolling element bearing diagnostics—A tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(2), 485-520. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.07.017>
- Rebecca Dziedzic, B. W. K. (2015). Energy Metrics for Water Distribution System Assessment: Case Study of the Toronto Network. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 141(11). [https://doi.org/https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000555](https://doi.org/https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000555)
- Roache, P. J., Ghia, K. N., & White, F. M. (1986). Editorial Policy Statement on the Control of Numerical Accuracy. *Journal of Fluids Engineering*, 108(1). <https://doi.org/10.1115/1.3242537>
- Robert Lax, K. S., Vestal Tutterow. (2009). *Life Cycle Cost Savings in Water Treatment Pumping Systems*.

- <https://www.waterworld.com/home/article/16193593/life-cycle-cost-savings-in-water-treatment-pumping-systems>
- Romero-Ben, L., Cembrano, G., Puig, V., & Blesa, J. (2022). Model-free Sensor Placement for Water Distribution Networks using Genetic Algorithms and Clustering*. *IFAC-PapersOnLine*, 55(33), 54-59. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2022.11.009>
- Romero L., Joaquim Blesa, Vicenç Puig, Vicenç Puig, & Gabriela Cembrano. (2022). Clustering-Learning Approach to the Localization of Leaks in Water Distribution Networks. [https://doi.org/https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.00015](https://doi.org/https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.00015)
- Santos-Ruiz, I., Lopez-Estrada, F. R., Puig, V., Valencia-Palomo, G., & Hernandez, H. R. (2022). Pressure Sensor Placement for Leak Localization in Water Distribution Networks Using Information Theory. *Sensors (Basel)*, 22(2). <https://doi.org/10.3390/s22020443>
- Shamsuddeen, M. M., Kim, S., Shahzer, M. A., Ma, S.-B., & Kim, J.-H. (2022). Numerical investigation of losses in a double-suction multistage centrifugal pump and its mitigation using baffle plates. *Frontiers in Energy Research*, 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.969706>
- Shiddiqi, A. M., Za'in, C., Lathifah, A., Ahmad, T., & Purwitasari, D. (2024). GA-Sense: Sensor placement strategy for detecting leaks in water distribution networks based on time series flow and genetic algorithm. *MethodsX*, 12, 102612. <https://doi.org/10.1016/j.mex.2024.102612>
- Sigfried Haering, R. B. a. R. K. (2021). *A computational study of turbulent separated flow over a wall mounted cube at two different Reynolds numbers and incoming velocity profiles*.
- Simone, A., Cesaro, A., Del Giudice, G., Di Cristo, C., & Fecarotta, O. (2022). Potentialities of Complex Network Theory Tools for Urban Drainage Networks Analysis. *Water Resources Research*, 58(8). <https://doi.org/10.1029/2022wr032277>
- Spellman, F. R. (2020). *Handbook of Water and Wastewater Treatment Plant Operations*. <https://doi.org/10.1201/9781003038351>
- Sridhar, M., Sunnam, S., Goswami, S., & Liu, J. S. (2011). *CFD Aerodynamic Performance Validation of a Two-Stage High Pressure Turbine Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C*,
- Sulzer. (2020). *Pumping Solutions for Mine Water Management*. https://www.sulzer.com/en/-/media/files/applications/mining-and-metals/pump_solutions_for_mine_water_management_a10357_en.pdf
- Tadepalli, S. C., Erdemir, A., & Cavanagh, P. R. (2011). Comparison of hexahedral and tetrahedral elements in finite element analysis of the foot and footwear. *J Biomech*, 44(12), 2337-2343. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2011.05.006>
- Thomas M. Walski, A. P. (1982). Economic analysis of water main breaks. *Research and Technology*, 74(3), 140-147. <https://doi.org/https://doi.org/10.1002/j.1551-8833.1982.tb04874.x>
- Trebuňa, F., Šimčák, F., & Bocko, J. (2009). Failure analysis of storage tank. *Engineering Failure Analysis*, 16(1), 26-38. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2007.12.005>

