



Rapport intermédiaire du 10 juin 2025

WhiteButterfly

Développement et rédaction d'une méthodologie allant de la définition du cahier des charges jusqu'aux tests de mise en service permettant d'assurer le bon fonctionnement d'une vanne papillon





Hes·so  **VALAIS
WALLIS**



Prestataire de subvention :

Office fédéral de l'énergie OFEN
Section recherche énergétique et cleantech
CH-3003 Berne
www.recherche-energetique.ch

Bénéficiaires de la subvention :

HES-SO Valais-Wallis
CH-1950 Sion
www.hevs.ch

FMV SA
CH-1951 Sion
www.fmv.ch

HYDRO Exploitation SA
CH1950 Sion
www.hydro.ch

Power Vision Engineering Sàrl
CH-1025 St-Sulpice
<https://powervision-eng.ch>

Alpiq SA
CH-1003 Lausanne
<https://www.alpiq.com>

Auteur(s) :

Murielle Richard, Olivier Pacot, Laurent Rapillard, HES-SO, laurent.rapillard@hevs.ch
Blaise Dussex, FMV, blaise.dussex@fmv.ch
Etienne Droz, Steven Stojanovic-Roth, Alexandre Bircher, HYDRO, alexandre.bircher@hydro.ch
Sébastien Alligné, Christophe Nicolet, PVE, christophe.nicolet@powervision-eng.ch
Yann Le Cahain, Bernard Valluy, Alpiq, bernard.valluy@alpiq.com

Suivi du projet à l'OFEN :

Men Wirz, men.wirz@bfe.admin.ch
Klaus Jorde, klaus.jorde@kjconsult.net

Numéro du contrat de l'OFEN : SI/502792-01

Les auteurs sont seuls responsables du contenu et des conclusions du présent rapport.



Résumé

Le retour d'expérience des propriétaires et exploitants d'aménagements hydroélectriques montre qu'il y a une perte régulière de connaissances et de savoir-faire en matière de conception et de dimensionnement des vannes papillon. Cet organe jouant un rôle primordial dans la sécurité d'un aménagement, il est nécessaire de remettre ce sujet à l'étude afin de combler ces pertes de connaissance. De plus, l'évolution des outils de simulation numérique permet un calcul plus précis des phénomènes transitoires et doit être intégrés dans le dimensionnement de tels organes à l'avenir.

Ainsi, ce projet a l'ambition d'élaborer et de mettre gratuitement à disposition des propriétaires d'aménagements, un livre blanc décrivant la méthodologie à suivre pour établir un cahier des charges complet et correct. Ce projet a également pour objectif que les constructeurs sachent ce qu'il faut démontrer pour que la conception et le dimensionnement de la vanne soient validés par le propriétaire. Finalement, la méthodologie développée dans ce projet doit soutenir les exploitants et propriétaires pour vérifier l'aptitude au service d'un composant existant.

Le projet s'organise autour de trois axes principaux. Le premier axe concerne les études à l'échelle du modèle, afin de définir le cadre dans lequel les études numériques sont réalisées. Le deuxième axe consiste à valider l'approche en comparant des mesures et des calculs à l'échelle réelle. Enfin, un livre blanc sera rédigé afin de définir les spécifications à suivre pour concevoir une vanne assurant ainsi la sécurité de l'aménagement et de son environnement.

Une des tâches de cette première année a été de définir la structure du livre blanc qui doit guider le lecteur dans le projet global de dimensionnement ou de vérification d'une vanne papillon. Il a été décidé de partir sur une approche pragmatique et similaire à l'approche des normes SIA. Un diagramme des différentes étapes allant de l'étude de faisabilité aux tests de mise en service d'une vanne a été établi.

Le projet a débuté par l'établissement d'une analyse de risque qui permet de définir quels éléments d'un aménagement hydro-électrique doivent être pris en compte. Cette analyse de risque sera primordiale pour définir les cas de charge (actions sur la vanne dans le livre blanc) à considérer pour le dimensionnement d'une nouvelle vanne ou la vérification de l'aptitude au service d'une vanne existante.

En parallèle de l'analyse de risques, les différentes tâches du projet ont avancé. Après avoir analysé l'objectif des essais sur prototype, il s'est avéré que la vanne d'Ernen n'était peut-être pas le meilleur choix. En effet cette vanne est difficile d'accès pour des mesures et elle a une configuration qui n'est peut-être pas la plus représentative des vannes de sécurité de type papillon. Il a donc été décidé de s'orienter sur la vanne de Péroua (diamètre 3 m). Cette vanne se trouve sur un des aménagements de Grande Dixence et officie comme élément de sécurité entre le bassin d'accumulation de Fionnay et l'usine de Nendaz.

Par conséquent, une vanne modèle réduite de Péroua de 150 mm (échelle 1:20) a été conçue, fabriquée et montée sur le banc d'essai de la HES-SO. Les mesures seront effectuées courant juin-juillet 2025. Les simulations numériques stationnaires présentées dans ce rapport ont également été effectuées sur la géométrie de Péroua que ce soit à l'échelle modèle ou à l'échelle prototype.

Zusammenfassung

Die Rückmeldungen von Eigentümern und Betreibern von Wasserkraftwerken zeigen, dass es regelmäßig zu einem Wissensverlust über die Regeln für die Konstruktion und den Bau von Absperrklappen kommt. Da dieses Organ eine wichtige Rolle für die Sicherheit einer Entwicklung spielt, ist es unerlässlich, dieses Thema erneut zu untersuchen, um den aktuellen Wissensverlust auszugleichen. Darüber hinaus erlauben aktuelle numerische Simulationswerkzeuge eine genauere Berechnung transienter Phänomene und müssen in Zukunft in die Konstruktion solcher Komponenten integriert werden. Zu diesem Zweck zielt dieses Projekt darauf ab, ein Whitepaper zu entwickeln und kostenlos zur Verfügung zu stellen, in dem die zu befolgende Methodik beschrieben wird, damit die Anlagenbesitzer die richtigen



Spezifikationen festlegen können, damit die Bauherren wissen, was nachgewiesen werden muss, damit die Spezifikationen validiert werden können, und schließlich die Betreiber die Eignung einer solchen Komponente für den Betrieb zertifizieren können. Das Projekt gliedert sich in drei Hauptachsen. Die erste Achse betrifft alle Studien eines skalierten Modells, um den Rahmen zu definieren, in dem numerische Studien durchgeführt werden. Die zweite Achse besteht darin, den Ansatz durch den Vergleich von Messungen und Berechnungen im realen Maßstab zu validieren. Schließlich wird ein Whitepaper geschrieben, um die Spezifikationen zu definieren, die befolgt werden müssen, um ein Ventil zu entwickeln, das die Sicherheit der Entwicklung und ihrer Umgebung gewährleistet.

Eine der Aufgaben dieses ersten Jahres bestand darin, die Struktur des Whitepapers festzulegen. Wir brauchten eine Struktur, die den Leser bei dem Gesamtprojekt der Dimensionierung oder Sanierung einer Drosselklappe anleitet. Es wurde beschlossen, mit einem pragmatischen Ansatz zu beginnen, der dem SIA-Normenansatz ähnelt. Es wurde ein Diagramm der verschiedenen Phasen von der Machbarkeitsstudie bis zu den Tests der Inbetriebnahme eines Ventils erstellt. Auch die Risikoanalyse hat begonnen, insbesondere um zu definieren, welche Elemente einer Wasserkraftentwicklung berücksichtigt werden sollten. Diese Risikoanalyse ist bedingend, um die Lastfälle (Einwirkungen auf das Ventil im Whitepaper) zu definieren.

Gleichzeitig wurden die verschiedenen Aufgaben des Projekts vorangeschritten. Nachdem wir das Projekt gestartet und über die Spezifikationen einer Drosselklappe und auch über den Zweck von Prototypentests nachgedacht hatten, stellte sich heraus, dass das Ventil von Ernen möglicherweise nicht die beste Wahl war. In der Tat ist dieses Ventil für Messungen schwer zugänglich und hat eine Konfiguration, die vielleicht nicht die repräsentativste für Sicherheitsventile vom Typ Drosselklappe ist. Wir haben uns entschieden, uns auf das Péroua-Ventil (Durchmesser 3 m) zu konzentrieren. Dieses Ventil befindet sich in einer der Anlagen der Grande Dixence und dient als Sicherheitselement zwischen dem Speicherbecken von Fionnay und der Anlage in Nendaz.

Daher wurde ein 150 mm Péroua-Drosselklappe (Maßstab 1:20) entwickelt, gefertigt und auf dem Prüfstand der HES-SO installiert. Die Messungen werden im Juni-Juli 2025 durchgeführt. Die stationären numerischen Simulationen, die in diesem Bericht vorgestellt werden, wurden auch an der Geometrie von Péroua durchgeführt, und zwar sowohl im Modell- als auch im Prototypmaßstab.

Summary

Feedback from owners and operators of hydroelectric facilities shows that there is a regular loss of knowledge on the rules for the design and construction of butterfly valves. As this organ plays an important role in the safety of a development, it is essential to re-examine this subject to make up for the current loss of knowledge. In addition, current numerical simulation tools allow a more precise calculation of transient phenomena and will have to be integrated into the design of such components in the future. To this end, this project aims to develop and make available free of charge a white paper describing the methodology to be followed so that facility owners can define correct specifications, so that builders know what needs to be demonstrated for the specifications to be validated and finally so that operators can certify the suitability for service of such a component. The project is organized around three main axes. The first axis concerns all studies at the scale of the model, to define the framework in which numerical studies are carried out. The second axis consists of validating the approach by comparing measurements and calculations at the real scale. Finally, a white paper will be written to define the specifications to be followed to design a valve that ensures the safety of the development and its environment.

One of the tasks of this first year was to lay down the structure of the White Paper. We needed a structure that would guide the reader in the overall project of sizing or rehabilitating a butterfly valve. It was decided to start with a pragmatic approach like the SIA standards approach. A diagram of the different stages from the feasibility study to the commissioning tests of a valve has been established. The risk



analysis has also begun, to define which elements of a hydroelectric development should be considered. This risk analysis will be essential to define the load cases (actions on the valve in the white paper).

At the same time, the various tasks of the project have progressed. After starting the project and thinking about the specifications of a valve and the purpose of prototype testing, it turned out that Ermen's valve might not be the best choice. Indeed, this valve is difficult to access for measurements, and it has a configuration that is perhaps not the most representative of butterfly type safety valves. We decided to focus on the Péroua valve (diameter 3 m). This valve is located on one of the Grande Dixence facilities and acts as a safety element between the Fionnay compensation basin and the Nendaz plant.

Therefore, a 150 mm Péroua model valve (1:20 scale) was designed, manufactured and installed on the test bench of the HES-SO. The measurements will be carried out in June-July 2025. The stationary numerical simulations presented in this report were also performed on the geometry of Péroua, both at the model and prototype scales.



Table des matières

Résumé	3
Zusammenfassung	3
Summary	4
Table des matières	6
Liste des illustrations (optionnel)	7
Liste des tableaux (optionnel)	8
Liste des abréviations	9
1 Introduction	10
1.1. Contexte et motivation	10
1.2. Objectifs du projet	10
2 Activités, méthodes, résultats et discussions	11
2.1. WP0 : Gestion de projet	11
2.2. WP1 : Modèle Réduit	13
2.2.1. Partie expérimentale	13
2.2.2. Partie CFD	18
2.3. WP2 : Démonstrateur Taille Réelle	22
2.3.1. Analyse de risque	22
2.3.2. Modèle SIMSEN 1D	27
2.3.3. Simulations prototype	37
2.4. WP3 : Essai & Validation	39
2.5. WP4 : Effet d'échelle	40
2.6. WP5 : Livre Blanc	40
3 Conclusions et perspectives	41
4 Coopération nationale et internationale	42
5 Publications et autres communications	42
6 Bibliographie	43
7 Annexe	43
8 Contrôle interne du projet (confidentiel)	43
9 Plan de gestion des données et stratégie open access/data/model interne (confidentiel)	43



Liste des illustrations (optionnel)

Figure 1 : Diagramme de GANTT du projet WhiteButterfly	12
Figure : Vue CAO de la vanne modèle, sans le système de transmission des efforts entre conduites amont et aval.	14
Figure : Système de transmission des efforts des conduites amont et aval avec 4 tiges filetées.	14
Figure : Interface entre vanne et banc d'essai, avec système de réglage	15
Figure : Schéma d'implantation dans le banc de test du laboratoire hydraulique.	15
Figure : Lentille et tourillon entraîné.	16
Figure : Vanne modèle et tourillons, sans système de pilotage	16
Figure : Vanne modèle avec ensemble complet moteur / couplemètre.	17
Figure : Software de pilotage LabVIEW.	18
Figure : Géométrie du domaine de calcul représentant la vanne à l'échelle modèle.	18
Figure : (gauche) Exemple du maillage de surface. (droite) Exemple du maillage du volume.	19
Figure : Facteur de débit en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).	21
Figure : Facteur de force en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).	21
Figure : Facteur de moment en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).	22
Figure : Éléments caractéristiques d'un arbre de défaillances.	23
Figure : Schéma fonctionnel d'une vanne papillon.	23
Figure : Arbre de défaillances – Rupture (vanne).	25
Figure : Arbre de défaillances – Accident (local).....	26
Figure : Arbre de défaillances – Non-fermeture (vanne).....	26
Figure : Arbre de défaillances – Fermeture intempestive (vanne).....	26
Figure : Arbre de défaillances – Fuites vers l'extérieur (vanne).....	26
Figure : Arbres de défaillances – Fuites vers l'intérieur (vanne).....	26
Figure : Modèle SIMSEN de l'aménagement Fionnay-Nendaz.	28
Figure : Paramétrisation de la cinématique de l'obturateur de la vanne de Péroua.	29
Figure : Plan des soupapes à air de Péroua.	31
Figure : Evolution de la vitesse d'onde fonction de la pression pour différents taux de vide α_0 [2]. ...	33
Figure : Evolution en temps du débit à la vanne de tête et du niveau d'eau dans la cheminée suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée sans soupape à air.	34
Figure : Lignes de pression minimale et maximale le long de la conduite suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée sans soupape à air.	34
Figure : Evolution en temps du débit à la vanne de tête et du niveau d'eau dans la cheminée suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée avec soupape à air.	35
Figure : Lignes de pression minimale et maximale le long de la conduite suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée avec soupape à air.	35



Figure : Valeurs des débits de gueule-bée fonction de la position de la rupture de conduite obtenus par simulation sans soupape à air	36
Figure : Valeurs des débits de gueule-bée fonction de la position de la rupture de conduite obtenus par simulation avec soupape à air	36
Figure : Domaine fluide pour les simulations à l'échelle prototype.	37
Figure : Maillage "Moyen" sur le corps de vanne.	38
Figure : Maillage moyen ("medium mesh") sur le volume fluide à proximité de la vanne.	38
Figure : Coefficient de couple selon Grein en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne.	40
Figure : Organigramme de dimensionnement des vannes de tête.	41

Liste des tableaux (optionnel)

Tableau 1 : Nombre moyen d'éléments (en million) des différents maillages utilisés avec et sans la présence de l'obturateur.	19
Tableau 2 : Paramètres des calculs en utilisant ANSYS Fluent.	20
Tableau 3 : Comparaison des maillages.	38



Liste des abréviations

AMDE	Analyse des Modes de Défaillances et de leurs Effets
CFD	Computational Fluid Dynamics
ERC	Evénement Redoutés Critiques
OFEN	Office fédéral de l'énergie
PMMA	poly (méthacrylate de méthyle) = plastique transparent



1 Introduction

1.1. Contexte et motivation

Avec la conjoncture politique (arrêt à long terme des centrales nucléaires, production solaire saisonnière) et économique (pénurie de l'électricité sur le réseau européen) la production hydro-électrique devra jouer un rôle stratégique dans l'approvisionnement hivernal. D'une part, il va falloir augmenter où cela est possible le nombre d'aménagement ou augmenter la capacité des réservoirs existants. De plus, les énergies intermittentes solaire et éolienne participant à la production hivernale d'électricité, les centrales hydroélectriques devront, à travers les services systèmes, assurer la stabilité du réseau électrique. Il est donc primordial d'assurer la disponibilité de tels aménagements. D'autre part, le parc actuel commence à se faire vieillissant et de nombreux aménagements vont devoir être réhabilités. L'ensemble des partenaires de ce projet a constaté que le dimensionnement d'organes de sécurité, comme des vannes papillon, n'avait plus été mise à jour depuis des décennies et que parfois même certaines connaissances s'étaient perdues. Afin d'anticiper le boom qui attend notre pays et d'avoir la capacité de calculer efficacement et de manière fiable les nombreuses vannes qui vont devoir être réhabilitées ou remplacées à court-moyen terme, il a été décidé de lancer un travail dans ce domaine. Notons que moyennant quelques adaptations ce travail pourra servir également aux calculs d'autres types de vanne et organes hydro-électriques.

