



HAL
open science

Effet des cycles de démarrages et d'arrêts pour les centrales hydrauliques : modélisation de la détérioration des matériels pour l'évaluation des coûts de cyclage

Olivian Savin

► To cite this version:

Olivian Savin. Effet des cycles de démarrages et d'arrêts pour les centrales hydrauliques : modélisation de la détérioration des matériels pour l'évaluation des coûts de cyclage. Automatique. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2021. Français. NNT : 2021GRALT088 . tel-03612138v2

HAL Id: tel-03612138

<https://theses.hal.science/tel-03612138v2>

Submitted on 17 Mar 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Automatique - Productique**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Olivian SAVIN

Thèse dirigée par **Christophe BERENGUER** et co-dirigée
par **Sylvie CHARBONNIER** et **Julien BAROTH**

préparée au sein des laboratoires **Grenoble Images Parole Signal
Automatique (GIPSA-Lab)** et **Sols, Solides, Structures, Risques (3SR)**
dans l'École Doctorale d'Électrique, Électrotechnique, Automatique et
Traitement du Signal (EEATS)

**Effet des cycles de démarrages et d'arrêts sur les
centrales hydrauliques : modélisation de la
détérioration des matériels pour l'évaluation des
coûts de cyclage**

**Effect of start and stop cycles on hydropower
plants: modeling the deterioration of the
equipment to evaluate the cycling cost**

Thèse soutenue publiquement le **17 décembre 2021**, devant le
jury composé de :

M^{me}. Anne BARROS

Professeur des universités, Centrale Supélec, Rapporteur

M. Fabrice GUERIN

Professeur des universités, Polytech Angers, Rapporteur

M. Bruno CASTANIER

Professeur des universités, Polytech Angers, Président du jury

M. Younes AOUES

Maître des conférences, INSA Rouen, Examineur

M. Christophe BERENGUER

Professeur des universités, Grenoble INP - UGA, Directeur de thèse

M^{me}. Sylvie CHARBONNIER

Maître des conférences HDR, Université Grenoble Alpes, Co-encadrante de thèse

M. Julien BAROTH

Maître des conférences HDR, Université Grenoble Alpes, Co-encadrant de thèse



Remerciements

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une collaboration CIFRE entre deux laboratoires Gipsa-Lab, 3SR et l'entreprise Electricité de France (EDF) - Division Technique Générale (DTG). Je souhaiterais remercier l'ensemble des personnes rencontrées durant ces trois merveilleuses années. J'ai beaucoup appris et je suis donc ravi d'avoir travaillé avec tant de personnes gentilles et sympathiques.

Je commencerais par remercier mes encadrants, d'abord à mon directeur de thèse, Christophe Berenguer, pour sa patience et ses conseils et à mon mentor côté entreprise, Carmen Badina, pour son soutien et l'engagement pour la réussite de ce projet industrielle.

Je veux également remercier mes co-encadrants Julien Baroth de 3SR et Sylvie Charbonnier de Gipsa-Lab, pour leurs conseils et remarques qui ont largement contribué à la réalisation de ce travail.

Je tiens à remercier Renaud Pollier pour la guidance dans l'entreprise et à Jean-Louis Drommi pour son aide et les discussions qu'on permis toujours d'avancer.

Merci aux membres du jury d'avoir accepté d'évaluer mon travail, pour leurs retours enrichissants et leur questions pertinentes, à Bruno Castanier d'être président du jury, les rapporteurs Anna Barros et Fabrice Guerin et l'examineur Younes Aoues.

Je voudrais remercier aussi à Eric Dougé et Thierry Rousseau pour leur intérêt pour ce sujet et sans qui ce projet n'aurait pas existé.

Tout ma gratitude pour les collègues et chefs du service Métrologie et Performances des Systèmes Hydrauliques (MPSH), Eric Mercier, Louis Guingot et Baptiste Inderechit et toutes les personnes spécialisées énumérées dans la liste ci-dessous. Plus de 60 personnes qu'ont montré leur intérêt pour ce sujet et ont contribué à cette thèse. Incroyable !

Je n'oublie pas mes collègues du laboratoire Gipsa-Lab avec qui nous avons gagné le tournoi de foot interlabo Grenoble deux années de suite. Et mes collègues de 3SR avec qui je sortais pour la pause-croissant chaque vendredi quand j'étais sur le campus.

Une pensée spéciale pour mes amis de Grenoble et d'ailleurs avec qui j'ai passé tant de bons moments ensemble et avec qui j'ai visité tant d'endroits et de pays différents.

Pour terminer, j'adresse toute ma reconnaissance à des personnes très chères à mon cœur, ma famille, mes parents, ma sœur, mon beau-frère et mes trois nièces pour leur soutien indispensable et leurs encouragements.

Merci.

Liste du personnel spécialisé et leur domaine d'activité

Ensuite, je veux remercier chacune et chacun de mes collègues pour son temps, ses contributions, réponses...

Cette liste non exhaustive représente le personnel spécialisé (des experts, des référents vis-à-vis de matériels, des ingénieurs, des techniciens, des responsables de la maintenance et réparation, etc.) de différents domaines et unités, services d'EDF qui ont été interviewés et ont contribué par leur expérience, des données, des collaborations. À cette liste, il faut ajouter le personnel d'exploitation de plus grandes centrales hydroélectriques de France qui ont été visitées.

Index	Personnel spécialisé	Domaine	
1	Carmen Badina	Hydromécanique	Matériels mécaniques, hydrauliques
2	Bruno Lecomte		Hydromécanique
3	David Graveleine		Mécanique, vannes
4	Fabrice Gay		Mécanique, vannes
5	Franck Hars		Hydromécanique, vibrations
6	Guillaume Combes		Hydromécanique
7	Jean Heraud		Hydraulique
8	Jean Marc Oppé		Mécanique, réparation
9	Jean Paul Niess		Machines hydrauliques
10	Jean-Christophe Verhille		Maintenance
11	Jérôme Maureau		Mécanique, vannes
12	Julien Cavalier		Hydromécanique
13	Loïc Potel		Réparation, maintenance
14	Mylène Wattellier		Hydromécanique
15	Nicolas Dutruel		Mécanique, R&D
16	Nicolas Reig		Mécanique, R&D
17	Olivier Moussef		Mécanique
18	Philippe Bryla		Mécanique
19	Pierre Henri Letellier		Mécanique, roues
20	Stephan Courtin		Mécanique, R&D
21	Stéphane Fiasson		Mécanique, roues
22	Thierry Busalb		Mécanique, roues
23	Thierry Lora Ronco		Hydromécanique, vibrations
24	Jean-Louis Drommi	Matériels Électrique	Matériels électriques
25	Alain Velle		Alternateurs
26	André Petit		Alternateurs
27	Bruno Addobati		Transformateurs
28	Fernando De Pablo Cabrera		Alternateurs, transformateurs
29	Franck Thomas		Transformateurs
30	François Xavier Zgainski		Transformateurs
31	Hervé Dumas		Transformateurs
32	Ibrahima Dia		Disjoncteurs
33	Jean Sanchez		Transformateurs
34	Jeremy Nicolas Guizon		Disjoncteurs

35	Loïc Herman		Transformateurs
36	Raul Garcia Morales		Électrotechnique, Alternateurs
37	Roxane Dubois		Disjoncteurs
38	Serge Stella		Alternateurs
39	Stéphane Delgrange		Matériels électriques, R&D
40	Stéphane Flet		Électrotechnique
41	Thierry Ardaillon		Alternateurs
42	Adrien Bercegol	Autres domaines (automatique, fiabilité, traitement de données, chat, etc.)	Data analytiques
43	Audrey Fouchy		Achats hydrauliques
44	Coraline Gaucher		Électromécanique
45	Denis Aelbrecht		Expertise technique
46	Emmanuel Remy		Fiabilité, R&D
47	François Beaudouin		Fiabilité, R&D
48	Guillaume Fonferrier		Données, maintenance
49	Hervé Barthomeuf		Électromécanique
50	Jean François Taloud		Régulation vitesse, service système
51	Jean-Luc Armand		Gestion d'actifs
52	Pascal Raby		Exploitation et sûreté
53	Sébastien Bausson		Traitement du signal, R&D
54	Simon Misme		Exploitation et sûreté
55	Stéphane Assaiante		Exploitation et sûreté
56	Xavier Mercier		Données, maintenance