- Tshehla, K. S., Hamam, Y., & Abu-Mahfouz, A. M. (2017). State estimation in water distribution network: A review. 2017 IEEE 15th International Conference on Industrial Informatics (INDIN),
- Tucker, P. G. (2011). Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 2—LES and hybrids. *Progress in Aerospace Sciences*, 47(7), 546-569. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2011.07.002>
- Ulusoy, A. J., Stoianov, I., & Chazerain, A. (2018). Hydraulically informed graph theoretic measure of link criticality for the resilience analysis of water distribution networks. *Appl Netw Sci*, 3(1), 31. <https://doi.org/10.1007/s41109-018-0079-y>
- URBAN, M. (2024). *MIKE URBAN - Water Distribution*. In
- Vlăduță, I., Isac, R. A., Ringheanu, V. L., Toma, E., Petre, C., Stanciuc, R.-M., Constantin, D., & Vasile, M.-L. (2024). Reliability and Maintenance of Motor Operated Valves, in the Romanian Natural Gas Compression and Distribution Stations. *Technium: Romanian Journal of Applied Sciences and Technology*, 21, 83-92. <https://doi.org/10.47577/technium.v21i.10807>
- WaterGEMS. (2024). *WaterGEMS CONNECT Edition Help*. In
- Wéber R, H. T., Hős C. (2020). *staci3*. In
- Wéber, R., Huzsvár, T., Délei, Á., & Hős, C. (2023). Criticality of Isolation Valves in Water Distribution Networks with Hydraulics and Topology. *Water Resources Management*, 37(5), 2181-2193. <https://doi.org/10.1007/s11269-023-03488-y>
- Weber, R., Huzsvár, T., & Hos, C. (2020). Vulnerability analysis of water distribution networks to accidental pipe burst. *Water Res*, 184, 116178. <https://doi.org/10.1016/j.watres.2020.116178>
- Werbinska-Wojciechowska, S., & Rogowski, R. (2025). Proactive Maintenance of Pump Systems Operating in the Mining Industry-A Systematic Review. *Sensors (Basel)*, 25(8). <https://doi.org/10.3390/s25082365>
- Xiang, W. J., Huo, J. D., Wu, W. T., & Wu, P. (2023). Influence of Inlet Boundary Conditions on the Prediction of Flow Field and Hemolysis in Blood Pumps Using Large-Eddy Simulation. *Bioengineering (Basel)*, 10(2). <https://doi.org/10.3390/bioengineering10020274>
- Yan, S., Ye, Z., Wang, D., Ma, J., & Zhou, W. (2024). Structural Analysis and Optimization of Ultra-High-Speed Centrifugal Pump Rotor System Considering Fluid–Structure Interaction. *Water*, 16(11). <https://doi.org/10.3390/w16111471>
- Yang, F., Xu, G., Guo, J., Li, Z., Luan, Y., & Tang, F. (2024). Transient dynamic stress behavior analysis of the axial flow pump as turbine at part loads. *Alexandria Engineering Journal*, 99, 180-195. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2024.05.003>
- Yang, G., & Wang, H. (2023). Optimal Pressure Sensor Deployment for Leak Identification in Water Distribution Networks. *Sensors (Basel)*, 23(12). <https://doi.org/10.3390/s23125691>
- Yu, X., Wu, Y., Meng, F., Zhou, X., Liu, S., Huang, Y., & Wu, X. (2024). A review of graph and complex network theory in water distribution networks: Mathematical foundation, application and prospects. *Water Res*, 253, 121238. <https://doi.org/10.1016/j.watres.2024.121238>

- Yuan, J., Shi, J., Fu, Y., Chen, H., Lu, R., & Hou, X. (2022). Analysis of Fluid-Structure Coupling Dynamic Characteristics of Centrifugal Pump Rotor System. *Energies*, 15(6). <https://doi.org/10.3390/en15062133>
- Zhang, C., Wang, Y., Li, Y., & Ding, W. (2017). Vulnerability Analysis of Urban Drainage Systems: Tree vs. Loop Networks. *Sustainability*, 9(3). <https://doi.org/10.3390/su9030397>