Le démonstrateur sélectionné pour cette étude est la vanne de tête de l'aménagement hydroélectrique de Nendaz. Ce choix a été motivé, d'une part, du fait que cette vanne est déjà bien instrumentée, que des mesures ainsi que le modèle 1D de l'aménagement sont déjà disponibles. De plus, cet aménagement composé d'une conduite d'amenée, d'une cheminée d'équilibre et d'une conduite forcée est considéré comme représentatif des aménagements suisses.

Concrètement, ce projet développera en profondeur les points suivants :

- Comment évaluer les risques d'une rupture de conduite pour un aménagement donné ?
- En fonction du risque et de la localisation de la rupture, quel serait le débit maximal (débit de gueule bée) et comment le calcule-t-on ?
- Sachant que la physique de l'écoulement traversant l'organe de sécurité est complexe (turbulence élevée, cavitation, etc.), comment déterminer correctement et numériquement les efforts appliqués à la lentille et au corps de la vanne pour s'assurer qu'elle puisse couper en toute sécurité ce débit ?

Pour répondre à ces questions, plusieurs protocoles seront mis en place :

- Protocole sur les cas de charge les plus adaptés à étudier.
- Protocole sur la manière d'effectuer les calculs numériques (pour l'écoulement et la structure).
- Protocole sur la modélisation 1D d'un aménagement hydraulique.
- Protocole sur la validation des modèles numériques.

Ces protocoles représentent le cœur de la méthodologie et pour les mettre en place un consortium solide a été créé. Ce consortium regroupe une institution publique, la HES-SO Valais-Wallis, et quatre partenaires industriels : Alpiq, les Forces Motrices Valaisannes, HYDRO Exploitation et Power Vision Engineering.

1.2. Objectifs du projet

La Suisse a bâti une grande partie de ses aménagements hydroélectriques à haute chute entre les années 50 et 80. Tous ces aménagements sont équipés de vannes de sécurité en tête de galerie ou en tête de conduite forcée/puits blindé dont le rôle est de couper le débit en cas d'avarie majeure en aval. À l'époque de leur construction, les calculs de dimensionnement étaient essentiellement analytiques et



souvent validés par des modèles expérimentaux. Depuis, les matériaux de construction et les techniques de fabrication ont évolué. Parallèlement, les outils de calculs numériques se sont développés permettant une meilleure connaissance des sollicitations mécaniques, comme l'influence réelle des transitoires hydrauliques ou encore celle de la cavitation. Néanmoins, la méthodologie pour le dimensionnement d'une vanne n'a pas réellement évolué jusqu'ici. Les constructeurs actuels se basent sur un savoir-faire qui s'est malheureusement érodé au fil des ans notamment avec le départ à la retraite des spécialistes du domaine. La conception d'une vanne se repose certes de plus en plus sur des calculs numériques, mais la perte de connaissance de la physique en jeu engendre des hypothèses de calcul souvent erronées ou incomplètes. On note par exemple, dans le cas de vannes récemment réhabilitées (Grande Dixence, Electra-Massa, etc.), l'absence de considération de l'entier de l'aménagement ce qui occulte toute prise en compte de l'inertie des colonnes d'eau dans les efforts exercés sur la vanne. Il est ainsi devenu extrêmement délicat de définir un cahier des charges pour une nouvelle vanne. Durant les années à venir, de nombreux aménagements hydroélectriques suisses vont voir leurs équipements arriver au terme de leur durée de vie et vont ainsi devoir être réhabilités.

L'objectif de ce projet est d'établir une méthodologie guidant le dimensionnement d'une vanne de sécurité. Une telle méthodologie permettrait d'une part un gain de temps considérable qui éviterait la mise à l'arrêt prolongé de certaines infrastructures (risque de pénurie) et améliorerait la fiabilité des calculs et donc la sécurité des installations. Le projet se compose de deux phases principales concurrentes. La première phase, à l'échelle du laboratoire, a pour but de démontrer comment capturer la physique réelle de l'écoulement et d'évaluer la manière dont les modèles numériques peuvent être simplifiés au maximum afin de d'économiser du temps et des ressources. La deuxième phase est l'élaboration de la méthodologie grâce aux connaissances acquises en laboratoire et aux mesures effectuées directement sur une vanne d'un aménagement hydroélectrique. Ces deux phases permettront de finaliser ce projet par la rédaction de la méthodologie sous la forme de lignes directrices (livre blanc) mises à disposition du public.

2 Activités, méthodes, résultats et discussions

2.1. WP0 : Gestion de projet

Le projet réunissant 5 entités différentes, il a fallu mettre en place une organisation afin de coordonner toutes les tâches. Un responsable de WP a été nommé pour chaque tâche. Son rôle est de gérer l'avancement des tâches et de rapporter les travaux effectués lors des réunions de suivi qui ont lieu tous les deux mois. Chaque tâche avance ainsi en parallèle, mais à plusieurs reprises nous avons également convoqué des séances de travail et brainstorming, par exemple pour discuter et converger vers une structure du livre blanc acceptable par tous les partenaires ou pour les réflexions concernant l'analyse de risque.

Au niveau du planning du WP1, il était prévu de terminer à la fin de l'année les études stationnaires sur la vanne. La CFD a bien avancé et les mesures sur le banc d'essai devraient être terminées pour la fin du mois de juin. Durant cette première campagne de mesure à l'échelle modèle (laboratoire) nous allons profiter que la vanne soit montée sur le banc pour également mettre la vanne dans des conditions pouvant donner de la cavitation.

Concernant le WP2 l'analyse de risque est bien avancée. Ce WP va se poursuivre sur l'année afin de préparer une version sous forme de diagramme synthétique utilisable par les industrielles. En revanche la détermination des coefficients de la vanne a déjà bien avancé ainsi que le modèle 1D.

Au niveau des essais sur site, nous pouvons déjà nous appuyer sur une première série de mesures déjà réalisées dont les résultats seront comparés aux simulations. Une campagne de mesure supplémentaire est prévue en 2026 afin de compléter les données. Le protocole sera établi après analyse et synthèse des premiers résultats.



Finalement, nous avons initialement prévu de débiter le WP5 'à la fin 2026 mais il nous est paru important de définir dès le départ la structure qu'on voulait apporter aux livres blancs pour pouvoir montrer au groupe de consultation à quoi ressemblerait le document final et qu'ils puissent apporter des suggestions ou corrections assez tôt dans le projet. De plus, il était aussi important de connaître la structure et les thèmes traités dans le livre blanc afin de ne pas oublier d'investiguer certains aspects du dimensionnement des vannes dans notre projet.

En résumé le projet a été lancé, l'organisation a été mise en place et nous suivons dans les grandes lignes notre planning. Durant cette deuxième année, nous allons entrer dans le cœur du projet. En effet, durant les prochains mois, nous allons récolter beaucoup de données que ce soit expérimentalement ou par simulations numériques, ce qui nous permettra de valider les modèles utilisés pour le dimensionnement d'une vanne, et ce, même en présence de phénomènes complexes.

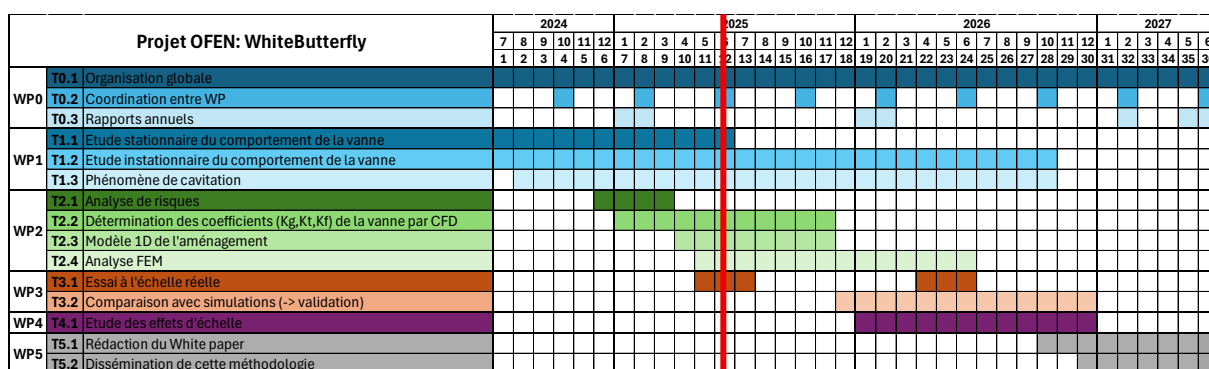


Figure 1 : Diagramme de GANTT du projet WhiteButterfly

Groupe de consultation

Lors de l'acceptation du projet, l'OFEN a demandé de mettre sur pied un groupe de consultation. L'objectif de ce groupe était double :

- établir dans le cadre du projet un groupe de consultation comprenant différentes parties prenantes hors des partenaires du projet qui sera impliqué à diverses étapes de l'élaboration du livre blanc.
- évaluer l'impact du livre blanc et de son acceptance dans la branche et dans quelles mesures ce livre blanc modifiera les planifications futures lors de renouvellement ou de nouvelles installations.

A cet effet, nous avons contacté diverses personnes ayant une grande expérience dans le domaine des aménagements hydro-électriques dont certaines sont des spécialistes des vannes papillons. Début décembre, nous avons pu confirmer la formation du groupe et transmettre les noms des personnes à l'OFEN.

Mi-décembre, nous avons réuni tous les membres du groupe de consultation pour leur présenter le projet et déjà obtenir leurs remarques et suggestions sur l'objectif du projet. Tous ont reconnu l'importance d'un tel projet. Il a été mentionné de leur part que le livre blanc ne devait pas s'arrêter uniquement à la méthodologie globale mais devait également avoir un volet technique indiquant, par exemple, les modèles ou équations à prendre en compte dans le dimensionnement des vannes. Il a également été dit que les écoulements stationnaires étaient, de nos jours, relativement bien saisis et compris et qu'il fallait par conséquent axer nos recherches sur les parties instationnaires et les phénomènes de cavitation. La prochaine réunion du groupe aura lieu le 16 juin 2025.



2.2. WP1 : Modèle Réduit

2.2.1. Partie expérimentale

2.2.1.1. Conception de la vanne modèle

La conception mécanique de la vanne modèle a été effectuée sur la base de la vanne de Péroua : l'objectif étant de respecter au maximum le facteur d'échelle de 1 : 20 par rapport à la vanne réelle pour la partie hydraulique afin de respecter la similitude de Froude, tout en dimensionnant les éléments reprenant les efforts avec les valeurs réelles (couple de fermeture de vanne : 30 Nm, couple de dimensionnement : 80 Nm).

Les principales décisions techniques prises pendant la conception sont les suivantes :

- Vanne modèle sans excentricité : avec le facteur d'échelle, l'excentrique aurait été de 1.5 mm, Toutefois, étant donné que les éléments reprenant les efforts (tourillons, paliers) sont dimensionnés pour les reprendre et pas uniquement pour satisfaire le facteur d'échelle, l'intégration d'une excentricité aurait mené à une collision entre la lentille et le corps de vanne. De plus, avec le nombre de pièces à assembler et les tolérances d'usinage et de montage, la valeur de l'excentricité n'aurait pas pu être garantie. Finalement, il ne faut pas oublier que l'objectif des mesures expérimentales sur la vanne modèle est de valider les modèles de simulations numériques, notamment ceux permettant d'appréhender la cavitation. Avec ou sans excentricité cet objectif pourra être rempli de manière identique.
- Paliers en bronze auto-lubrifiés (sans graisseurs) et étanchéité par O-rings, dont la position a été revue pour permettre leur intégration dans la vanne modèle.
- Tourillons dimensionnés par rapport à l'effort de fermeture, goupilles de reprise d'efforts selon la vanne Péroua (6 du côté actionné et 4 de l'autre côté).
- Rapport d'échelle 1 : 20 respecté sur les parties hydrauliques et sur la lentille. La lentille est usinée à partir d'un bloc de matière et non soudée. Les rayons de soudure ont été respectés au maximum, mais pour que la pièce soit usinable, certains rayons ont été supprimés.
- La vanne modèle n'inclut pas de butée (possible de tourner sur 360°), ni d'étanchéité complète. Pour garder la similitude hydraulique, deux pièces imprimées 3D ont été intégrées pour respecter la géométrie du bord extérieur de la lentille, ainsi que du siège de joint sur le corps de vanne.

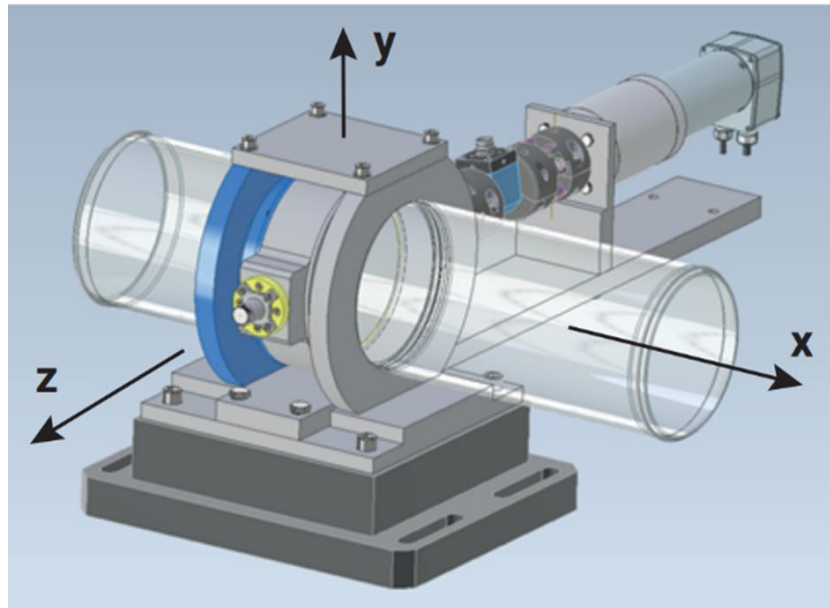


Figure 2 : Vue CAO de la vanne modèle, sans le système de transmission des efforts entre conduites amont et aval.

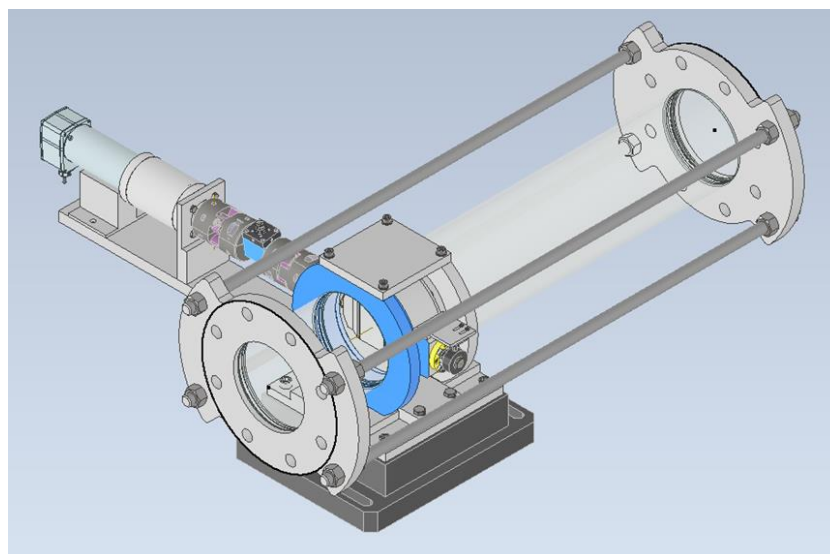


Figure 3 : Système de transmission des efforts des conduites amont et aval avec 4 tiges filetées.