Table des matières

Remerciements	3
Liste du personnel spécialisé et leur domaine d'activité	5
Table des matières	7
Table des figures	10
Liste des tableaux	13
Résumé	15
Abstract	16
Résumé élargi	17
Extended abstract	19
1. Introduction	21
1.1. Contexte.....	21
1.2. Production d'énergie hydraulique en France.....	23
1.3. Objectifs scientifiques, problématique et verrous	25
1.4. Structure de la thèse	28
1.5. Publications et résultats de recherche.....	30
2. Centrales hydrauliques et séquences de démarrage et arrêt	31
2.1. Énergie hydraulique. Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique. Caractéristiques fondamentales.....	32
2.2. Configuration des sites et types d'aménagements hydroélectriques	34
2.2.1. Classification des usines.....	34
2.3. Principaux éléments d'un groupe de production hydraulique.....	39
2.3.1. Turbine	40
2.3.2. Alternateur.....	42
2.3.3. Disjoncteur	42
2.3.4. Vanne de pied.....	43
2.3.5. Transformateur	44
2.4. Phases de démarrage et d'arrêt d'un groupe de production d'énergie hydraulique.....	45
2.4.1. Séquence de démarrage	45
2.4.2. Séquence d'arrêt.....	48
2.4.3. Conclusion sur les séquences de démarrages et arrêts	49
2.5. Conclusion.....	49
3. État de l'art des recherches et état de lieux des connaissances sur la détérioration des matériels et coût de démarrage et d'arrêt.....	50
3.1. Stratégies d'estimation du coût de démarrage et d'arrêt (méthodologies existantes).....	51

3.1.1.	Méthodologies économiques	51
3.1.2.	Méthodologies technico-économiques (hybrides).....	53
3.1.3.	Synthèse des articles principaux retenus pour l'étude.....	58
3.2.	Matériels impactés par le cyclage et les phénomènes de dégradation associés.....	59
3.2.1.	Recueil d'avis d'expert.....	60
3.2.2.	Décomposition par matériels	60
3.3.	Synthèse et démarche de la thèse	63
3.3.1.	Modélisation basée sur la physique et utilisation de mesures effectuées lors d'essais en fatigue	64
3.3.2.	Modèles phénoménologiques basés sur des historiques de données	65
3.3.3.	Modélisation économique par avis d'experts	65
3.4.	Conclusion.....	66
4.	Endommagements causés par les cycles de démarrage et d'arrêt de roues de turbines en fatigue polycyclique	67
4.1.	Endommagement sur les roues.....	68
4.1.1.	Analyse de dommage (courbe de Wöhler)	69
4.1.2.	Dégradation des roues de turbines sous fatigue polycyclique	70
4.1.3.	Comptage des cycles de sollicitations (Rainflow).....	72
4.1.4.	Cumul en phase de fonctionnement (Loi de Miner-Palmgreen)	74
4.1.5.	Évaluation de la fatigue à l'aide de courbes réglementaires ou de courbes P-S-N.....	74
4.2.	Estimation des rapports de dommages dus au démarrage et à l'arrêt des roues	76
4.2.1.	Approche sur la roue	76
4.2.2.	Courbes probabilistes P-S-N	78
4.3.	Application aux roues Francis et Pelton.....	82
4.3.1.	Étude de cas Roue 1 Francis (28 MW).....	82
4.3.2.	Autres roues.....	85
4.4.	Conclusions et perspectives.....	86
5.	Estimation de la diminution de la durée de vie due au cyclage thermique à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré	87
5.1.	Estimation de la durée de vie des alternateurs : un point sur l'existant.....	88
5.1.1.	Principe de fonctionnement et principaux sous-composants d'un alternateur	89
5.1.2.	Études sur les défauts affectant les composants d'un alternateur dans la littérature et à EDF	92
5.1.3.	Dégradations affectant l'alternateur	94
5.1.4.	État de l'art sur les méthodes permettant d'estimer la durée de vie des alternateurs	95
5.1.5.	Études sur les alternateurs dans le contexte des démarrages et arrêts	97
5.1.6.	Positionnement de l'étude	98

5.2.	Mise en évidence de l'influence du cyclage sur la durée de vie des alternateurs.....	99
5.2.1.	Distribution des durées de vie suivant une loi de Weibull. Notions de fiabilité.....	99
5.2.2.	Données utilisées.....	102
5.2.3.	Résultats - Estimation de la durée de vie pour des centrales cyclées et non cyclées...	104
5.3.	Estimation de la diminution de la durée de vie des alternateurs due au cyclage.....	106
5.3.1.	Présentation du modèle de durée de vie accélérée.....	106
5.3.2.	Présentation des cycles en température.....	108
5.3.3.	Résultats et discussion.....	112
5.4.	Conclusion.....	117
6.	La dégradation des vannes de pied et disjoncteurs due au cyclage, par retour d'expérience et avis d'expert.....	119
6.1.	Modélisation par retour d'expérience et avis d'expert pour les vannes de pied.....	120
6.1.1.	La dégradation des vannes de pied.....	120
6.1.2.	Corrélation entre la profondeur des fissures des tourillons et le nombre de cycles.....	121
6.1.3.	Conclusion sur les vannes de pied.....	123
6.2.	Modélisation en fonction de l'indicateur de dégradation pour les disjoncteurs.....	124
6.2.1.	La dégradation des disjoncteurs.....	124
6.2.2.	Classifications des disjoncteurs.....	126
6.2.3.	Conclusion sur les disjoncteurs.....	127
6.3.	Conclusion.....	127
7.	Conclusions et perspectives.....	129
7.1.	Conclusions et bilan du travail réalisé.....	129
7.2.	Perspectives.....	132
7.2.1.	Court terme.....	132
7.2.2.	Long terme.....	133
	Bibliographie.....	134
	Annexes.....	144
	Annexe 1 - Séquences détaillées d'une phase de démarrage pour une centrale avec une roue Francis (source : @EDF).....	144
	Annexe 2 – Liste des matériels et des phénomènes de dégradation d'une centrale hydroélectrique ((Mercier-Allart, 2017) et autres experts EDF).....	145
	Annexe 3 – Témoignages de constructeurs.....	147
	Annexe 4 – Énergie d'activation (<i>activation energy</i>).....	150
4.1.	L'équation d'Arrhenius et Coffin Manson.....	150
4.2.	Conclusions et proposition pour l'énergie d'activation.....	154

Table des figures

Figure 1-1. Part des énergies renouvelables dans la production mondiale d'électricité en 2018 (Source : International Energy Agency @EDF)	22
Figure 1-2. La production française d'électricité en 2019 (Source : RTE (Réseau de transport d'électricité) – bilan électrique @EDF)	23
Figure 1-3. La production d'électricité par filière sur une journée (23.10.2021) (la courbe de charge) (Source : RTE)	24
Figure 1-4. Schéma des sources de données utilisées	28
Figure 2-1. Schéma général d'un aménagement hydroélectrique	33
Figure 2-2. Centrale Rhinau sur le Rhin (Source : EDF)	36
Figure 2-3. Aménagement de Vouglans (Source : moiransenmontagne).....	37
Figure 2-4. Exemple d'une centrale de lac (Source : EDF).....	37
Figure 2-5. Centrale de Revin (Source : EDF)	38
Figure 2-6. Schéma simplifié d'une centrale hydroélectrique (Source : d'après electricalvoice).....	40
Figure 2-7. Types des turbines (d'après (Fox et al., 2004))	40
Figure 2-8. Coupe transversale d'un alternateur (d'après (Jamshidi, 2015))	42
Figure 2-9. Schéma simplifié d'un pôle du disjoncteur à gaz SF6 (d'après (Marec, 2013)).....	43
Figure 2-10. Coupe transversale d'un sphérique (RS) (Cavalier and Combes, 2016)	44
Figure 2-11. Coupe d'un transformateur de puissance (d'après (Sanchez, 2006)).....	44
Figure 2-12. Enregistrement d'une montée en vitesse d'un groupe Francis (phase démarrage) (Source : © EDF).....	47
Figure 2-13. Enregistrement d'un couplage et prise de charge d'un groupe Francis (phase démarrage) (Source : © EDF)	47
Figure 2-14. Enregistrement d'une phase d'arrêt normal d'un groupe Francis (Source : ©EDF)	48
Figure 3-1. Relation entre le coût et le temps de fonctionnement (d'après (Bakken and Bjorkvoll, 2002))	53
Figure 3-2. Relation entre le démarrage et la période de rénovation (d'après (Bakken and Bjorkvoll, 2002))	53
Figure 3-3. L'estimation d'un coût de démarrage par 8 producteurs d'énergie de Suède (d'après (Nilsson and Sjelvgren, 1997)).....	55
Figure 3-4. Coût par composant en fonction de la participation au coût total (d'après (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006))	56
Figure 3-5. Schéma récapitulatif des études existantes (d'après (Savin et al., 2020))	59
Figure 4-1. Courbe de Wöhler : Les différents domaines de fatigue (d'après (Jabbado, 2006)).....	69
Figure 4-2. Turbine Francis : exemple d'une roue Francis (à gauche), soudure entre la couronne et l'aube (à droite) (General Electric and EDF, 2018)	70
Figure 4-3. Évolution des mesures de déformation pour les 3 séquences de fonctionnement (roue Francis) (O. Savin et al., 2021).....	71
Figure 4-4. Évolution des mesures de déformation pour différentes séquences de fonctionnement (roue Pelton) (O. Savin et al., 2021)	71
Figure 4-5. Courbe S-N : courbes nominales et de conception (échelle d'échantillons de laboratoire)	72
Figure 4-6. Historique des contraintes mettant en évidence une séquence de démarrage (échelle de la roue)	72
Figure 4-7. Méthode de comptage rainflow (d'après (Jacquemoud, 1994)).....	73