En amont et en aval de la vanne modèle, deux tubes PMMA permettent un accès visuel à la lentille ; la transmission des efforts entre conduites amont et aval de la vanne est effectuée grâce à 2 flasques reliées par 4 tiges filetées, réglables en longueur (voir Figure 2 et Figure 3).

La vanne modèle est fixée sur un châssis du banc de test grâce à un système intégrant 4 tiges filetées, permettant le réglage du tip/tilt et de la hauteur de la vanne par rapport aux conduites (voir Figure 4).

Des piquages de pression ont été intégrés sur les conduites amont et aval sur le banc de test du laboratoire, aux distances préconisées par la thèse de Grein [1] et les simulations hydrauliques (voir Figure 5).

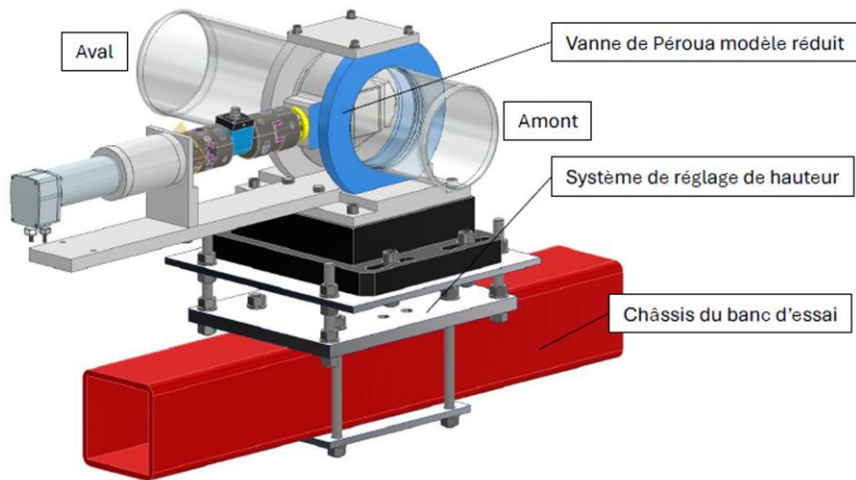


Figure 4 : Interface entre vanne et banc d'essai, avec système de réglage.

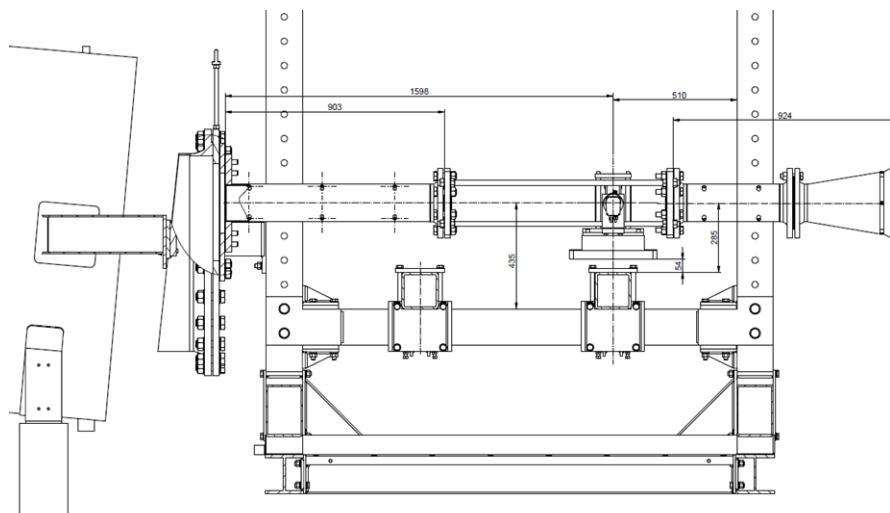


Figure 5 : Schéma d'implantation dans le banc de test du laboratoire hydraulique.

2.2.1.2. Usinage et assemblage de la vanne modèle

La vanne modèle a été usinée dont l'obturateur et son tourillon utilisé pour l'entraînement sont montrés sur la Figure 6. L'assemblage de l'obturateur dans le corps de vanne est quant à lui présenté sur la Figure 7.

À la suite de cela, le moteur et les capteurs de forces et de couples ont été connecté à la vanne, Figure 8. L'ensemble est accouplé au tourillon intégrant 6 goupilles à l'aide d'accouplements flexibles.

Le frottement des paliers, hors eau et sans pression, a été mesuré < 1 Nm. Un test d'étanchéité statique sous pression a montré que la vanne modèle est étanche à 2 bars.

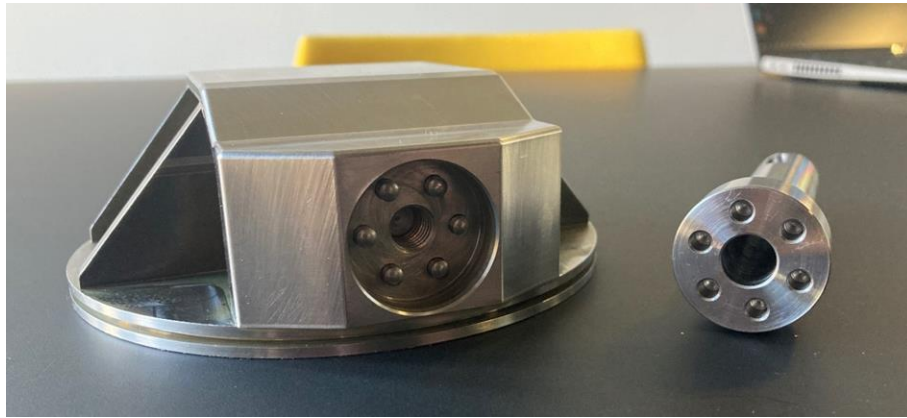


Figure 6 : Lentille et tourillon entraîné.

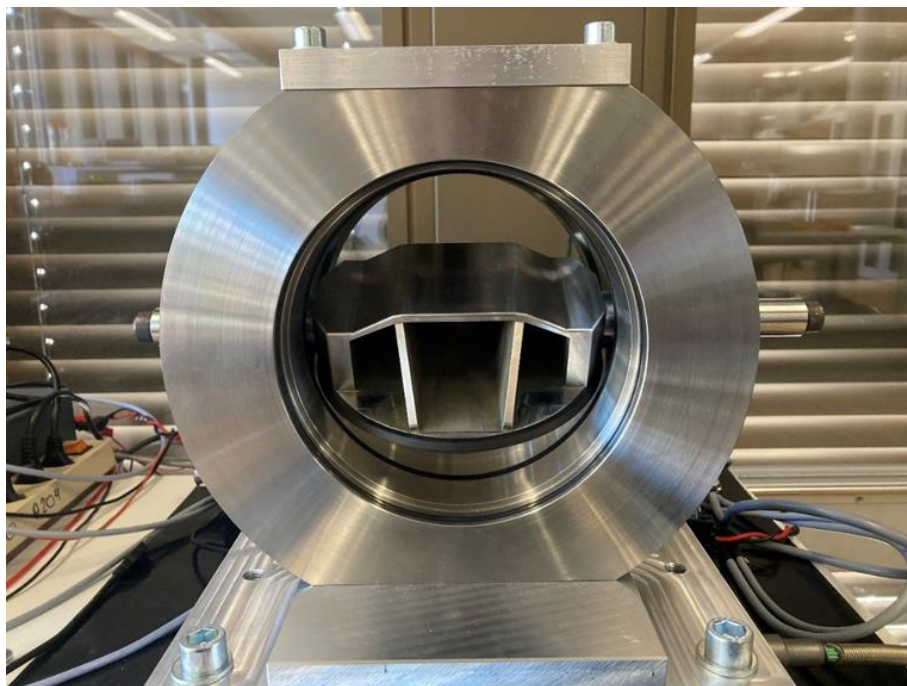


Figure 7 : Vanne modèle et tourillons, sans système de pilotage.

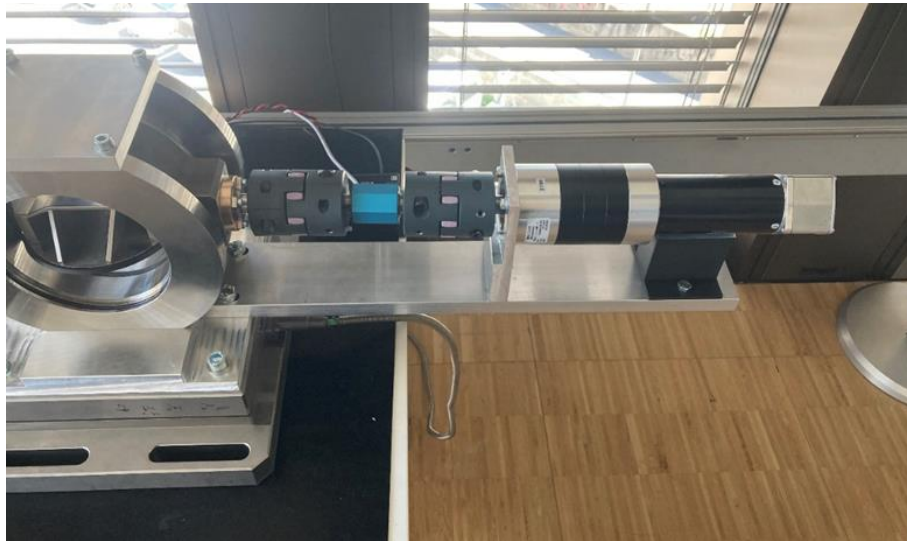


Figure 8 : Vanne modèle avec ensemble complet moteur / couplemètre.

2.2.1.3. Pilotage de la vanne

En ce qui concerne le pilotage de la fermeture, sur les vannes papillon, la régulation de la vitesse est assurée par des vérins hydrauliques avec des diaphragmes de diamètres différents au cours du mouvement de fermeture. La fermeture des vannes (angle en fonction du temps) est donc généralement effectuée par une régulation à 2 pentes : fermeture plus rapide au départ puis plus lente.

Pour la vanne modèle, la régulation de la fermeture est effectuée avec un moteur électrique, avec les temps de la loi à 2 pentes rapportés à l'échelle 1 :20 pour respecter la similitude de Froude.

Pour les besoins des essais, une interface LabVIEW a été spécialement développée (voir Figure 9). Cette interface permet de :

- Sélectionner un des 3 modes de pilotage :
 - Mode « holding position » : la vanne se ferme à un angle choisi par l'utilisateur et le moteur maintient cette position.
 - Mode « sweep » : la vanne se ferme à un angle choisi par l'utilisateur, puis oscille autour de cette valeur avec une amplitude également définie par l'utilisateur. Ce mode a pour but de pouvoir retrancher les frottements des paliers et des joints d'étanchéité lors de la mesure du couple puisque ces frottements agiront dans deux sens opposés durant l'oscillation.
 - Mode « close with 2 ramps » : implémentation de la loi de fermeture à 2 pentes ; la valeur de la position de cassure entre les deux pentes ainsi que les deux temps étant définis par l'utilisateur.
- D'afficher en temps réel des mesures :
 - Valeurs remontées du moteur (position, vitesse, courant).
 - Couple mesuré par le couplemètre.
 - Valeurs mesurées par la table 6 axes (3 forces, 3 couples).
 - Valeurs de pression des différents piquages.
- D'enregistrer les consignes et des mesures pour post-traitement.

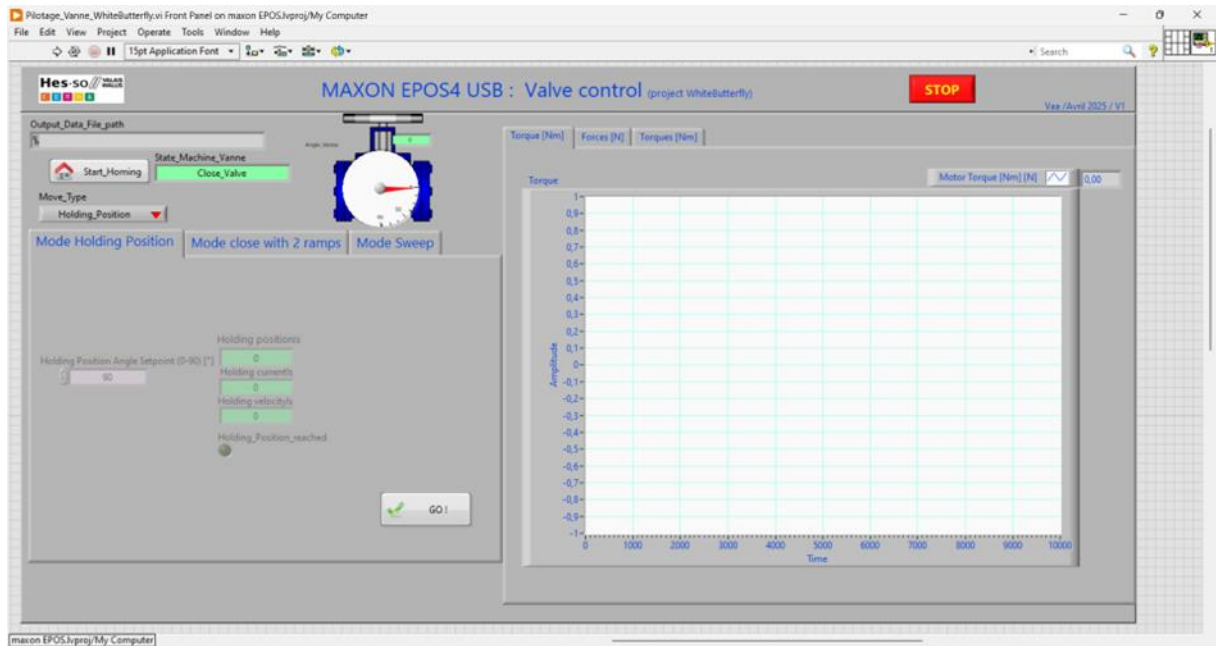


Figure 9 : Software de pilotage LabVIEW.

Les prochaines étapes sont l'intégration de la vanne modèle dans le banc de test du laboratoire hydraulique, la caractérisation des pertes de charge du banc sans lentille, puis les premiers tests de mise en eau.

2.2.2. Partie CFD

2.2.2.1. Géométrie

L'étude CFD de l'écoulement à travers la vanne à l'échelle modèle utilise la géométrie présentée à la Figure 2. Afin d'avoir un écoulement incident établi et d'avoir une sortie du domaine de calculs suffisamment éloignée de l'obturateur, une conduite de 150 mm de diamètre, D , et d'une longueur de $\sim 10D$ est ajoutée en amont et en aval de la vanne. Cette géométrie qui représente le domaine de calcul est présentée sur la Figure 10. La longueur totale entre l'entrée et la sortie est de $20D$, soit 3 m.

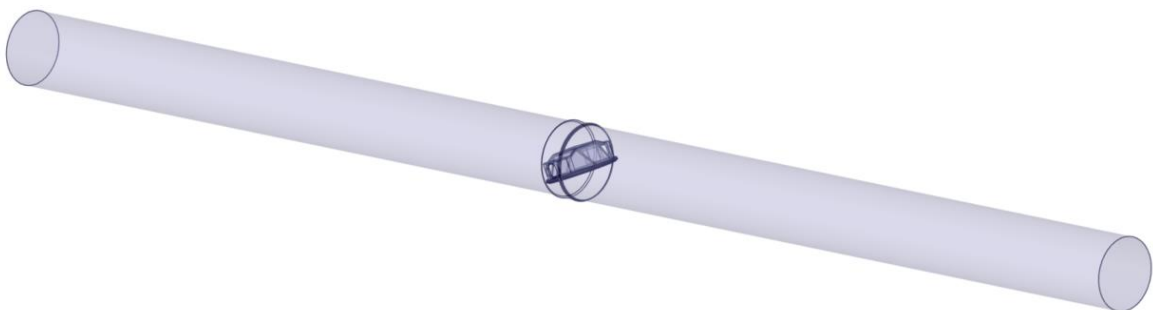


Figure 10 : Géométrie du domaine de calcul représentant la vanne à l'échelle modèle.



2.2.2.2. Maillages

Les calculs CFD se faisant avec le logiciel ANSYS Fluent 2023R2, le type de maillage sélectionné est le maillage ANSYS Mosaic. Ce maillage est composé d'hexaèdres et de polyèdres dont un exemple du maillage surfacique est donné sur la Figure 11 (gauche) ainsi qu'une coupe du maillage volumique sur la Figure 11 (droite) ou l'on peut voir la transition entre les polyèdres et les hexaèdres.

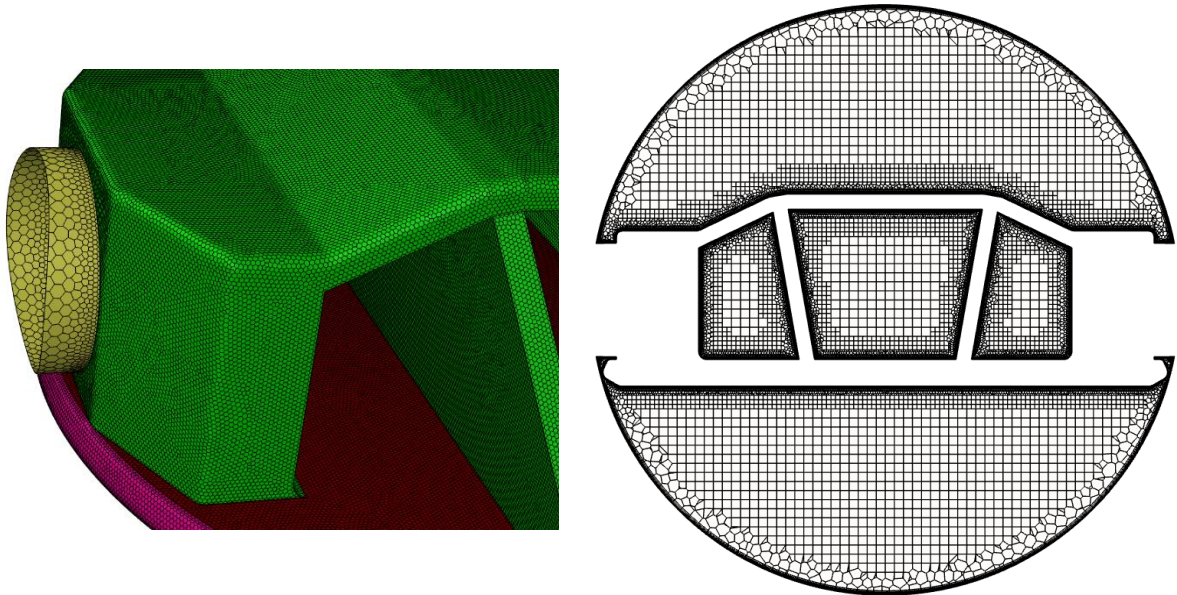


Figure 11 : (gauche) Exemple du maillage de surface. (droite) Exemple du maillage du volume.

Afin de déterminer l'influence du maillage sur la solution, trois maillages de tailles différentes ont été créés et référencés comme « coarse », « medium » et « fine ». Ces maillages ont été créés avec ANSYS Fluent Meshing. Pour chacune de ces tailles, un maillage a été créé sans la présence de l'obturateur et d'autres l'incluant et représentant une ouverture différente. Ainsi, 11 ouvertures ont été discrétisées représentant un total de 36 maillages (33 maillages avec obturateur et 3 sans). Les tailles moyennes, exprimées en million d'éléments, des différents maillages sont données dans le Tableau 1.

Tableau 1 : Nombre moyen d'éléments (en million) des différents maillages utilisés avec et sans la présence de l'obturateur.

Obturateur	Coarse	Medium	Fine
Avec	1.0	2.6	8.9
Sans	0.2	0.5	0.7

2.2.2.3. Setup

Les calculs sont effectués avec ANSYS Fluent. Les paramètres de cette étude de sensibilité du maillage sont donnés dans le Tableau 2. Le débit sélectionné traversant la vanne complètement ouverte est celui du débit de gueule bée soit une vitesse débitante de 2.6 m/s à l'échelle modèle.



Tableau 2 : Paramètres des calculs en utilisant ANSYS Fluent.

Calcul stationnaire / instationnaire	Stationnaire
Modèle de turbulence	$k-\omega$ SST
Condition en entrée	Débit massique ou pression totale
Condition en sortie	Pression statique
Condition aux parois	Non-glissant

2.2.2.4. Facteurs

La caractérisation de la vanne utilise différents facteurs : facteur de débit k_Q , de force k_F et de moment k_M :

$$Y_{DK} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + [1 - \zeta_{R\ 1 \rightarrow 2}] \frac{\bar{u}^2}{2} \left(\frac{\text{Nm}}{\text{kg}} \right) \quad (1)$$

$$k_Q = w[2Y_{DK}]^{-1/2} (-) \quad (2)$$

Y_{DK} représente l'énergie spécifique de la vanne papillon, p_1 et p_2 la pression, respectivement, en amont et aval de l'obturateur, ρ la masse volumique de l'eau, ζ le coefficient de perte de charge régulière entre les points 1 et 2 et \bar{u} la vitesse débitante.

$$k_F = \frac{F}{D^2 \rho Y_{DK}} (-) \quad (3)$$

Avec F la force résultante appliquée à l'obturateur et D le diamètre de l'obturateur.

$$K_M = \frac{M}{D^3 \rho Y_{DK}} (-) \quad (4)$$

Avec M le moment appliqué à l'axe de rotation de l'obturateur.

2.2.2.5. Résultats

Pour obtenir les différents facteurs, plusieurs calculs ont été nécessaires. Dans un premier temps, l'écoulement à travers l'obturateur a été calculé en imposant le débit en entrée. Ceci nous a permis de déterminer la pression totale en entrée du domaine de calcul. À la suite de cela, cette dernière a été imposée pour les calculs à plusieurs ouvertures de l'obturateur. Finalement, pour chaque ouverture, le débit traversant l'obturateur a été utilisé pour calculer les pertes de charge régulière dans le même domaine de calcul mais sans la présence de l'obturateur. Ces derniers calculs permettent ainsi de déterminer le coefficient ζ présent dans l'équation (1).

Le facteur de débit, pour les trois maillages testés, est présenté sur la Figure 12 où une influence du maillage n'est pas observable. De la même façon, le facteur de force est présenté sur la Figure 13 et le facteur de moment sur la Figure 14. Les essais expérimentaux étant planifiés prochainement, soit courant juin-juillet 2025, il est prévu d'attendre le résultat des mesures pour poursuivre les calculs CFD.

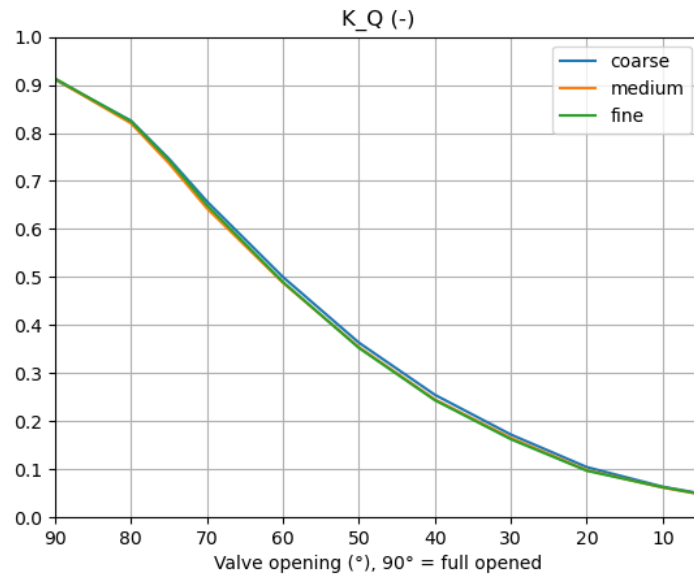


Figure 12 : Facteur de débit en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).

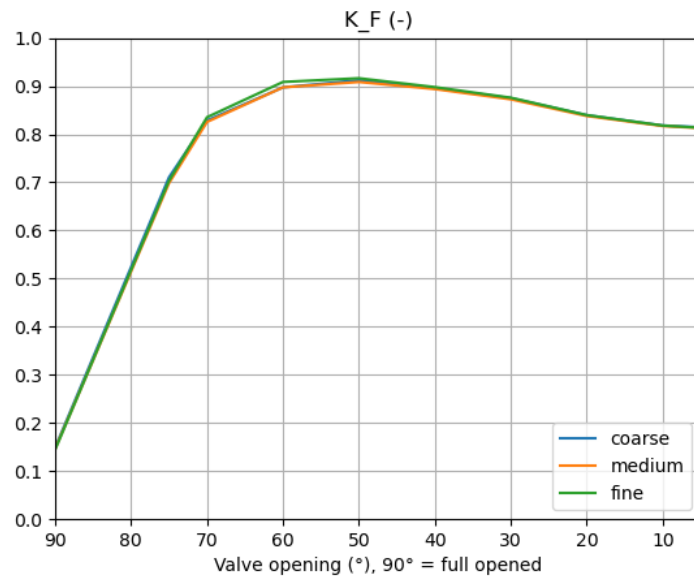


Figure 13 : Facteur de force en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).

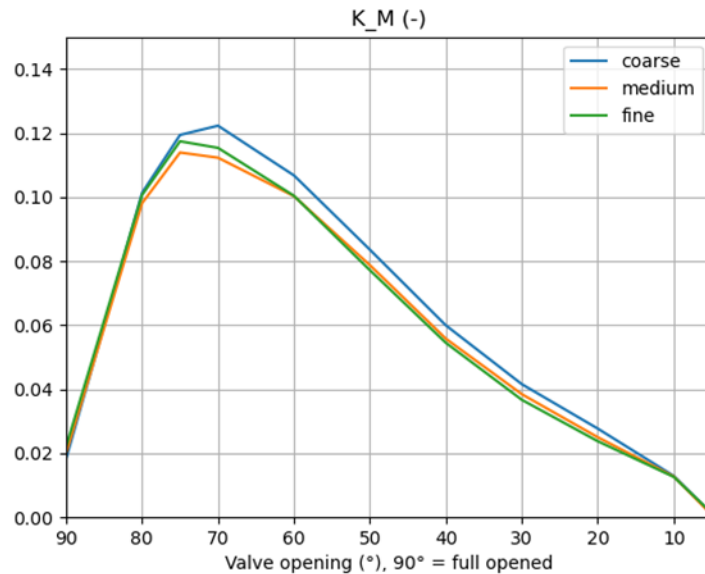


Figure 14 : Facteur de moment en fonction de l'ouverture de l'obturateur pour les trois maillages testés (90° correspond à la vanne complètement ouverte).

2.3. WP2 : Démonstrateur Taille Réelle

2.3.1. Analyse de risque

L'élaboration d'une méthode¹ d'analyse de risques a été débutée au travers d'ateliers avec les différents experts internes et externes afin de déterminer les scénarios de défaillance dimensionnants pour une vanne papillon de sécurité. La démarche s'est articulée autour des volets suivants :

1) Collecte structurée des connaissances

- Des ateliers interdisciplinaires ont permis de consolider le retour d'expérience et de cadrer le périmètre fonctionnel.
- Suite aux discussions, une décomposition fonctionnelle à quatre niveaux intégrant la liste exhaustive des sous-systèmes a été établie.

2) Identification et hiérarchisation des modes de défaillance

- Une Analyse des Modes de Défaillances et de leurs Effets (AMDE) a été menée sur les objets définis : causes internes/externes, conséquences.

3) Structuration visuelle au moyen d'arbres de défaillances

- Des arbres de défaillances ont été construits basés sur l'AMDE
- Cette représentation hiérarchique distingue clairement les événements initiateurs (éléments les plus à gauche des arbres), des phénomènes évolutifs, des barrières de prévention, des modes de défaillance, des Evénement Redoutés Critiques (ERC).

4) Sélection des cas de charge dimensionnants

¹ NF EN 16271 février 2013

Rapports Omega de l'INERIS, en libre accès, notamment le rapport Omega 7

Fault Tree Handbook par la U.S. Nuclear Regulatory Commission



- Les cas critiques sont sélectionnés au travers de discussions avec les experts appropriés et basés sur une priorisation par matrice de gravité-probabilité.

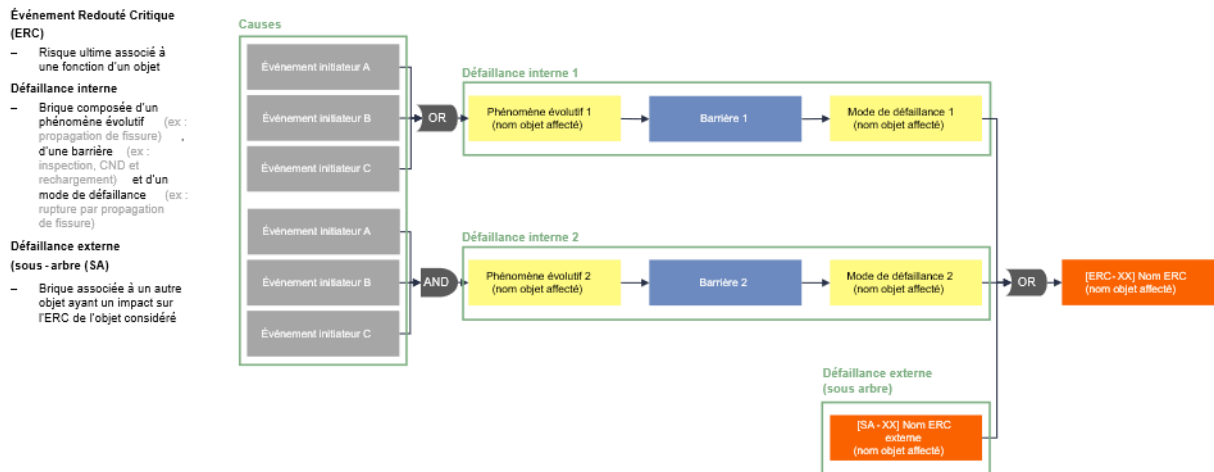


Figure 15 : Éléments caractéristiques d'un arbre de défaillances.

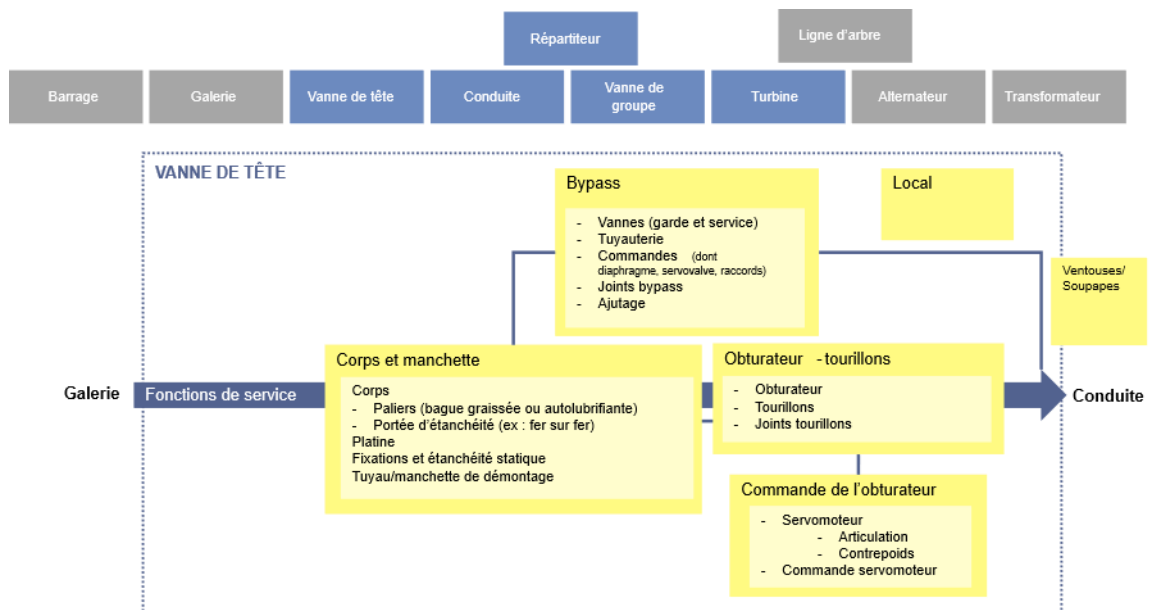


Figure 16 : Schéma fonctionnel d'une vanne papillon.

La liste des objets décomposés en 4 niveaux est fournie ci-après.