Figure 4-8. Distributions simplifiées des cycles extraites après une procédure de comptage des cycles : cas (a) à gauche - état stable à pleine puissance, et cas (b) à droite - séquence de démarrage.....	73
Figure 4-9. Exemple d'une courbe de conception définie comme une courbe S-N probabiliste.....	75
Figure 4-10. Diagramme de la méthode d'estimation du nombre d'heures de fonctionnement normal N_{HFS} (O. Savin et al., 2021)	77
Figure 4-11. Distributions simplifiées des dommages : cas (a – à gauche) régime permanent à pleine puissance, comparé au cas (b – à droite) de la séquence de démarrage, avec plus de cycles et de plages de cycles, entraînant plus de dommages.....	78
Figure 4-12. Échantillon sous flexion (à gauche) et sous tension (à droite) (Buxbaum and Ostermann, 1983), cf. Tableau 4-2.	78
Figure 4-13. Exemples de séries de mesures (1, 3b et 4b) (Buxbaum and Ostermann, 1983) (cf. Tableau 4-3)	80
Figure 4-14. Courbes S-N moyennes (Acier 13.4), séries 3b, 3c, 4b, 4c	81
Figure 4-15. Courbes S-N de conception corrigées déduites de la série expérimentale moyenne (a), du code ASME (b).....	81
Figure 4-16. Représentation de la matrice de comptage rainflow pour une séquence de fonctionnement stabilisé.....	83
Figure 4-17. Analyse spectrale du signal à l'aide d'une transformée de Fourier rapide (FFT) : évolution du module FT en fonction de la fréquence	83
Figure 4-18. Représentation de la matrice de comptage rainflow en utilisant les données dans le cas de séquences de démarrage (a) et d'arrêt (b) de 28 MW (Roue 1)	83
Figure 4-19. Représentation des estimations de dommages pour les séquences de stabilité, de démarrage et d'arrêt, avec et sans limite d'endurance de 30 MPa, en tenant compte des courbes S-N ASME* (a) et P=10-4 (b) respectivement (roue 1).	84
Figure 4-20. Représentation de la matrice de comptage rainflow pour une roue Francis dans le cas d'un démarrage de 2 MW (a) et en fonctionnement stabilisé (b) (roue 2).....	85
Figure 5-1. Le rotor à pôles saillants d'un alternateur de 170 MVA (600 tr/min)	89
Figure 5-2. Le stator d'un alternateur de 170 MVA (600 tr/min)	90
Figure 5-3. Barre statorique d'un alternateur	91
Figure 5-4. Répartition d'âge actuelle en pourcentages des stators du parc hydraulique EDF (Garcia and Cabrera, 2020)	92
Figure 5-5. Analyse de défauts alternateurs EDF (1982-2006) (O. Savin et al., 2021)	92
Figure 5-7. Montages des barres de stator ^(Velo, 1990)	93
Figure 5-6. Défaut d'isolation du stator ^(Istad et al., 2011)	93
Figure 5-9. Défaut coins inter-polaires du rotor ^(Velo, 1990)	93
Figure 5-8. Les connexions et les amortisseurs du rotor ^(Velo, 1990)	93
Figure 5-10. Comportement général du taux de défaillance ou « courbe en baignoire ».....	101
Figure 5-11. La densité de probabilité selon la valeur du paramètre d'échelle α	102
Figure 5-12. Représentation de durées de vie incomplètes, censurées à droite.....	103
Figure 5-13. Fonction de répartition de la durée de vie des alternateurs non cyclés.....	104
Figure 5-14. Fonction de répartition des durées de vie des alternateurs cyclés	104
Figure 5-15. Histogramme et fonction de densité de probabilité de Weibull pour les alternateurs non cyclés.....	105
Figure 5-16. Histogramme et fonction de densité de probabilité de Weibull pour les alternateurs non-cyclés.....	105
Figure 5-17. Exemple d'évolutions de la température (°C, haut) et de la puissance (MW, bas) sur une période de 10 jours, sur une centrale STEP.....	109
Figure 5-18. Exemple d'un cycle de démarrage et d'arrêt en température : phases de montée en température et refroidissement sur un jour.....	110

Figure 5-19. Cycles simulés avec le temps de refroidissement équivalent avec le temps de fonctionnement.....	111
Figure 5-20. Décomposition d'un cycle par un modèle polynomial de 5 équations (O. Savin et al., 2021).....	111
Figure 5-21. Cycles simulés avec le même temps de fonctionnement (2,3,4,5 cycles par jour).....	112
Figure 5-22. Évolution du facteur d'accélération en fonction du nombre de cycles et contributions de la température moyenne, de l'amplitude et de la fréquence pour la première simulation.....	114
Figure 5-23. Évolution du facteur d'accélération en fonction du nombre de cycles et contributions de la température moyenne, de l'amplitude et de la fréquence pour la deuxième simulation.....	115
Figure 5-24. Variation du facteur d'accélération en fonction de différentes valeurs d'énergie d'activation.....	116
Figure 5-25. Évolution de la perte en durée de vie en fonction du nombre de cycles par jour et de la valeur du facteur d'accélération	116
Figure 6-1. Fuite d'une vanne lors d'un défaut d'étanchéité (Saint-Joanis, 2012).....	121
Figure 6-2. Le robinet sphérique de la Centrale 1 (service et sécurité) (Savin, 2018) avec la fissure (b - zoom) sur le tourillon court et une coupe transversale d'un tourillon avec l'indication de la fissure (a) (Bryla, 2020)	122
Figure 6-3. Représentation du nombre de cycle et la profondeur de la fissure pour les quatre tourillons de la Centrale 1 (à gauche) et de la Centrale 2 (à droite)	123
Figure 6-4. Répartition des défauts des disjoncteurs (Zhang et al., 2009)	125
Figure 6-5. Analyse de profil des contacts d'un disjoncteur avec le contact le plus usé en premier plan et le contact moins usé en arrière-plan (Dia, 2018).....	125
Figure 6-6. Modèles de disjoncteurs en fonction de la puissance [MW], le courant de court-circuit (Isc) et le courant nominal (Ir) © Alstom	126
Figure 0-1. Étude EDF sur l'interpolation des essais d'endurance thermique d'isolant (EDF R&D Prisme, 2020).....	151
Figure 0-2. Activation Energies from Arrhenius Plots (Dixon, 1980)	153

Liste des tableaux

Tableau 2-1. Classification des usines par chute et type de turbine	35
Tableau 2-2. Catégories de centrales hydroélectriques	39
Tableau 3-1. Coûts d'un cycle de démarrage et d'arrêt issus de la littérature.....	58
Tableau 3-2. Corrélation entre des caractéristiques du mode de fonctionnement des roues Francis et l'apparition de fissures (Kokko and Ahtiainen, 2014)	61
Tableau 3-3. Les matériels impactés par le cycle de démarrage et d'arrêt.....	66
Tableau 3-4. Méthodes permettant d'estimer la dégradation des matériels	66
Tableau 4-1. Valeurs de probabilité cibles P^* en fonction de α , telles que $P^* = \text{Prob}(\sigma < \sigma_C = \mu - \alpha s)$. 75	75
Tableau 4-2. Synthèse des séries d'essais (Buxbaum and Ostermann, 1983).....	79
Tableau 4-3. Amplitudes des contraintes dans les cas des séries 0, 1, 3, 4 (Buxbaum and Ostermann, 1983).....	79
Tableau 4-4. Amplitudes de contrainte modifiées (MPa) en fonction de la contrainte moyenne, pour les séries d'essais 3, 4 de (Buxbaum and Ostermann, 1983) en acier 13.4, résistance limite ultime de 804 MPa, à partir de mesures au bord et au centre des échantillons	80
Tableau 4-5. Liste des roues (parc de centrales hydroélectriques d'EDF).....	82
Tableau 4-6. Nombre d'heures de fonctionnement stabilisé (N_{HFS}), mise en service de la Francis de 28 MW (roue 1).....	85
Tableau 5-1. Population des données utilisées pour estimer la durée de vie des alternateurs.....	103
Tableau 5-2. Valeurs et résultats pour les cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement.....	113
Tableau 5-3. Valeurs et résultats pour les cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage	114

Résumé

L'objectif de ces travaux de recherche est de modéliser la dégradation du matériel hydroélectrique afin d'estimer le coût des démarrages et d'arrêts. Après la dérégulation du marché d'énergie, les centrales hydroélectriques fonctionnent aujourd'hui avec jusqu'à 6-7 cycles par jour, ce qui peut être considéré comme le triple de ce pour quoi elles ont été conçues. Ce mode de fonctionnement peut être très dommageable pour les matériels des centrales hydrauliques. Jusqu'à présent, très peu de méthodes ont été proposées pour estimer le coût supplémentaire de ce mode d'opération, elles se fondent principalement sur des analyses économiques ou technico-économiques, sans s'intéresser à la cause de la dégradation, ce qui les rend peu auditables. Ainsi, le travail de cette thèse porte sur la conception d'une méthodologie qui se base sur des méthodes auditables afin d'estimer le coût de démarrage et d'arrêt. Ces méthodes représentatives (par matériel) et reproductibles (pouvant être appliqués par différents opérateurs) reposent sur des hypothèses explicites et validés par les experts d'EDF.