Niv. 1	Niv. 2	Niv. 3	Niv. 4
Vanne de sécurité	Commande de l'obturateur	Servomoteur	Articulation
		Commande servomoteur	Contrepoids
	Obturateur-tourillons	Obturateur	
		Tourillons	
		Jointts tourillons	
	Corps et manchette	Corps	Paliers
			Portée d'étanchéité
		Platine	
		Fixations et étanchéité statique	
	Bypass	Tuyau/Manchette de démontage	
		Vannes (de garde, de service)	
		Tuyauterie	
		Commandes (dont diaphragme, servovalve, raccords)	
		Jointts bypass	
		Ajutage	
	Ventouses/soupapes		
Conduite ou puits blindé	Local		
	Blindage ou tuyau		
	Béton de remplissage		
	Rocher		
	Protection anti-corrosion (intérieure et extérieure)		
	Jonction (soudures, assemblages)		
	Jointts d'expansion		
	Massifs et pilettes		
	Drains		
	Instruments de mesure		
Répartiteur			
Vanne de groupe sphérique	Commande obturateur		
	Obturateur-tourillons		
	Anneaux mobiles		
	Corps		
	Ligne bypass		
	Tuyau/Manchette de démontage		
Ligne d'arbre			
Turbine Pelton	Collecteur		
	Tuyau (pour turbines horizontales)		
	Injecteur		
	Roue		
	Accouplement		
	Défecteur		
	Survitesse mécanique		
	Régulateur de vitesse		
	Bâche		
	Puits (fosse)		
	Couvercle		
	Bâti de turbine		
	Injecteur de freinage (contrejet)		
Turbine Francis			
Turbine Kaplan			
Alternateur	Stator		
	Rotor		
	Accouplements		
	Système d'excitation		
	Protection incendie		
	Protections électriques		
	Systèmes auxiliaires		
	Échangeur thermique		

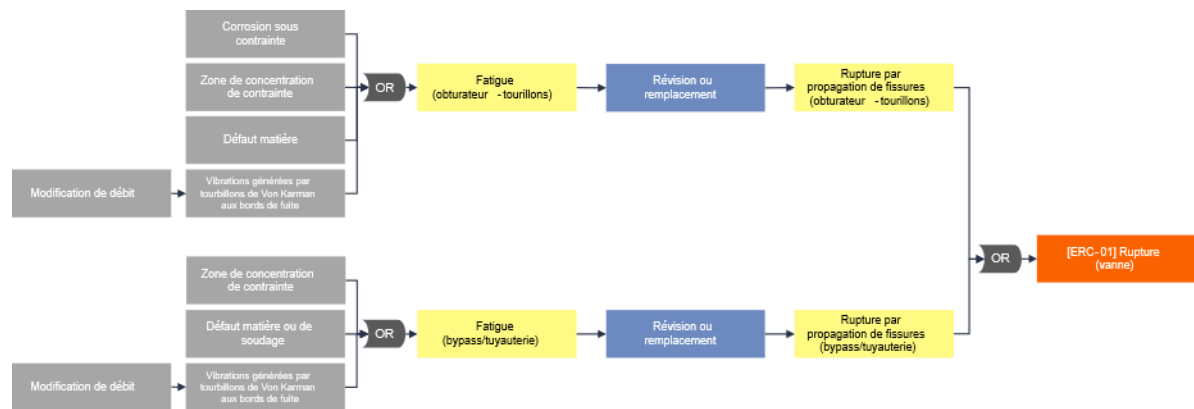


Figure 17 : Arbre de défaillances – Rupture (vanne).

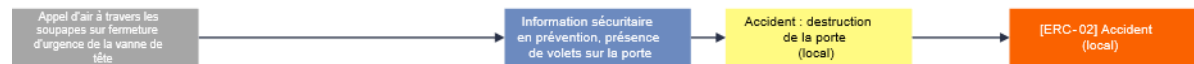




Figure 18 : Arbre de défaillances – Accident (local)

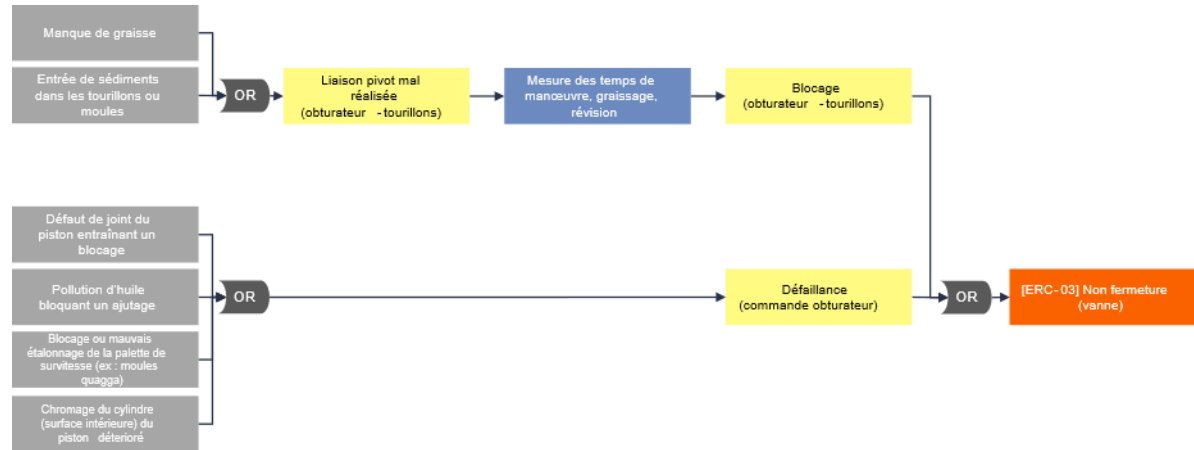


Figure 19 : Arbre de défaillances – Non-fermeture (vanne)

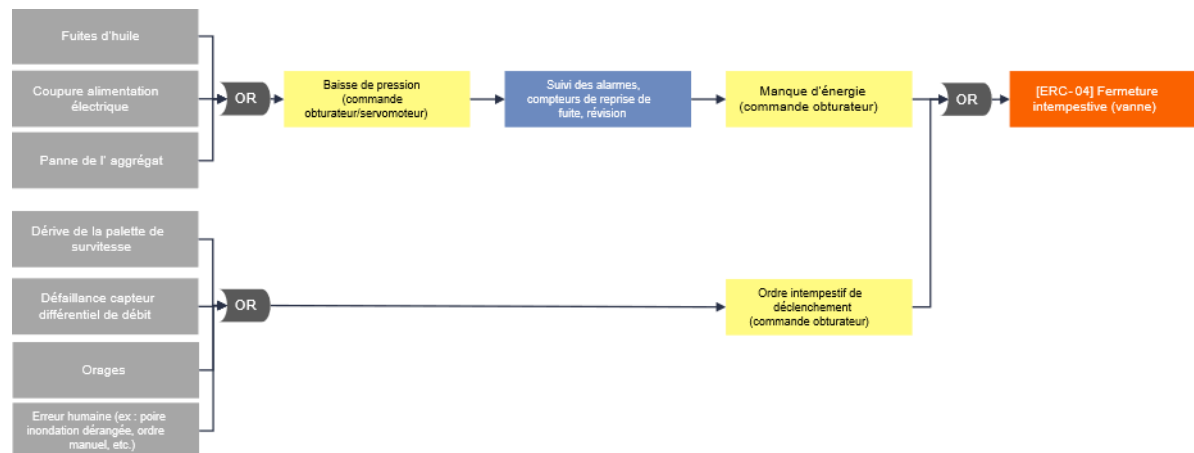


Figure 20 : Arbre de défaillances – Fermeture intempestive (vanne)

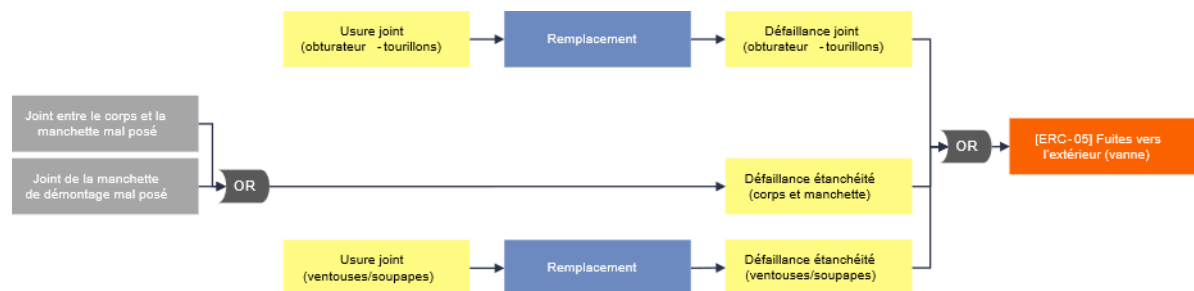


Figure 21 : Arbre de défaillances – Fuites vers l'extérieur (vanne)



Figure 22 : Arbres de défaillances – Fuites vers l'intérieur (vanne)



2.3.2. Modèle SIMSEN 1D

2.3.2.1. Modélisation du chemin d'eau et des groupes

Le modèle de simulation SIMSEN du palier Fionnay-Nendaz utilisé dans le cadre de ce projet est présenté en Figure 24. Le modèle comprend :

- le réservoir de Fionnay considéré ici à volume infini avec une cote maximum d'exploitation de 1'486msm et une cote minimum d'exploitation de 1'480 msm ;
- la galerie de Péroua de 16'066 m de long et d'un diamètre entre 3.6 et 4.3 m ;
- le puits de Fionnay situé après 48 m de galerie du réservoir de Fionnay et d'un diamètre de 4.1 m et une cote de déversement à 1'486.5 msm ;
- le captage de la Fara, situé à 12'736 m de la galerie du réservoir de Fionnay et modélisé par une cheminée d'équilibre d'une section de 4.04 m² avec une cote de déversement à 1'513 msm ;
- la cheminée de Péroua située à l'extrémité de la galerie, constituée de chambres d'expansion inférieure et supérieure dont les volumes valent respectivement 682 m³ et 2'980 m³ reliées par un puits vertical d'un diamètre variant entre 3.6 et 4.1 m. La cote de déversement est de 1'511 msm ;
- la vanne de tête de Péroua et ses soupapes à air. Un modèle dynamique de fermeture a été implémenté. Ce modèle quasi-statique résout le bilan de couple sur l'obturateur, ce qui implique que le temps de fermeture est un résultat de simulation dépendant des couples appliqués sur l'obturateur ;
- le puits blindé de 1'905 m de long et d'un diamètre variant entre 3.5 m en tête de puits et 2.8 m au pied du puits ;
- un répartiteur alimentant les 6 groupes de 64 MW chacun ;
- les 6 groupes équipés de 2 turbines Pelton dont l'axe du répartiteur des turbines est de 478.2 msm.

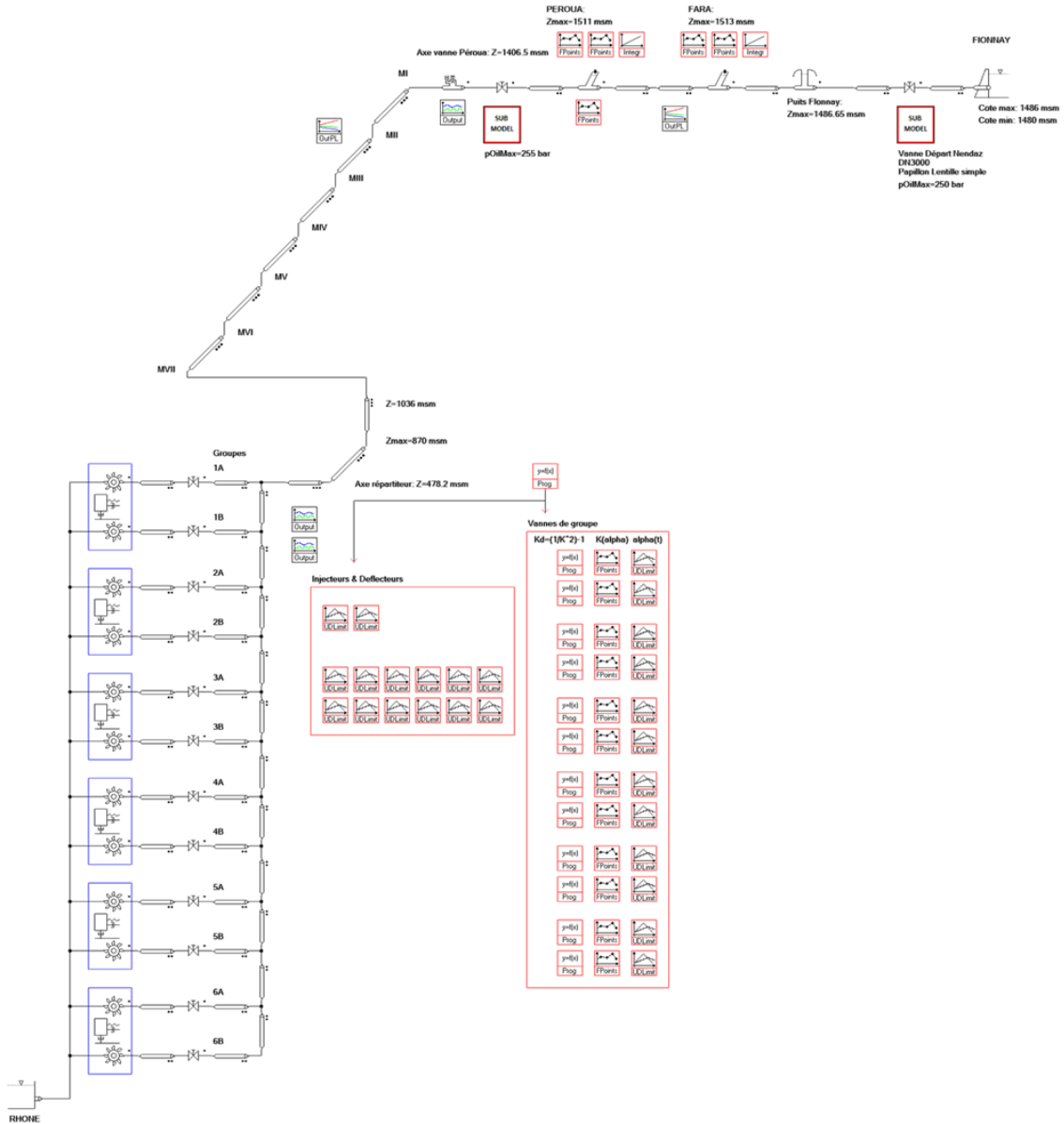
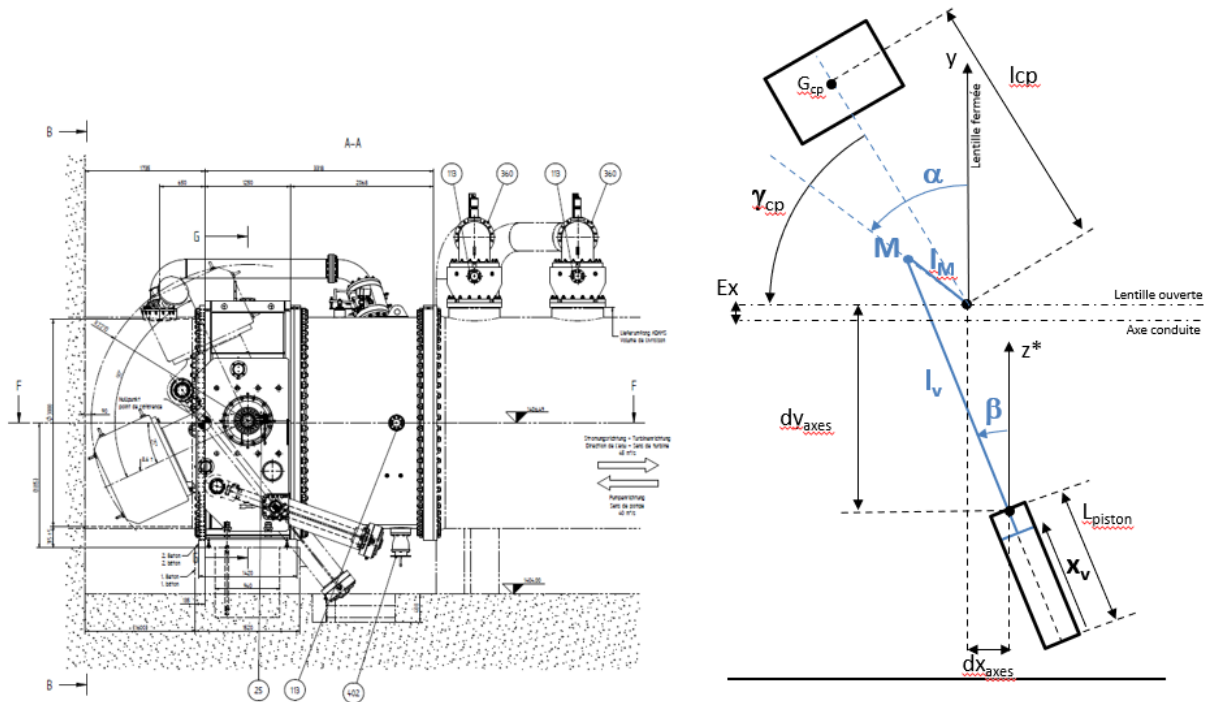


Figure 23 : Modèle SIMSEN de l'aménagement Fionnay-Nendaz.

2.3.2.2. Modélisation de la vanne de tête

La vanne de tête de l'aménagement de Nendaz est équipée d'un obturateur de type treillis d'un diamètre DN3000. La fermeture de la vanne se fait à l'aide d'un contrepoids de 8'700 kg et l'effort est repris par le vérin hydraulique du servomoteur. En aval de la vanne, deux soupapes à air sont montées comme le montre la Figure 24. Le modèle de la vanne de tête est basé sur le bilan des couples appliqué à l'obturateur, ce qui implique que le temps de fermeture est un résultat de simulation dépendant des couples appliqués sur l'obturateur. Le temps de fermeture n'est donc pas imposé à-priori à la simulation et est un résultat. Afin de modéliser la cinématique de fermeture de la vanne, les pièces en mouvement sont schématisées et paramétrisées comme le montre la Figure 24.



La relation géométrique reliant la position angulaire du vérin et l'angle du point d'attache du vérin à la lentille est donnée par l'équation (5) :

La course du piston peut également être exprimée en fonction de l'angle α selon l'équation (6).

La vitesse de déplacement du piston peut être exprimée en fonction de la vitesse angulaire par l'équation (7).

L'équation des masses tournantes est donnée par l'équation :

Avec :

- J et ω , respectivement, le moment d'inertie et la vitesse angulaire de rotation de l'obturateur ;
- M_{tot} la somme des couples appliqués à l'obturateur répartis entre :
 - Les couples moteurs tels que :
 - Le couple hydraulique M_h induit par les forces hydrauliques sur l'obturateur qui dépend d'un coefficient de couple k_M et d'un coefficient de perte de charge ξ . Ces coefficients dépendent de la position de l'obturateur α et sont donnés par le constructeur ou calculés par CFD :

29/43



Avec :

$$dH_{K, Grein} = (1 + \xi) \frac{C_{in}^2}{2g} \quad (10)$$

- Le couple du contre-poids M_{cp} qui initie la fermeture de la vanne :

$$M_{cp} = R_{FG} P_{cp} \cos \gamma_{cp} \quad (11)$$

- Le couple d'excentricité M_{exc} de l'obturateur par rapport à l'axe de la conduite. Si ce couple n'est pas inclus dans le coefficient de couple hydraulique k_M , il peut être modélisé et calculé à l'aide de la force hydraulique de poussée sur l'obturateur. Néanmoins des calculs CFD de la vanne incluent cette composante dans le coefficient k_M .

- Les couples résistifs tels que :

- Le couple de frottement des tourillons M_{fr} sous la poussée hydraulique F_h qui dépend d'un coefficient de force k_F et d'un coefficient de perte de charge ξ ;

$$M_{fr} = \mu \frac{d_{tourillon}}{2} (F_{hx}^2 + F_{hy}^2)^{1/2} \quad (12)$$

$$F_{h,x,y} = k_{F,x,y} D_{in}^2 \rho g dH_{K, Grein} \quad (13)$$

- Le couple du servomoteur et de son piston d'huile M_{oil} :

$$M_{oil} = F_{oil} \frac{\partial x_v}{\partial \alpha} \quad (14)$$

Dans le cadre de ce projet, le coefficient adimensionnel de couple est déterminé par CFD et comprend l'effet du couple d'excentricité. Pour des raisons de compréhension ce couple incluant le couple hydraulique et le couple d'excentricité sera noté par la suite M_{h+exc} . Ce couple total est fonction de l'angle α , de la position angulaire du piston d'huile β et de la pression d'huile p_{oil} comme le montre l'équation ci-dessous :

$$M_{tot} = M_{h+exc} + M_{cp} - M_{fr} - M_{oil} = f(\alpha, \beta, p_{oil}) \quad (15)$$

La fermeture de la vanne est supposée quasi-statique, ce qui suppose une fermeture lente et donc une dérivée de la vitesse angulaire de rotation nulle. Ce qui signifie qu'à chaque instant le couple d'huile du servomoteur reprend l'ensemble des autres couples appliqués à l'obturateur. Par conséquent, la pression d'huile est calculée comme suit :

$$p_{oil} = \frac{M_{h+exc} + M_{cp} - M_{fr}}{f_k \frac{\partial x_v}{\partial \alpha}} \quad (16)$$

En modélisant le circuit d'huile avec un unique diaphragme mince il est possible de relier la vitesse de rotation angulaire de l'obturateur à la pression d'huile comme le montre l'équation suivante :

$$\omega = \sqrt{\frac{p_{oil} - p_{ext}}{\rho_{oil} g} \frac{2 g A_{ref}^2}{K_d \left(f_k \frac{\partial x_v}{\partial \alpha} \right)^2}} \quad (17)$$

Cette vitesse de rotation angulaire dépend du coefficient de perte de charge K_d du diaphragme mince défini par le diamètre de l'orifice. Le modèle dynamique de la vanne est donc paramétrisé en fonction de ce diamètre d'orifice qui peut être :

- constant en fonction de la position de l'obturateur, ce qui implique une loi à une pente ;
- avoir deux valeurs en fonction de la position de l'obturateur par rapport à un angle de transition, ce qui implique une loi à deux pentes.



2.3.2.3. Modélisation des soupapes à air

La Figure 25 présente une coupe des soupapes à air installées en aval de la vanne de tête. Avec un diamètre de 415 mm, la course de l'obturateur en position ouverte est de 130 mm, soit une section de contrôle $A_{in}=0.135 \text{ m}^2$ choisie comme étant la section la plus petite. Ces deux soupapes ont été modélisées avec une soupape à air équivalente dont la section d'entrée est doublée, soit $A_{in}=0.27 \text{ m}^2$.

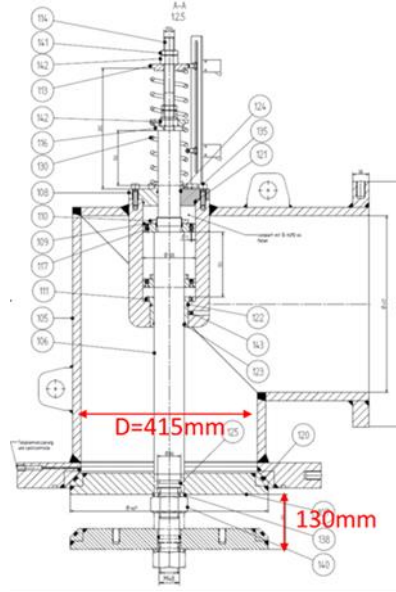


Figure 25 : Plan des soupapes à air de Péroua.

Ce modèle de soupape à air est basé sur l'équation d'état du gaz parfait (18) permettant de décrire la dynamique du volume d'air fonction de la pression locale. Il est supposé que la transformation soit isothermique et que le volume d'air reste à proximité de la soupape où il peut être expulsé.

$$pV = mR_sT \quad (18)$$

Le débit massique d'air est donc dépendant de la pression, voir équation (19). Les soupapes à air de Nendaz peuvent admettre de l'air mais celui-ci ne peut être expulsé. C'est pourquoi uniquement la formule du débit massique entrant est donnée par l'équation (20), voir [2].

$$\frac{dm}{dt} = f(p) \quad (19)$$

On remarquera que pour les fortes dépressions, le débit massique d'air entrant est saturé et ne dépend plus de la pression, ce qui modélise un effet de blocage sonique du débit.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm}{dt} \Big|_{in} = C_{in} \cdot A_{in} \sqrt{7p_o \rho_o \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{1.4286} - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{1.714} \right]} \quad p_o > p > 0.53p_o \\ \frac{dm}{dt} \Big|_{in} = C_{in} \cdot A_{in} \frac{0.686}{\sqrt{RT_o}} p_o \quad p < 0.53p_o \end{array} \right. \quad (20)$$

Une fois la section d'entrée A_{in} définie, le coefficient de débit C_{in} doit être calé de façon à obtenir la débitance cible sous une dépression donnée qui peut être extraite d'une courbe de débitance fournie par le constructeur. Généralement la débitance cible est définie pour un différentiel de pression de -0.45 bar. En fixant ce paramètre à une valeur de $C_{in}=0.5$, le débit d'air est de $27 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une pression différentielle de -0.45 bar. Ce coefficient modélise l'ensemble des pertes dans tout le chemin d'air incluant l'entrée ($K_d=0.5$), la soupape ($K_d=2.5$) et la sortie à l'air libre ($K_d=1$). Néanmoins, une incertitude subsiste sur la valeur de ce coefficient.



2.3.2.4. Modélisation de la cavitation dans les conduites pour reproduire le phénomène de rupture de colonne liquide

Le modèle de cavitation utilisé est basé sur l'hypothèse d'un mélange homogène constitué d'eau à l'état liquide (l) et d'air dissout (g) dans une conduite élastique, voir [2]. La présence d'air dissout implique une vitesse d'onde dépendante de la pression de l'air dissout p_g^* modifiant alors la vitesse d'onde a_0 d'un liquide sans air dissout selon l'équation (21).

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + m \cdot \rho_l \cdot R_g \cdot T \cdot \frac{a_0^2}{p_g^{*2}}}} \quad (21)$$

Avec a_0 la vitesse d'onde sans air dissout, m la masse d'air dissout par unité de volume définie par l'équation (22) et R_g la constante spécifique de l'air définie par l'équation (23).

$$m = \frac{m_g}{V} \quad (22)$$

$$R_g = \frac{R}{M_g} \quad (23)$$

Lors de transitoires où la pression descend en-dessous de la pression de vapeur saturante, l'eau à l'état liquide va se vaporiser et des bulles de gaz constituées de vapeur d'eau et d'air vont se former. La loi de Dalton statue que la pression absolue interne de ces bulles de gaz est composée des pressions partielles des composants gazeux, à savoir la vapeur d'eau (v) et l'air dissout (g). En raison de l'hypothèse d'un mélange homogène constitué du liquide et du mélange de gaz (v+g), la pression locale du liquide est égale à la pression interne des bulles de gaz, voir l'équation (24).

$$p^* = p_g^* + p_v^* \quad (24)$$

L'équation des gaz parfaits pour l'air dissout est décrite selon l'équation (25):

$$p_g^* \cdot V_g = m_g \cdot R_g \cdot T \quad (25)$$

En définissant le taux d'air dissout α par l'équation (26), l'équation (25) peut se réécrire selon l'équation (27) :

$$\alpha = \frac{V_g}{V} \quad (26)$$

$$p_g^* \cdot \alpha = m \cdot R_g \cdot T \quad (27)$$

En considérant une transformation isotherme de l'air dissout lors d'un transitoire, on peut alors écrire :

$$p_g^* \cdot \alpha = p_0^* \cdot \alpha_0 \quad (28)$$

L'évolution du taux d'air dissout peut donc être calculé par l'équation (29):

$$\alpha = \frac{p_0^* \cdot \alpha_0}{p_g^*} \quad (29)$$

L'équation (29) combinée avec l'équation (28) formulée en pression piézométrique peut donc être exprimée en fonction de la pression et du taux de vide à l'état initial avant transitoire, comme le montre l'équation (30).

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{m \cdot R_g \cdot T}{\rho_l \cdot g^2} \cdot \frac{a_0^2}{(H^* - H_v^*)^2}}} = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{p_0^* \cdot \alpha_0}{\rho_l \cdot g^2} \cdot \frac{a_0^2}{(H^* - H_v^*)^2}}} \quad (30)$$

En définissant la constante a_1 selon l'équation (31), l'équation (30) se reformule selon l'équation (32) :



$$a_1 = \frac{p_0^* \cdot \alpha_0}{\rho_l \cdot g^2} \cdot a_0^2 \quad (31)$$

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{a_1}{(H^* - H_v^*)^2}}} \quad (32)$$

La Figure 26 représente l'évolution de la vitesse d'onde dans le mélange homogène de gaz et de liquide en fonction de la pression pour différents taux de gaz α_0 selon l'équation (32).

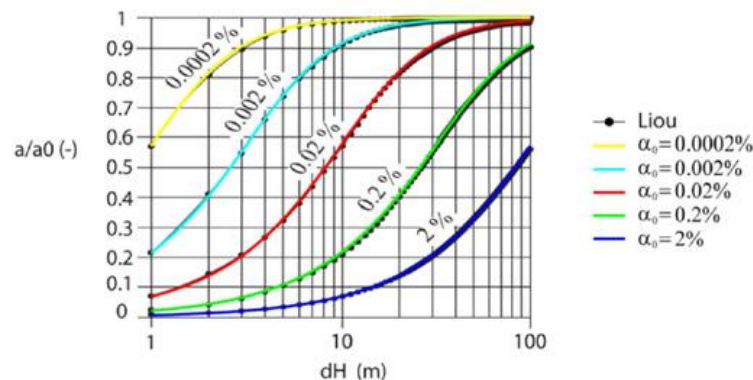


Figure 26 : Evolution de la vitesse d'onde fonction de la pression pour différents taux de vide α_0 [2].

2.3.2.5. Modélisation de la rupture pleine section d'une conduite

La vanne de tête est dimensionnée pour pouvoir couper un débit de gueule-bée induit par une rupture pleine section du chemin d'eau en aval de la vanne. La localisation de la rupture peut influencer la valeur de ce débit maximal dimensionnant. A l'aide du modèle SIMSEN, ce débit dimensionnant est recherché en simulant la gueule-bée à différents endroits définis au préalable par l'analyse de risque de l'aménagement.

Lorsque l'eau s'échappe d'une conduite pour se déverser à l'air libre, l'énergie cinétique qu'elle possède à la sortie n'est pas récupérable et est entièrement dissipée. Cette configuration est donc modélisée par une perte de charge singulière équivalente à la perte totale de l'énergie cinétique à la sortie. La rupture de conduite est donc modélisée dans SIMSEN :

- en imposant la pression atmosphérique là où la rupture est considérée ;
- en modélisant une perte de charge singulière avec un coefficient d'une valeur de $K_d=1$.

Au total, neuf ruptures de conduites ont été simulées à différents endroits :

- directement en aval de la vanne de tête ;
- aux massifs d'ancrage MII à MVII de la conduite forcée ;
- au trou d'homme du répartiteur ;
- en aval de la MIV d'un des deux injecteurs d'un groupe.

2.3.2.6. Influence de la modélisation des soupapes à air sur la valeur du débit de gueule-bée

Il a été montré que la modélisation des soupapes à air exerçait une forte influence sur le débit de gueule-bée induit par la rupture pleine section. Pour illustrer cette influence, les résultats de simulation de la gueule-bée au massif MVII sont comparés avec et sans soupapes à air. La Figure 27 montre l'évolution en temps du débit au travers de la vanne de tête ainsi que de la cheminée lorsque les soupapes ne sont pas modélisées. Les lignes de pression minimale et maximale le long de la conduite forcée sont représentées à la Figure 28. Ces résultats peuvent être directement comparés avec les Figure 29 et Figure 30 où les soupapes sont modélisées.