Dans un premier temps, une étude a été menée à partir de recueil d'avis d'experts et de l'analyse d'historiques de données afin de déterminer quels sont les composants d'une centrale les plus impactés par les arrêts démarrage et quels types de dégradation ils engendrent. Nous avons ensuite proposé trois méthodes d'estimation de la dégradation différentes, chacune adaptée à un type de matériel en particulier, à partir de mécanismes ou phénomènes principaux de détérioration et en fonction des données disponibles.

La première méthode propose une estimation des endommagements des roues de turbines soumises à de la fatigue polycyclique en utilisant des mesures de déformation in situ. Les dommages estimés pendant des séquences de démarrage et d'arrêt sont comparés à ceux estimés pendant des séquences de fonctionnement stabilisé, ce qui permet de fournir un coût en équivalent heures de fonctionnement stabilisé. Sur chaque séquence d'enregistrements, une analyse Rainflow est utilisée pour extraire les nombres et les amplitudes des cycles de contraintes enregistrées, qui sont ensuite convertis en dommages élémentaires à l'aide d'une courbe de Wöhler et cumulé à l'aide de la règle de Palmgren-Miner, pour obtenir le taux d'endommagement.

La deuxième méthode vise à estimer la réduction de la durée de vie des alternateurs. Dans un premier temps, nous comparons les durées de vie estimées sur deux populations de centrales, l'une comprenant des centrales cyclées et l'autre non cyclées, afin de confirmer l'effet négatif du cyclage sur la durée de vie des centrales. Nous quantifions ensuite cette perte en durée de vie à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré exprimant un facteur d'accélération en fonction de caractéristiques de cycles en température et nous déterminons les caractéristiques des cycles de température générés par les démarrages-arrêts à partir de mesures enregistrées à l'aide de l'outil de surveillance en ligne d'EDF.

Enfin, une troisième méthode estime le surcoût des démarrages et des arrêts en tenant compte de la dégradation des matériels tels que la vanne de pied et le disjoncteur, à partir de retour d'expérience, les bases de données et l'avis d'experts.

Abstract

The objective of this research is to model the degradation of hydroelectric equipment in order to estimate the cost of starts and stops. After the deregulation of the energy market, hydroelectric power plants are now operating with up to 6-7 cycles per day, which can be considered as three times what they were designed for. This mode of operation can be very damaging to the equipment of hydro plants. Until now, very few methods have been proposed to estimate the additional cost of this mode of operation, they are mainly based on economic or technico-economic analyses, without looking at the cause of the degradation, which makes them auditable. Thus, the work of this thesis focuses on the design of a methodology that relies on auditable methods to estimate the cost of starts and stops. These methods are representative (by material) and reproducible (can be applied by different operators) based on explicit assumptions and validated by EDF experts.

In a first step, a study has been carried out by collecting experts' opinions and analyzing historical data in order to determine which components of the power plant are the most impacted by start and stops and which types of degradation they generate. We then proposed three different degradation estimation methods, each adapted to a particular type of equipment, based on the main degradation mechanisms or phenomena and on the available data.

The first method proposes an estimation of the damage of turbine runners subjected to polycyclic fatigue using in situ deformation measurements. The damage estimated during start and stop sequences is compared to the damage estimated during stabilized operation sequences, thus providing a cost in equivalent hours of stabilized operation. On each sequence of recordings, a Rainflow analysis is used to extract the numbers and magnitudes of recorded stress cycles, which are then converted to damage using a Wöhler curve and accumulated using the Palmgren-Miner rule to obtain the damage rate.

The second method aims at estimating the reduction of the generator life. First, we compare the estimated lifetimes on two populations of power plants, one including cycled and one not cycled, in order to confirm the negative effect of cycling on the lifetimes of the plants. We then quantify this loss in lifetime using an accelerated aging model expressing an acceleration factor as a function of temperature cycling characteristics, and we determine the characteristics of the temperature cycles generated by the start-stops from measurements recorded using the EDF online monitoring tool.

Finally, a third method estimates the additional cost of starts and stops by taking into account the degradation of equipment such as the shut-off valve and the circuit breaker, based on feedback, databases and expert judgement.

Résumé élargi

Cette thèse vise à développer une approche originale de modélisation des coûts associés aux arrêts et démarrages des centrales hydroélectriques. Trois méthodes sont proposées pour estimer la dégradation des équipements des centrales hydroélectriques en tenant compte des principaux phénomènes de dégradation et des données disponibles. Les coûts de démarrage et d'arrêt sont estimés et discutés dans un rapport confidentiel d'EDF (Savin, 2021).

Dans un premier temps, nous présentons quelques connaissances de base sur l'hydroélectricité. Nous décrivons la structure d'une centrale hydroélectrique et présentons les composants les plus importants : turbine, générateur, disjoncteur, vanne d'arrêt principale et transformateur. Ensuite, nous expliquons en détail les séquences de démarrage et d'arrêt d'une centrale hydroélectrique afin d'identifier et de comprendre les phénomènes de dégradation.

Dans un deuxième temps, nous présentons les stratégies d'estimation du coût de démarrage et d'arrêt, nous étudions les matériels impactés par les démarrages et les arrêts (« cyclage ») et nous présentons la méthodologie de la thèse. Nous commençons par les études existantes et listons les avantages et inconvénients de chaque méthodologie. Nous les classons en deux types : les méthodes ascendantes (*bottom-up*) et descendantes (*top-down*). Ensuite, nous identifions les matériels qui sont impactés par le cyclage grâce au retour d'expérience et par l'avis des experts. Dans ce chapitre, nous listons tous les éléments qui peuvent conduire à la dégradation des équipements et les études qui ont été faites pour estimer cette dégradation. Enfin, une synthèse est présentée et nous proposons trois méthodes d'estimation de la dégradation adoptées pour les différents matériels utilisés, en fonction des principaux phénomènes de dégradation et des données disponibles considérées pour chaque situation.

La première méthode consiste à quantifier et comparer les dégradations des phases transitoires (démarrage et arrêt) afin d'estimer le surcoût résultant pour les roues. Le principe est de comparer les estimations des dommages cumulés à partir de trois séquences élémentaires représentant le fonctionnement stabilisé et les cycles de démarrage et d'arrêt des roues de la turbine, sur la base de mesures de déformation *in situ*. L'analyse Rainflow est utilisée pour extraire les nombres et les amplitudes des cycles de contraintes de ces trois séquences. Des courbes de conception en fatigue sont définies, en tenant compte des séries d'essais en laboratoire disponibles et par des méthodes probabilistes. L'analyse de ces courbes, couplée à la règle de Palmgren-Miner, permet d'estimer le taux d'endommagement, c'est-à-dire les coûts supplémentaires dus aux événements de démarrage et d'arrêt, par un nombre équivalent d'heures de fonctionnement normal. Cette approche est appliquée aux roues Francis et Pelton. Les résultats sont discutés en termes de distribution des dommages et d'heures supplémentaires de démarrage et d'arrêt.

La deuxième méthode vise à estimer la réduction de la durée de vie due au cyclage des alternateurs. Nous passons d'abord en revue la littérature existante, en identifiant les principales causes de défaillances des alternateurs et le lien qui peut être fait avec le cyclage. Nous réalisons ensuite une étude comparative sur deux populations de centrales, l'une comprenant des centrales cyclées et l'autre non cyclées, afin de confirmer l'effet négatif du cyclage sur la durée de vie des centrales. Nous tentons ensuite de quantifier cette perte de durée de vie à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré exprimant un facteur d'accélération en fonction des caractéristiques de

cyclage en température, générées par des opérations de démarrage et d'arrêt, en utilisant des mesures en ligne. En effet, l'analyse de la littérature existante et des avis d'experts montre que la dégradation de l'isolation du stator, accélérée par les contraintes thermiques, semble être la cause principale de la défaillance de l'alternateur dont le rebobinage du stator marque la fin de vie.