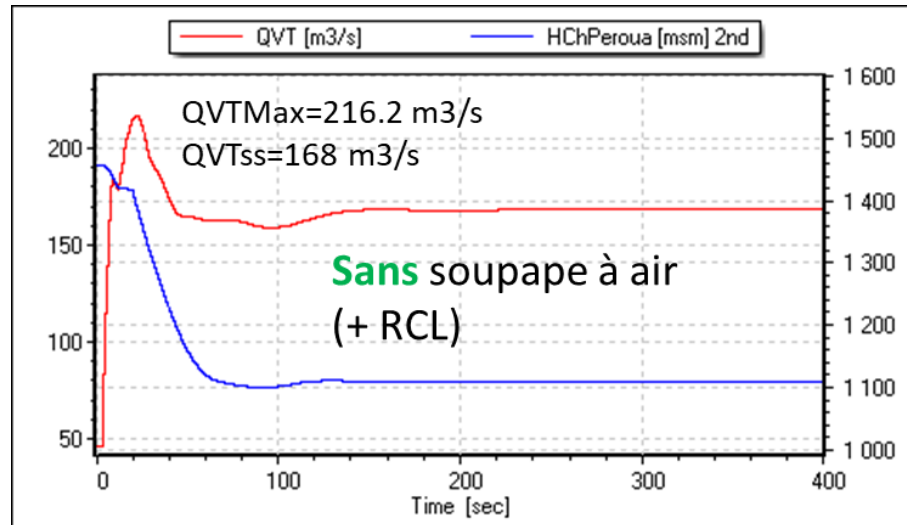


Figure 27 : Evolution en temps du débit à la vanne de tête et du niveau d'eau dans la cheminée suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée sans soupape à air.

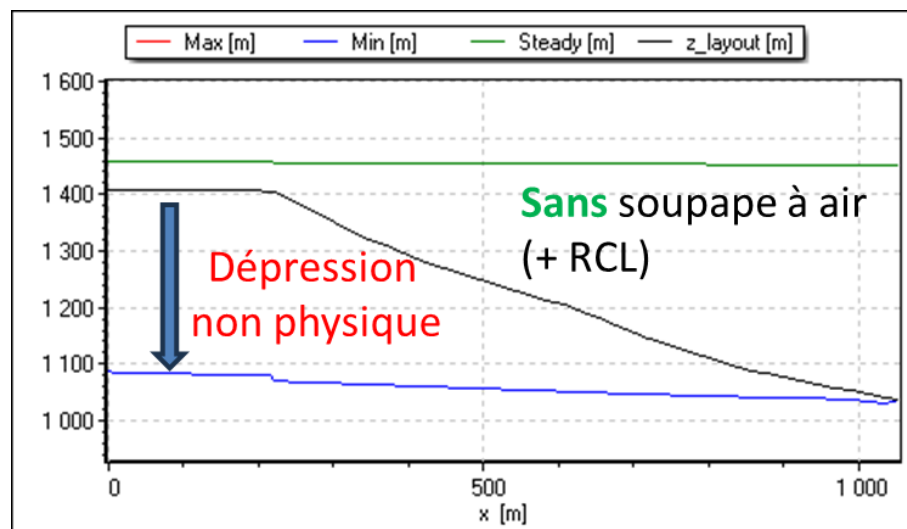


Figure 28 : Lignes de pression minimale et maximale le long de la conduite suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée sans soupape à air.

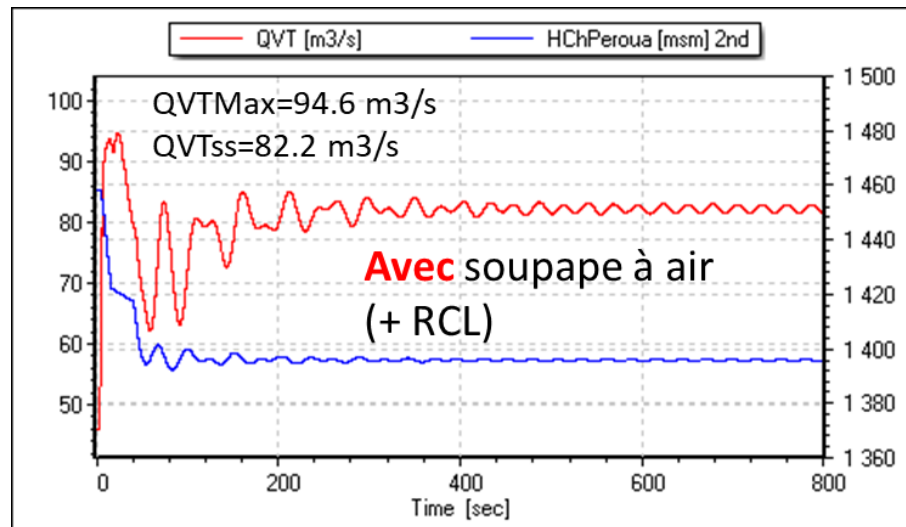


Figure 29 : Evolution en temps du débit à la vanne de tête et du niveau d'eau dans la cheminée suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée avec soupape à air.

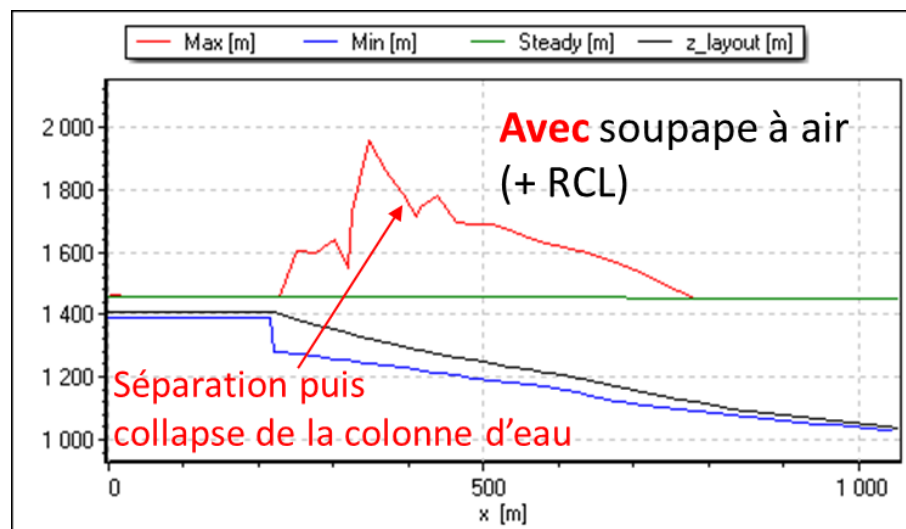


Figure 30 : Lignes de pression minimale et maximale le long de la conduite suite à la rupture pleine section au massif MVII simulée avec soupape à air.

La comparaison montre que l'aspiration d'air par les soupapes réduit le débit d'eau passant au travers de la vanne de tête. Sans soupape, le débit maximal instantané est de 216.2 m³/s pour se stabiliser à 168 m³/s. Alors qu'avec les soupapes, le débit maximal instantané est de 94.6 m³/s et le débit stationnaire de 82.2 m³/s. Soit une réduction de 56.2% pour le débit maximal instantané et de 51.1 % pour le débit stationnaire. L'impact sur le niveau stabilisé dans la cheminée est conséquent puisque le débit de gueule bée est plus faible.

Sans soupape à air, le modèle de rupture de colonne liquide ne peut tenir la pression de vapeur dans la conduite forcée. Alors qu'avec le modèle soupape, la pression de vapeur est tenue et un phénomène de collapse du mélange vapeur d'eau dû à la cavitation et air provenant de la soupape est prédit. La ligne de pression maximale présentée en Figure 31 montre une forte pression en tête de conduite forcée qui va induire la rupture en aval de la vanne de tête.



Les Figure 31 et Figure 32 montrent les valeurs de débits de gueule-bée stabilisés en fonction de la localisation de la rupture de conduite respectivement lorsque la modélisation des soupapes est prise en compte ou non.

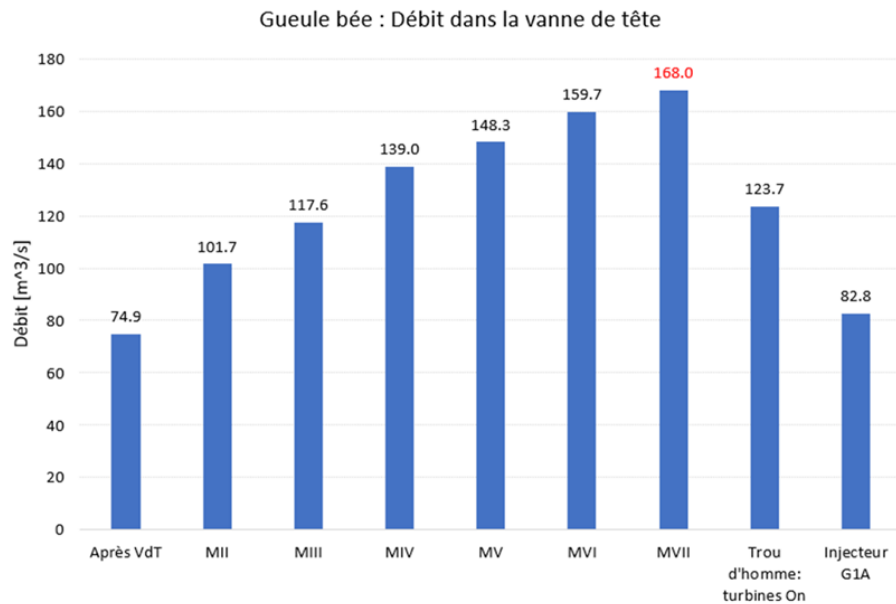


Figure 31 : Valeurs des débits de gueule-bée fonction de la position de la rupture de conduite obtenus par simulation sans soupape à air

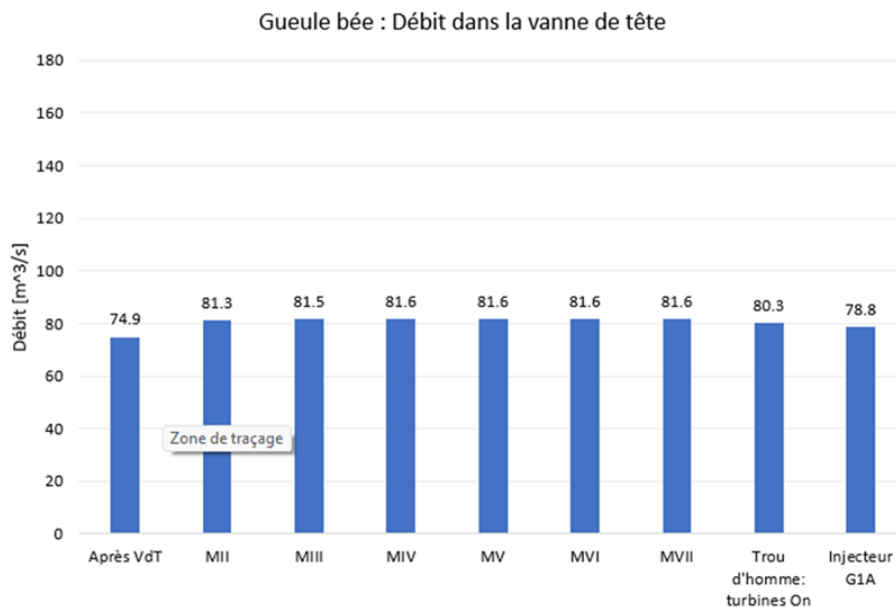


Figure 32 : Valeurs des débits de gueule-bée fonction de la position de la rupture de conduite obtenus par simulation avec soupape à air

2.3.2.7. Perspectives

Afin de déterminer le débit de gueule-bée de dimensionnement, il a été montré l'importance de la modélisation des soupapes à air combinée à un modèle de rupture de colonne liquide. D'autres aspects peuvent influencer ce débit de dimensionnement :



- La dynamique de fermeture de la vanne : les sollicitations maximales pour le dimensionnement ne correspondent pas forcément au débit de gueule-bée stationnaire avant fermeture. En effet les sollicitations maximales sont atteintes pendant la fermeture où le débit a diminué. La dynamique de la loi de fermeture peut alors induire des sollicitations différentes. Il s'agira donc d'évaluer l'influence de cette dynamique de fermeture sur les sollicitations induites. Les constructeurs considèrent généralement une approche quasi-statique en calculant un débit pour chaque ouverture de l'obturateur. Cependant la dynamique de fermeture peut induire des débits supérieurs à cette approche quasi-statique lors de la fermeture.
- La topologie du chemin d'eau amont : pour une loi de fermeture donnée, le profil de débit fonction de l'ouverture de l'obturateur peut différer en fonction du chemin d'eau amont.

Une étude sera menée pour évaluer l'influence de ces deux points dont les résultats seront des lignes directrices relatives pour la modélisation 1D permettant d'évaluer les sollicitations maximales dimensionnant la vanne.

2.3.3. Simulations prototype

2.3.3.1. Géométrie

Les simulations à l'échelle prototype ont été réalisées selon une méthodologie similaire à celle utilisée pour les simulations à l'échelle modèle. La vanne a été entièrement modélisée en 3D à partir des plans du constructeur. Des rayons de 2 mm ont été ajoutés aux arêtes vives sans arrondi ou chanfreins spécifiés afin d'améliorer la qualité du maillage. À l'exception de ces ajustements, la géométrie respecte fidèlement les plans d'origine.

Comme illustré à la Figure 33, les simulations ont été effectuées avec la géométrie exacte de la conduite avale, incluant un coude. Dans un second temps, ces simulations seront répétées sans le coude afin d'évaluer son influence sur les résultats, mais également pour avoir une géométrie similaire de la vanne à l'échelle modèle.

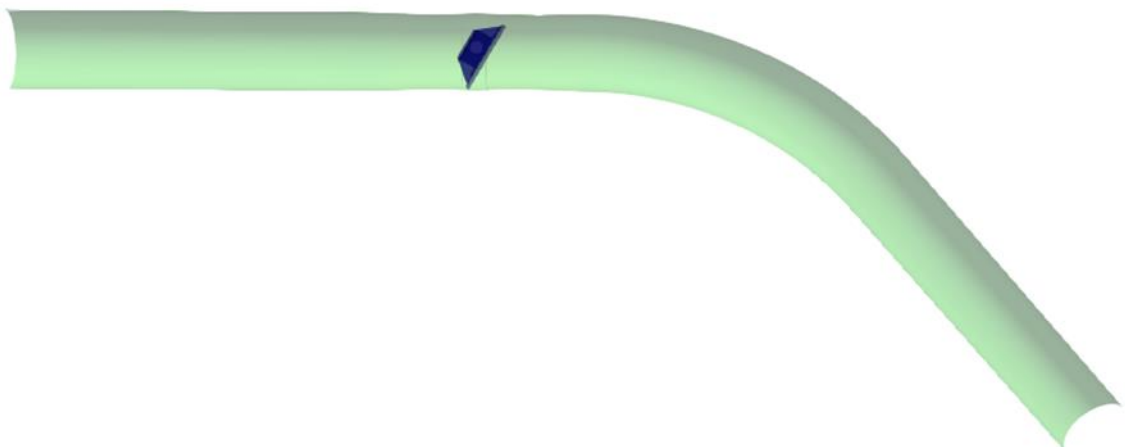


Figure 33 : Domaine fluide pour les simulations à l'échelle prototype.

2.3.3.2. Analyse de la dépendance au maillage

Le maillage a été généré avec ANSYS Fluent Meshing, en combinant des éléments tétraédriques et hexaédriques. L'un des principaux défis est de capturer correctement la couche limite turbulente avec un maillage suffisamment fin, tout en maintenant une qualité orthogonale adéquate pour assurer la



convergence des calculs. La Figure 34 ainsi que la Figure 35 illustrent le maillage moyen dénommé « Medium mesh » dans les sections suivantes.



Figure 34 : Maillage "Moyen" sur le corps de vanne.

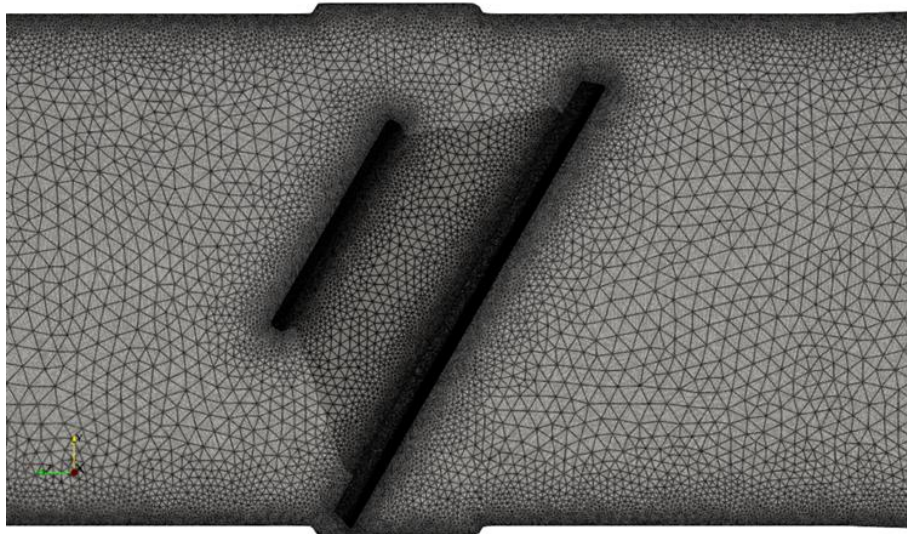


Figure 35 : Maillage moyen ("medium mesh") sur le volume fluide à proximité de la vanne.