Enfin, nous proposons une méthode pour estimer le surcoût des démarrages et des arrêts en tenant compte de la dégradation des matériels tels que la vanne de pied et le disjoncteur. Cette méthode est basée sur le retour d'expérience, les bases de données et l'avis d'experts. Ce chapitre est divisé en deux sections selon le composant étudié. Pour le premier matériel, la vanne de pied, nous effectuons une étude de corrélation entre les fissures des tourillons de robinet sphérique et le nombre de cycles afin de vérifier si une relation peut être trouvée entre les deux. Ensuite, nous attribuons un pourcentage pour la dégradation due au démarrage et arrêt par l'avis d'expert. Pour le second matériel, selon les fabricants et les experts, la durée de vie des disjoncteurs est donnée par le nombre d'opérations mécaniques et/ou la somme des courants de coupure. Dans notre méthode, nous utilisons les bases de données d'expérience et d'historique d'EDF pour estimer le nombre de cycles et nous classons les disjoncteurs en trois catégories en fonction de leur puissance.

Les conclusions de l'étude montrent que les contributions de la thèse répondent aux objectifs industriels afin d'estimer le coût de démarrage et d'arrêt des centrales hydroélectriques et aux défis méthodologiques définis initialement par la recherche par de méthodes complémentaires pour estimer la dégradation associée aux séquences de démarrage et d'arrêt. Un travail a été réalisé pour appliquer les méthodes sur des données EDF afin d'estimer le coût de démarrage et d'arrêt associés à la dégradation ou à la perte de durée de vie identifiée.

Extended abstract

This thesis aims at developing an original approach to evaluate the costs associated with hydroelectric start-stops. Three methods are proposed to estimate the deterioration of the equipment of hydro power plants accounting for the main phenomena of degradation and the available data. The associated costs for start and stop are estimated and discussed in a confidential EDF report (Savin, 2021).

Firstly, we present some basic knowledge about hydropower. We describe the structure of a hydroelectric power plant and present the most important components: turbine, generator, circuit breaker, main shut-off valve and transformer. Then, we explain in detail the start and stop sequences of a hydroelectric power plant in order to identify and understand the induced degradation phenomena.

Secondly, we review the existing strategies for estimating the start-stop cost, we study the materials impacted by start and stops (“cycling”) and we present the methodology of the thesis. We start with the existing studies and list the advantages and disadvantages of each methodology. We classify them into two types: bottom-up and top-down methods. Next, we identify the materials that are impacted by cycling through feedback from experience and expert judgement. In this chapter we list all the elements that can lead to equipment degradation and the studies that have been done to estimate the degradation. Finally, a synthesis is presented leading to the proposition of three methods of estimating the degradation adopted for the different materials studied, according to the main degradation phenomena and the available data considered for each situation.

The first method is to quantify and compare the damages from transient phases (start-stop) in order to estimate the resulting extra cost for runners. The principle is to compare estimates of cumulative damage from three elementary sequences representing the stabilized functioning and the start-up and stop cycles of the turbine runners, based on in situ deformation measurements. Rainflow analysis is used to extract the numbers and magnitudes of stress cycles from these three sequences. Fatigue design curves are defined, taking into account available laboratory test series and probabilistic characterization. The analysis of these curves, coupled with the Palmgren-Miner rule, allows to estimate the damage rate, i.e. the additional costs due to start-up and shutdown events, per an equivalent number of hours of normal operation. This approach is applied to Francis and Pelton runners. Results are discussed in terms of damage and additional start-up and shutdown hours.

The second method aims at estimating the reduction of the lifetime due to the cycling of generators. We first review the existing literature, identifying the main causes of generator failures and the link that can be made with cycling. We then carry out a comparative study on two populations of power plants, one including cycled power plants and the other non-cycled, in order to confirm the negative effect of cycling on the lifetime of power plants. We then try to quantify this loss in lifetime using an accelerated aging model expressing an acceleration factor as a function of temperature cycling characteristics, generated by start-stop operations, using on-line measurements. Indeed, the analysis of the existing literature and expert opinions shows that the degradation of the stator insulation, accelerated by thermal stresses, seems to be

the main cause of the failure of the generator whose stator rewinding marks the end of its lifetime.

Last, we propose a method to estimate the overcost of starts and stops accounting for the degradation of materials such as the main shut-off valve and the circuit breaker. This method is based on the feedback from experience, databases and the expert judgement. This chapter is divided in two sections according to the studied component. For the first material, the main shut-off valve, we conduct a correlation study between the cracks in the trunnions of the spherical valve and the number of cycles in order to verify if a relationship can be found between them. Then, we assign a percentage for the degradation due to start-stop by expert judgment. For the second material, according to the manufacturers and experts, the life of the circuit breakers is given by the number of mechanical operations and/or the sum of the cut-off currents. In our method we use EDF's experience and history databases to estimate the number of cycles and we classify the circuit breakers in three categories according to their power.

The conclusions of the study show that the contributions of the thesis meet the industrial objectives to estimate the start and stop cost for hydropower plants and the methodological challenges initially defined by finding complementary methods to estimate the degradation associated with the start and stop sequences. A work has been carried out to apply the methods on EDF data in order to estimate the cost of start and stop associated with the identified degradation or loss in lifetime. The details of this study are presented in an EDF confidential report.

1. Introduction

1. Introduction	21
1.1. Contexte.....	21
1.2. Production d'énergie hydraulique en France.....	23
1.3. Objectifs scientifiques, problématique et verrous	25
1.4. Structure de la thèse	28
1.5. Publications et résultats de recherche.....	30

1.1. Contexte

La demande mondiale d'énergie a augmenté à un rythme exponentiel au cours des dernières années. D'une part, la population urbaine a augmenté rapidement tout en exigeant une production d'énergie de plus en plus importante afin de répondre aux besoins énergétiques des villes. D'autre part, les énergies du charbon, pétrole et des gaz naturels occupent encore un pourcentage assez important du marché de l'énergie (Lowitzsch, 2019). Ce type d'énergies fossiles a produit une surabondance de gaz à effet de serre (GES). Ces facteurs affectent l'écosystème de manière négative, entraînant une dégradation de l'environnement ou un changement climatique. Selon Morice et al. 2012, la température moyenne mondiale a augmenté d'environ 1,2°C depuis 1850. En conséquence, le réchauffement climatique entraînera une grave dégradation des forêts tropicales (l'Amazonie par exemple) et de leur potentiel de capture du carbone, une désintégration des calottes glaciaires du Groenland et de l'Antarctique avec une élévation du niveau de la mer de plusieurs mètres sur plusieurs siècles ou millénaires, et des rejets à grande échelle de méthane, ce qui amplifiera considérablement le réchauffement (Fabra et al., 2015). Des objectifs ambitieux ont été fixés par l'accord COP21 (Conférence de Paris de 2015 sur les changements climatiques) à Paris (United Nations, 2015)

pour limiter la dérive climatique en divisant par quatre les émissions de gaz à effet de serre (GES).

S'engager à atteindre des objectifs climatiques ambitieux est primordial, mais il est tout aussi important de concevoir et de mettre en œuvre des politiques capables d'atteindre ces objectifs. Pour répondre à cette problématique, la loi de Transition Énergétique définit des objectifs d'intégration d'énergies renouvelables pour les énergies hydrauliques, éoliens, solaires, marines, géothermiques et biomasses (Tagliapietra et al., 2019). L'évolution vers des systèmes énergétiques verts et durables, qui s'est accélérée au cours des 25 dernières années, se reflète dans les décisions politiques des gouvernements du monde entier (Chuang and Schwaegerl, 2009).

En 2018, les énergies renouvelables représentaient 25.3% (Figure 1-1) de l'énergie consommée dans le monde et 19,7 % de l'énergie consommée dans l'Union Européenne, soit seulement 0,3 % de moins que l'objectif de 20 % fixé pour 2020 (International Energy Agency, 2020).

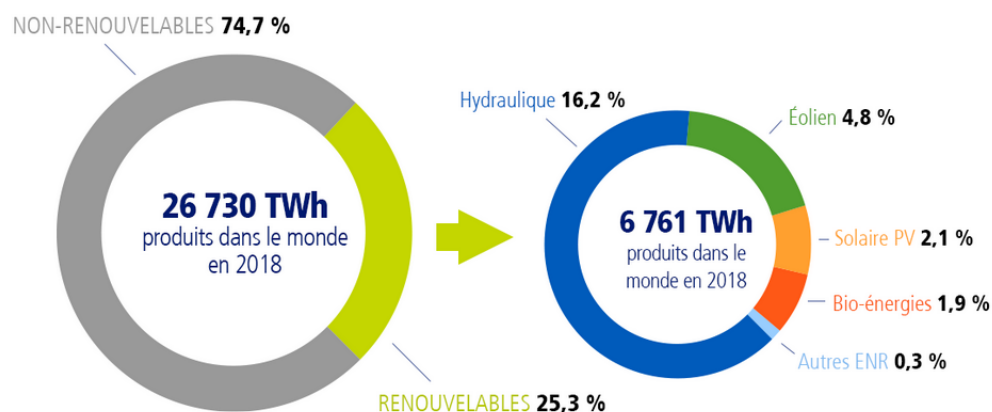


Figure 1-1. Part des énergies renouvelables dans la production mondiale d'électricité en 2018 (Source : International Energy Agency @EDF)

La France est l'un des nombreux pays qui se sont engagés à atteindre des émissions nettes de carbone nulles d'ici 2050 afin de respecter leurs engagements en matière d'atténuation du changement climatique dans le cadre de l'Accord de Paris (United Nations, 2015). Pour l'aider à atteindre cet objectif, Électricité de France (EDF) s'engage dans la stratégie nationale qui vise à atteindre la neutralité carbone qui repose en grande partie sur l'utilisation systématique des énergies, en particulier l'hydroélectricité.