Trois maillages ont été testés pour un angle d'ouverture de 30° et un débit de 45 m³/s :

Tableau 3 : Comparaison des maillages.

	Nombre d'élé- ment	Qualité ortho- gonale min	Épaisseur 1ère couche limite	Force vis- queuse	Force de pression
	(10 ⁶)	(°)	(mm)	(kN)	(kN)
Coarse mesh	9.0	85.0	1.0	2.40	3369
Medium mesh	24.5	77.7	1.0	2.25	3454
Fine mesh	36.5	80.6	0.5	2.00	3280



2.3.3.3. Setup

Les simulations sont effectuées avec le logiciel OPENFOAM. Les conditions aux limites et le modèle de turbulence sont les mêmes que pour la simulation sur modèle réduit (Tableau 2).

2.3.3.4. Prochaines étapes

Les simulations avec le maillage moyen seront répétées pour différents angles de fermeture afin d'obtenir le couple et le coefficient de couple tout au long de la fermeture de la vanne. Ensuite, l'influence du coude en sortie du domaine fluide sera étudiée en répétant les simulations sans ce coude. Cela nous permettra de comparer les résultats de l'échelle prototype avec ceux de l'échelle modèle.

Enfin les modèles de simulations pourront être affinés afin de prendre en compte les phénomènes instationnaires ou la cavitation en fonction des résultats obtenus avec le modèle réduit.

2.4. WP3 : Essai & Validation

En 2023, dans le cadre de la mise en service de la vanne de Péroua, des essais de fermeture en eaux vives ont été réalisés jusqu'à un débit atteignant 50% du débit nominal. Ces essais ont permis de mesurer la pression d'eau en amont et en aval de la vanne, ainsi que la pression d'huile dans les servomoteurs. Ces données ont été réutilisées afin de déterminer le coefficient de couple hydraulique selon la méthodologie suivante :

1. Détermination du couple hydraulique (huile)

A partir de la cinématique de la vanne et des dimensions du servomoteur, le couple hydraulique est calculé selon :

$$M_{oil} = F_{oil} \cdot l_m \cdot \sin \alpha$$

avec F_{oil} , le produit de la pression par la surface du piston.

2. Évaluation des couples parasites

A l'aide des essais précédemment réalisés en eau morte, le couple de frottement M_{fr} additionné au couple engendré par l'excentricité M_{exc} de la lentille sont calculés selon :

$$M_{oil} = M_{exc} + M_{fr}$$

3. Détermination du couple hydraulique (eau) en eau vive

Lors de la fermeture en eau vive, le couple exercé par l'eau est obtenu par la relation :

$$M_h = M_{oil} + M_{exc} + M_{fr}$$

Il est ici supposé que le couple de frottement reste constant entre les essais en eau morte et en eau vive.

4. Loi de débit en fonction de l'angle d'ouverture

Une première approximation linéaire de la loi de débit en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne a été adoptée. Cette loi pourra être affinée à l'aide des essais sur modèle réduit.

5. Pertes de charge

Les pertes de charge avant le début de la fermeture ont été caractérisées. Une loi quadratique reliant les pertes de charge au débit a été établie.

Détermination du coefficient de Grein

Le coefficient de Grein a été déterminé durant la fermeture, conformément à la méthodologie décrite au chapitre 2.2.2.4. La courbe obtenue est présentée à la Figure 36.

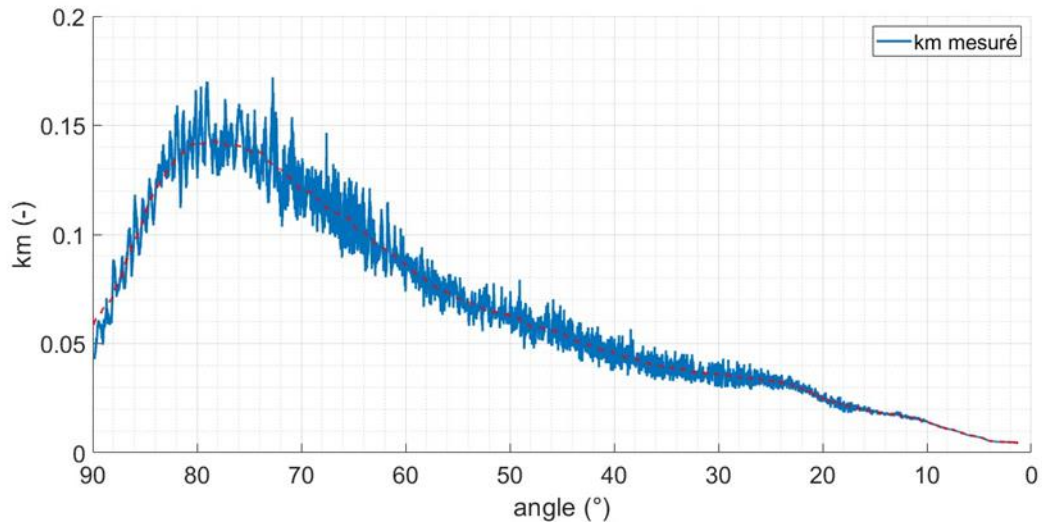


Figure 36 : Coefficient de couple selon Grein en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne.

Cette courbe devra dans un deuxième temps être dûment comparée à celles obtenues par les simulations CFD (modèle et prototype) ainsi qu'à celle obtenue par essais sur modèle réduit. On remarque déjà deux différences principales par rapport au coefficient de couple déterminé par la CFD sur modèle réduit présentée à la section 2.1.2.4:

- Le maximum est à 0.14 alors qu'on obtient 0.12 dans le cas de la CFD modèle.
- A 90 ° le k_M est entre 0.04 et 0.06 alors qu'il est de 0.02 selon la CFD modèle.

Les prochaines étapes du projet viseront à identifier les causes de ces écarts, qu'elles proviennent des hypothèses ou simplifications du modèle numérique, ou bien des approximations inhérentes aux mesures effectuées sur le prototype. Ces investigations permettront d'affiner la modélisation afin de mieux représenter l'ensemble des phénomènes physiques en jeu.

2.5. WP4 : Effet d'échelle

Cette partie du projet n'a pas encore été abordée.

2.6. WP5 : Livre Blanc

Dans le cadre du projet, un livrable clé est la rédaction d'un livre blanc destiné à fournir des lignes directrices pour la conception et le dimensionnement des vannes de tête des conduites forcées dans les centrales hydrauliques. Ce document est structuré selon les différentes phases SIA d'un projet (de l'avant-projet aux phases d'exécution), afin d'en faciliter l'intégration dans la planification générale d'un aménagement hydroélectrique.

Une analyse fonctionnelle a été menée pour identifier les tâches spécifiques liées au dimensionnement de la vanne. Pour chaque tâche, les données d'entrées, les livrables et les intervenants ont été définis. À partir de cette base, un organigramme du processus de dimensionnement a été élaboré, permettant de visualiser les enchaînements logiques et les responsabilités à chaque étape. Cet organigramme est présenté en Figure 37.

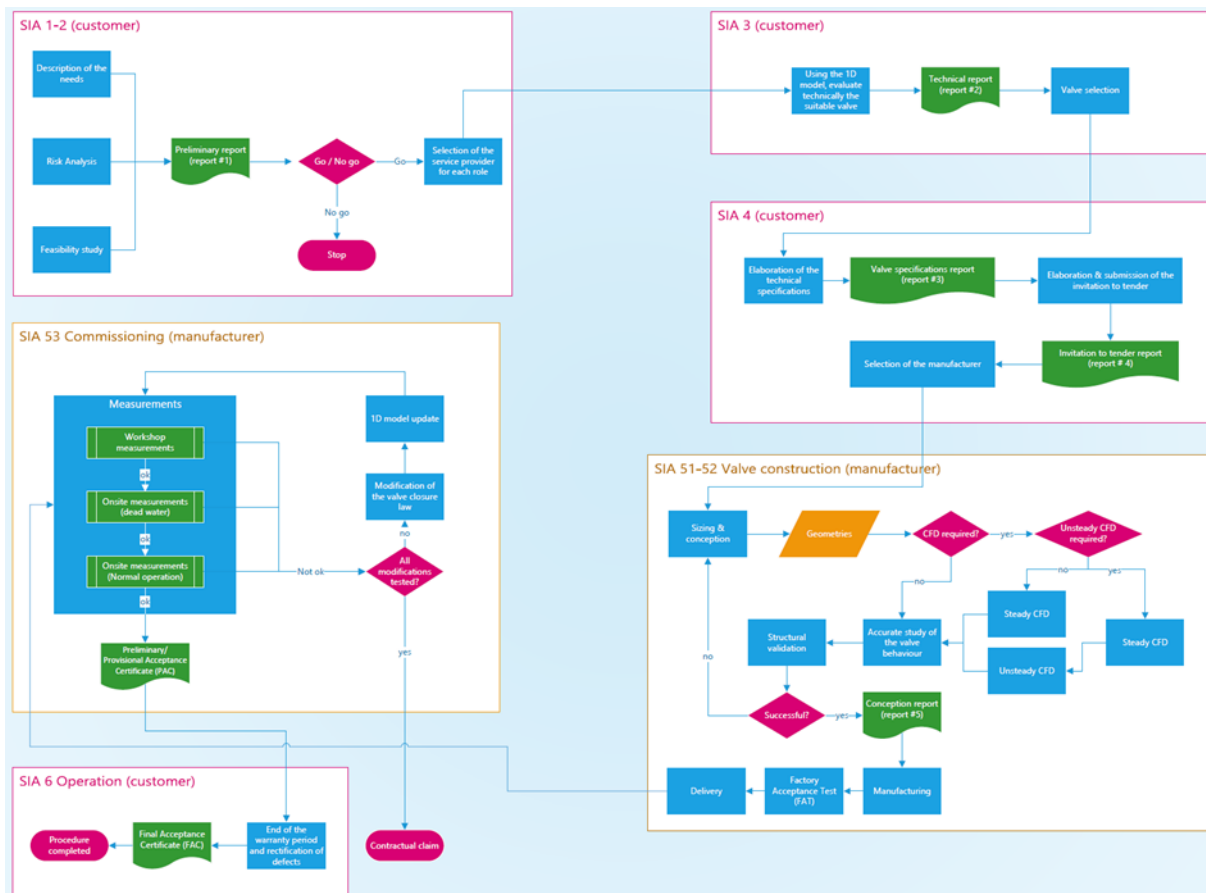


Figure 37 : Organigramme de dimensionnement des vannes de tête.

Le livre blanc visera à documenter en détail certaines de ces tâches, notamment les points techniques clés à considérer, afin de fournir une base commune de référence aux différents acteurs impliqués (bureaux d'ingénieurs, exploitants, fabricants, autorités). Il devra également indiquer les actions sur la vanne (terme général utilisé dans les normes SIA pour indiquer les efforts) et les modèles à utiliser.

3 Conclusions et perspectives

Le présent projet a pour objectif de proposer un livre blanc qui permettra de simplifier au maximum la méthodologie du dimensionnement d'une vanne papillon. Le cas de charge limite fixé dans cette étude est le débit de gueule bée qui représente le débit maximal qu'une vanne papillon pourrait devoir arrêter en cas d'accident. Ce débit de gueule bée est propre à chaque aménagement et nécessite donc une étude pour chaque aménagement afin de le déterminer. Pour aboutir à ce livre blanc, différentes analyses numériques et expérimentales sont effectuées à l'échelle modèle et réelle.

Le cas test sélectionné pour cette étude est la vanne de sécurité de Péroua situé sur l'aménagement de Grande Dixence. Cette vanne a un diamètre de 3 m et se trouve en aval de la cheminée d'équilibre et en amont de la conduite forcée. Ce choix s'est fait car il a été jugé que cette vanne se trouve dans une configuration très représentative des aménagements hautes chutes.

Afin de permettre les études à l'échelle modèle, la vanne de Péroua a été reconstruite par CAO pour un diamètre de 150 mm, soit un rapport d'échelle de 1 :20. Cette vanne a ensuite été usinée en acier inoxydable. Afin de s'assurer que la dynamique des écoulements entre le modèle et la taille réelle soient similaires le nombre de Froude est employé.



La vanne modèle est actuellement montée sur le banc pour effectuer des essais de pertes de charge sans l'obturateur, ce qui permettra d'obtenir la courbe des pertes de charge en fonction de la vitesse débitante. Cette étape, prévue courant juin 2025, est nécessaire afin de pouvoir, par la suite, caractériser le comportement de la vanne avec son obturateur et cela, sans tenir compte des pertes de charge régulière du banc d'essai. Les étapes suivantes consisteront, dans un premier temps, à caractériser la vanne de manière statique, soit à angle d'ouverture fixe, afin de pouvoir caractériser les efforts en fonction des conditions d'écoulement (vitesse débitante, pression du banc), puis, dans un second, à répertorier les conditions provoquant l'apparition de la cavitation. Les données récoltées et analysées permettront de comparer les données des simulations numériques.

Les différents maillages pour effectuer les calculs CFD à l'échelle modèle ont été créés et une première analyse de sensibilité a été effectuée. Cette analyse a démontré qu'un maillage de l'ordre de 3 millions d'éléments est adéquat. Toutefois, les choix de la discrétisation, le modèle de turbulence utilisé ainsi que les conditions aux limites utilisées seront confirmés au fur et à mesure des comparaisons faites avec les données expérimentales. Les calculs sont effectués avec ANSYS Fluent.

De la même façon, une approche similaire est prévue pour l'analyse du comportement de la vanne à la taille réelle. Pour cela des simulations numériques avec OpenFOAM et ANSYS CFX sont prévues. Dans un premier temps, seulement OpenFOAM a été utilisé et la sensibilité au maillage a démontré qu'un maillage de l'ordre de 25 millions d'éléments est adéquat pour l'analyse. Afin de comparer les résultats obtenus numériquement, une campagne de mesure devrait être effectuée en automne 2025.

Parallèlement, une analyse de risque globale a été effectuée afin de répertorier l'ensemble des éléments pouvant être la source d'un accident menant au débit de gueule bée. En essayant d'être le plus exhaustif possible, cette première analyse a pour but de départager ces différents éléments entre ceux qui ont le plus de chance d'être à l'origine de l'accident de ceux qui le sont le moins. Conjointement à cette analyse, le modèle 1D de l'aménagement a été utilisé afin de calculer le débit résultant d'un accident, i.e. une rupture de conduite. Cette analyse a été très précieuse et a mis en évidence que les soupapes à air étaient également un élément important à considérer dans la coupure du débit gueule bée. Effectivement, leur présence réduit considérablement les efforts exercés sur la vanne, réduisant ainsi les contraintes de conception.

Finalement, un groupe de consultation, composés d'experts du domaine au sens large hydroélectrique, a été mis en place afin d'interagir sur le développement du livre blanc. Ceci devrait permettre de maximiser son acceptation par la branche.

4 Coopération nationale et internationale

5 Publications et autres communications



6 Bibliographie

- [1] Grein, H. (1977). Experimentelle Untersuchungen der Kräfte und Momente auf des System Drosselklappe--Rohrleitung in Wasserkraftanlagen (Doctoral dissertation, Technische Hochschule Darmstadt).
- [2] Wylie and Streeter, Fluid transients in Systems, 1993, Prentice Hall.

7 Annexe

8 Contrôle interne du projet (**confidentiel**)

Le contenu de ce chapitre sera ensuite supprimé de la version publique du rapport.

9 Plan de gestion des données et stratégie open access/data/model interne (**confidentiel**)

Le contenu de ce chapitre sera ensuite supprimé de la version publique du rapport