De nos jours, avec l'émergence de nouvelles énergies comme le solaire ou l'éolien, qui produisent de l'énergie en fonction des conditions climatiques (l'éolien est disponible seulement quand le vent souffle et le solaire est disponible seulement le jour, et surtout les jours de beau temps), les fluctuations d'énergie dans le réseau électrique sont rapides et élevées. Des solutions doivent être mises en œuvre pour réagir au caractère intermittent de ces énergies renouvelables, ceci afin de garantir la sécurité du réseau électrique. Afin de maintenir un niveau d'énergie constant dans le réseau, il est nécessaire de l'équilibrer en utilisant des équipements de production électriques qui peuvent produire de l'énergie rapidement. Au contraire des grandes centrales au charbon ou les centrales nucléaires, qui ne modifient pas rapidement leur

puissance, le parc hydraulique d'EDF est un acteur reconnu pour sa souplesse à répondre aux sollicitations du réseau grâce au nombre de cycles de démarrage et d'arrêt (« cyclage ») variable des centrales hydroélectriques (qui peut parfois être d'environ 6 par jour), aux variations rapides de charge, à l'utilisation de STEP (station de transfert d'énergie par pompage). Comme l'énergie hydraulique peut être rapidement connectée au réseau, elle est aujourd'hui le principal fournisseur d'ajustements énergétiques : les consignes de puissance peuvent être à réaliser aux pas de 15 minutes contre 30 minutes auparavant. Cependant, ces modifications rapides des conditions de production des centrales hydroélectrique engendrent des sollicitations importantes sur les composants et par conséquent des dégradations plus rapides. EDF Hydro se doit donc d'acquérir une connaissance plus fine des coûts complets engendrés par ces nouveaux modes opératoires afin de pouvoir offrir ses services au juste coût et appuyer les décisions économiques d'exploitation et de maintenance des équipements.

1.2. Production d'énergie hydraulique en France

En France, l'hydroélectricité est la 2^{ème} source de production d'électricité et la 1^{ère} source à partir des énergies renouvelables. Depuis 2010, la puissance hydroélectrique installée en France est restée stable à 25 GW et devrait atteindre 25,7 GW en 2023. La production annuelle a cependant fluctué au fil des années passant de 50,8 TWh en 2011 à 77 TWh en 2013, ce qui traduit l'utilisation de l'hydroélectricité comme moyen d'aider à équilibrer les écarts entre la consommation et la production (Ministère de la transition écologique et solidaire, 2019).

En 2019 l'hydroélectricité représentait 11,2% de la production en France (Figure 1-2). En termes de puissance installée, la France se classe au 2^{ème} rang européen après la Norvège (32 GW) et au 10^{ème} rang mondial, la Chine étant le leader avec 356 GW d'hydroélectricité installée en 2019 (International Renewable Energy Agency, 2020). En France, les installations de production d'hydroélectricité d'une capacité supérieure à 4,5 MW sont exploitées dans le cadre de concessions accordées par l'État français, qui permettent aux entreprises d'exploiter les installations pendant une période déterminée. Parmi ces centrales, plus de 80 % sont exploitées par EDF et 20 % par les autres compagnies (International hydropower association, 2020). On dénombre environ 2 300 installations hydroélectriques, de tailles et de puissances très diverses, dont 433 centrales sont exploitées par EDF.

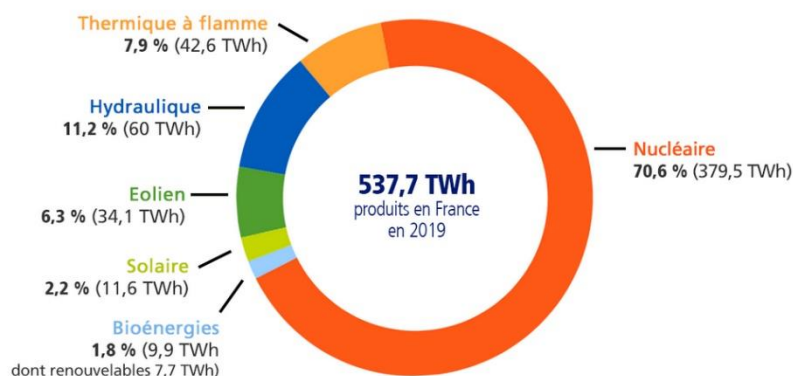


Figure 1-2. La production française d'électricité en 2019 (Source : RTE (Réseau de transport d'électricité) – bilan électrique @EDF)

La production d'énergie dépend de la courbe de charge. La courbe de charge ou courbe chronologique est la représentation graphique de la charge (en kW ou MW) dans l'ordre chronologique en heures (Figure 1-3). Elle montre la variation de la charge sur la production d'énergie par filière. Lorsque la courbe de charge est tracée pour 24 heures par jour, elle est appelée courbe de charge journalière. La courbe est utile pour choisir les tailles économiques des différentes unités de production et permet d'estimer le coût de production (Yumak et al., 2016). Elle détermine les modes opératoires d'exploitation des centrales (services systèmes) et la priorité ou l'ordre dans lequel les différentes unités de production doivent fonctionner (Cebulla et al., 2017). En haut de la Figure 1-3, il y a la quantité en MW qui a été produite, à droite de l'image, le pourcentage de la production par type d'énergie et dans le graphique, nous pouvons voir à quel moment de la journée un certain type d'énergie est produit. On peut observer qu'en cas de besoin (le matin ou le soir), l'énergie hydroélectrique est utilisée pour équilibrer le réseau.

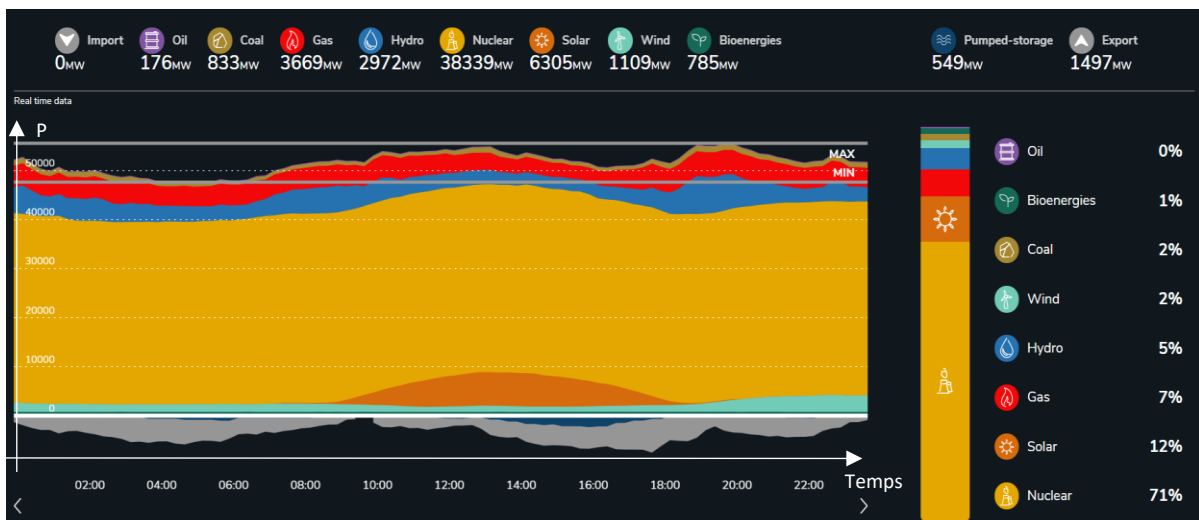


Figure 1-3. La production d'électricité par filière sur une journée (23.10.2021)
(la courbe de charge) (Source : RTE)

Au fil des années, les stratégies opératoires et la maintenance ont évolué (Head, 1989), car les centrales avaient été conçues pour fonctionner en continu. Il devient donc crucial de quantifier les coûts engendrés par les démarrages et arrêts et les nouveaux modes opératoires flexibles (services systèmes) comme (en parenthèses en anglais) (EPRI, 1984 - Electric Power Research Institute) :

- forte charge (*high load operation*);
- charge partielle (*part load operation*);
- charge critique (*rough zone operation*);
- compensateur-synchrone (*synchronous condensing*);
- réserve tournante (*spinning reserve*).

Dans la pratique, les centrales démarrent et s'arrêtent beaucoup plus souvent à la demande: les cycles ont des impacts sur l'équipement et sur le personnel (EPRI, 2001). Cette augmentation du nombre de cycles a des effets avérés en termes de dégradation et de défaillances des matériels impliqués, sur les pratiques opérationnelles et la maintenance, et, par

suite, sur les coûts globaux de l'installation. Il devient de plus en plus important de quantifier les coûts engendrés par ces nouveaux modes opératoires, et en particulier par les cycles de démarrages et d'arrêts pour appuyer les décisions économiques d'exploitation des installations hydroélectriques (Nesbitt, 2017).

1.3. Objectifs scientifiques, problématique et verrous

La problématique de l'augmentation des coûts liés aux cycles de démarrage et d'arrêt est apparue en Europe après la dérégulation du marché de l'énergie (March, 2003). La nécessité d'une stratégie opératoire à court/long terme des centrales hydroélectriques (en termes de fonctionnement mais surtout en termes de coûts), a conduit à l'apparition de modèles technico-économiques dans l'industrie hydroélectrique pour estimer le coût de démarrage et d'arrêt (chapitre 3). La fiabilité des centrales hydroélectriques et les effets de dégradations ont été discutés et les hypothèses varient considérablement dans ces modèles. Il n'y a pas de consensus sur les facteurs d'influence à prendre en compte ou sur la méthodologie de calcul des coûts (Savin et al., 2020).

L'industrie hydroélectrique a continué à faire face à un large nombre de défis et d'opportunités, en constante évolution dans un monde où les systèmes et les priorités énergétiques changent. Certains sont spécifiques au fonctionnement technique et aux considérations économiques de l'industrie elle-même (comme le besoin de modernisation et de résilience climatique), tandis que d'autres concernent la relation de l'hydroélectricité avec d'autres sources d'énergies renouvelables (comme l'intégration de l'ERV – Énergies Renouvelables Variables – énergie éolien, solaire, biomasse et géothermal), ainsi que d'autres impératifs environnementaux, sociaux, climatiques et de durabilité (REN21, 2020).

Les principaux objectifs de recherche de cette thèse consistent à construire des méthodes d'estimation de la dégradation des matériels des centrales hydrauliques et à proposer une stratégie d'évaluation des coûts de démarrage et d'arrêt. D'une part, différentes méthodologies de la littérature pour estimer le coût de cycle de démarrage et d'arrêt sont étudiées et comparées. D'autre part, nous recherchons de façon systématique les équipements impactés et les phénomènes de dégradation impliqués, ainsi que leurs conséquences, en termes de dysfonctionnement, défaillances et perte d'efficacité. Ainsi, une recherche approfondie sur deux axes a été menée : le premier porte sur la connaissance de la dégradation et des phénomènes associés des matériels des centrales hydrauliques et le second synthétise les informations obtenues par l'interview des experts (personnel de spécialité), le retour d'expérience et l'analyse des bases de données EDF. L'intérêt est de lier les approches basées sur la physique, les approches à base de données et de retours d'expérience pour une analyse croisée des informations disponibles. Une fois les équipements majoritairement impactés identifiés (vanne de pied, roue, alternateur, transformateur et disjoncteur) et leurs phénomènes de dégradation ou de vieillissement prépondérants analysés, des modèles physiques ou stochastiques ont été créés à partir des données disponibles et de retours d'expérience à EDF. Ainsi, la dégradation ou la diminution en durée de vie est estimée à partir du phénomène principal de dégradation ou du mode de défaillance primaire en fin de vie. Enfin, le coût

d'exploitation pendant la durée de vie est estimé à partir des prix d'achat et de maintenance puis est divisé par le nombre de cycles.

Cette thèse s'inscrit dans le cadre d'une collaboration de type CIFRE entre les laboratoires GIPSA-lab, 3SR et l'entreprise Électricité de France qui est le plus grand producteur d'énergie de France. Cette thèse est labellisée par le projet CDP (« Cross Disciplinary Project ») dans l'IDEX (l'initiative d'excellence) grenobloise par l'Université Grenoble Alpes.

Dans la littérature (EPRI, 1984) et selon les experts EDF, les effets en termes de dégradation des cycles de démarrage et d'arrêt sont généralement les suivants : diminution de la durée de vie des matériels et augmentation de la fréquence de la maintenance corrective mais aucune étude n'a été consacrée à leur évaluation.

En guise de première vue d'ensemble du sujet, quelques constats ont été faits sur les données EDF : le retour d'expérience de la maintenance ne permet souvent pas de connaître l'endommagement supplémentaire résultant d'un nombre accru de démarrages et d'arrêts. Considérons par exemple l'endommagement par fatigue : la réduction de la durée de vie résiduelle ne se manifeste généralement que des dizaines d'années après, lorsque les défauts ou les fissures deviennent détectables. Même si les défauts et fissures sont identifiés, la date d'apparition peut être inconnue. Par ailleurs, il n'y a pas toujours moyen de distinguer clairement deux périodes : l'une avec un faible nombre de démarrages et arrêts et l'autre avec un nombre beaucoup plus élevé. L'étude de l'influence du nombre de démarrages et arrêts sur la seule base du retour d'expérience est parfois difficile. Même si ces deux périodes existent, le nombre de défauts et le coût, probablement, ne seront pas toujours seulement fonction de nombre de cycles. L'hypothèse selon laquelle la totalité des coûts croissants sont attribuables aux démarrages et arrêts, et non à d'autres causes, doit donc être utilisée avec précaution. De plus, la fiabilité de certains équipements rend les périodes de comparaison temporelle si longues qu'elles ne peuvent pas être analysées.

L'analyse des travaux existants sur l'évaluation et la modélisation des coûts liés aux démarrages et arrêts montre que deux types d'approches ont été envisagées : les approches descendantes et ascendantes ("*top-down*" et "*bottom-up*" (Bureau of Reclamation, 2014a)).

L'approche descendante (« top-down ») consiste à comparer le coût global d'exploitation et de maintenance d'une installation avec un historique de cycles de démarrage et d'arrêt au coût moyen observé sur des installations comparables et à faire l'hypothèse que la différence de coût est attribuable à l'augmentation des cycles de démarrage et d'arrêt (Bakken and Bjorkvoll, 2002). Cette approche compare généralement les coûts à un niveau global et ces coûts peuvent comprendre des frais généraux et d'autres coûts qui ne sont pas directement liés à l'exploitation technique de l'installation. Ce type d'approche descendante a été mise en œuvre avec un certain succès pour les centrales thermiques : elle nécessite une base de données fiable provenant d'un grand nombre d'unités de production (EPRI, 2001). Elle a cependant montré des limites, ne prenant pas en compte des phénomènes d'accumulation de dommages, de dégradation accélérée et n'associant pas des coûts de détérioration des équipements.

La stratégie ascendante (« bottom-up ») tente d'identifier tous les facteurs de coûts potentiels associés à une unité de production individuelle et de modéliser leurs liens avec les modifications des conditions opératoires. D'une part, l'un des avantages de la stratégie ascendante est qu'elle identifie les causes et les facteurs de coûts spécifiques qui peuvent être modifiés localement, par matériel. D'autre part, cette approche nécessite l'accès à une quantité importante de données sur l'état des matériels mais aussi sur les coûts d'opération et de maintenance. La précision dépend de la disponibilité et de la qualité des données. Cette approche présente également l'intérêt de chercher à construire un modèle « explicite », qui rend compte de tous les phénomènes de dégradation et de défaillance identifiés et de leurs effets sur les coûts, et qui peut ainsi être adapté pour des installations différentes.

Les stratégies descendantes et ascendantes (« top down » et « bottom up ») font toutes deux appels à des hypothèses de travail qu'il convient d'explicitier, et elles reposent dans une certaine mesure soit sur des méthodes économiques, soit sur des comparaisons entre les unités de production ayant un taux de démarrages et arrêts plus élevé (par exemple 5-6 cycles par jour) et celles ayant un taux de démarrages et arrêts plus bas ou "normal" (par exemple 1-2 cycles par jour) (chapitre 3). Dans les deux cas, on suppose qu'une partie ou que la totalité de l'augmentation des coûts observés dans le cas de démarrages et arrêts plus fréquents peuvent être effectivement attribués aux cycles de démarrage et d'arrêt, et non à d'autres causes.

Le travail de cette thèse porte sur la conception d'une méthodologie qui se base sur des méthodes auditable afin d'estimer le coût de démarrage et d'arrêt. Ces méthodes représentatives (par matériel) et reproductibles (peut être appliqués par différents opérateurs) reposent sur des hypothèses explicites et validés par les experts d'EDF. La priorité a été donnée à la stratégie ascendante où les principaux matériels touchés et les phénomènes de dégradation ont été identifiés. Ensuite, des modèles physiques et de fiabilité ont été proposés avec les données disponibles à EDF afin de quantifier l'impact de phases transitoires (démarrages et arrêts) et d'estimer les coûts associés. Cette approche mobilise des compétences d'analyse, de traitement et d'exploitation des données et des compétences sur l'ingénierie des équipements considérés :

- i) Elle requiert l'accès à une quantité importante de données sur les défauts, les coûts d'opération et de maintenance et sur l'état de l'équipement, et la qualité des résultats quantitatifs dépend de la disponibilité et de la qualité des données ;
- ii) Cette méthode exige également une expertise technique sur les matériels et sur les phénomènes de dégradation mis en jeu.

Dans la Figure 1-4 sont présentées les sources des données de cette étude. Afin de garantir la qualité, les données ont été recherchées dans plusieurs bases de données, discutées et validées par plusieurs experts appartenant à différentes unités et services (mécanique, électrique, hydraulique, etc.). La liste du personnel spécialisé (experts) sollicités pour cette étude et leur domaine d'expertise est affichée dans les pages 5-6.

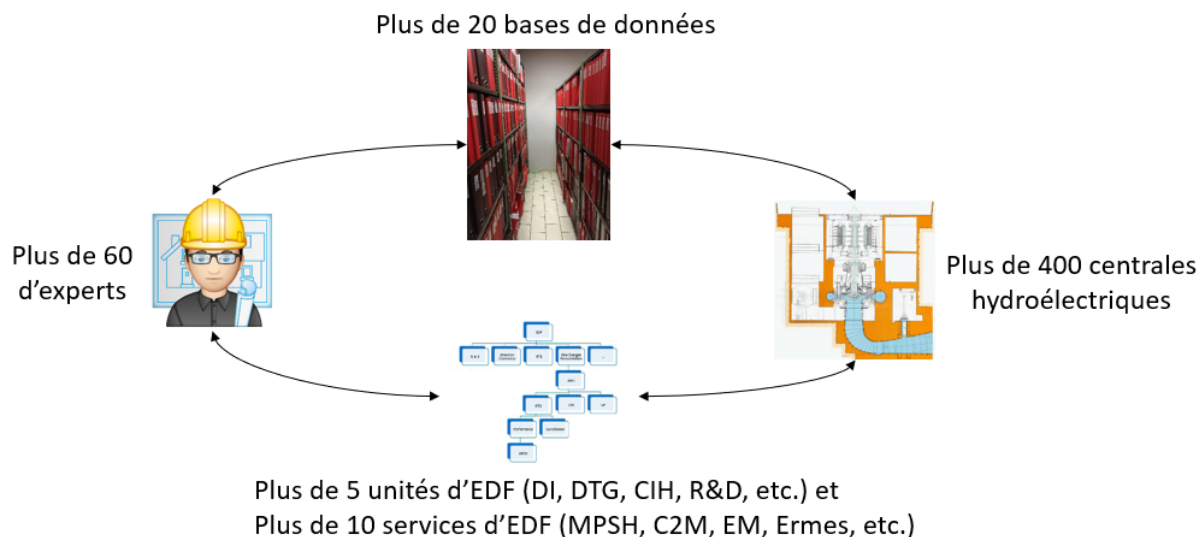


Figure 1-4. Schéma des sources de données utilisées

Dans cette thèse, nous avons proposé d'identifier et lever les verrous techniques et scientifiques suivantes :

- Verrous techniques :
 - Identifier les matériels impactés par les phénomènes de dégradation ;
 - Identifier pour chaque matériel impacté la dégradation principale attribuable aux démarrages et arrêts avec les données disponibles.

- Verrous scientifiques :
 - Construire des modèles probabilistes et/ou déterministes pour quantifier la dégradation des matériels hydrauliques liée aux cycles de démarrage et d'arrêt ;

1.4. Structure de la thèse

Le contenu de chaque chapitre du manuscrit est présenté ici brièvement. Les contributions sont présentées en détails dans les chapitres.

Le chapitre 1 fournit l'introduction avec les enjeux, la problématique, les principaux objectifs et donne le contexte et la motivation pour ce travail.

Le chapitre 2 présente une description des aménagements hydrauliques avec les composants principaux et les phases de démarrage et arrêt. Il donne un aperçu du fonctionnement d'une centrale hydroélectrique. Les types d'aménagements et les technologies sont présentés, ainsi que les phases transitoires (démarrages et arrêts).

Le chapitre 3 détaille l'état de l'art pour les méthodologies d'estimation des coûts de démarrage et d'arrêt. Dans ce cadre, une étude sur les différentes techniques (économiques et technico-économiques) est présentée. Les limites des solutions existantes sont identifiées et des méthodes d'estimation de dégradation sont proposées.

Le chapitre 4 propose la première contribution de cette thèse : l'estimation des endommagements relatifs des démarrages et d'arrêts de roues de turbines soumises à de la fatigue polycyclique. Cette méthode est mise en œuvre dans les cas de roues Francis et Pelton.

Le chapitre 5 propose deux études : la première qui met en évidence l'effet des démarrages et d'arrêts sur la durée de vie des alternateurs par une loi de fiabilité sur deux groupes avec une fréquence de cycles différente ; la deuxième qui propose une modélisation de la diminution de la durée de vie dû au cyclage thermique par un facteur d'accélération d'un modèle prédictif de vieillissement. Cette méthodologie peut également être utilisée sur le transformateur.

Le chapitre 6 présente la méthode pour estimer la dégradation par les démarrages et arrêts des vannes de pied et le disjoncteur. Une recherche dans la littérature et les avis d'experts seront utilisés pour déterminer l'indicateur de dégradation (manœuvres mécaniques) pour le disjoncteur. La corrélation entre les fissures des tourillons et le nombre de cycles montre que les démarrages et arrêts ont un impact sur les vannes de pied. Ensuite, les avis d'experts sont utilisés pour estimer la dégradation due à ces phases.

Le chapitre 7 résume l'ensemble des résultats et des travaux de recherche de cette thèse et il présente les principales conclusions tirées de la recherche. Les futures perspectives de recherche sont présentées.

Dans les chapitres 4, 5 et 6, les méthodes pour estimer la dégradation sont présentées. En revanche, les méthodes d'estimation des coûts de démarrage et d'arrêt seront seulement mentionnées. Les détails (les chiffres et les coûts) seront présentés dans le document (Savin, 2021) qui a un caractère confidentiel. Ainsi, dans les études dans le corps du manuscrit ne seront pas mentionnés le nom d'une centrale ou autre donnée confidentielle.

Les méthodes proposées dans le manuscrit sont utilisées pour estimer le coût de démarrage et d'arrêt dans le rapport technique (Savin, 2021). La recherche valide le cadre d'estimation développé par les études de cas et d'une évaluation complète et rigoureuse par des analyses de sensibilité. Les contributions comprennent également un simulateur des coûts pour estimer les coûts de chaque matériel en fonction des paramètres d'influences (puissance, chute, vitesse, diamètre).

1.5. Publications et résultats de recherche

Les publications suivantes ont directement résulté des travaux contenus dans cette thèse:

Article publié dans un *journal* :

- International Journal of Fatigue :

O. Savin, J. Baroth, C. Badina, S. Charbonnier, C. Bérenguer, « Damage due to start-stop cycles of turbine runners under high-cycle fatigue » International Journal of Fatigue, Volume 153, 2021, 106458, ISSN 0142-1123, <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106458>.

Articles publiés dans des *conférences* :

- ESREL 2020

O. Savin, C. Badina, J. Baroth, S. Charbonnier, and C. Bérenguer (2020) « Start and Stop Costs for Hydro Power Plants: A Critical Literature Review » ESREL 2020 - PSAM 15 - 30th European Safety and Reliability Conference and 15th Probabilistic Safety Assessment and Management Conference, 1-5 November, Venise (Virtual conference), Italy. Paper# 4102.

- ESREL 2021

O. Savin, C. Badina, JL. Drommi, J. Baroth, S. Charbonnier, and C. Bérenguer (2021) « Influence of the starts and stops on the aging of hydroelectric generator stators by thermal cycling : Empirical study and accelerated lifetime model » ESREL 2021 - 31th European Safety and Reliability Conference, 19-23 September, Angers, France.

2. Centrales hydrauliques et séquences de démarrage et arrêt

2.	Centrales hydrauliques et séquences de démarrage et arrêt	31
2.1.	Énergie hydraulique. Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique. Caractéristiques fondamentales	32
2.2.	Configuration des sites et types d'aménagements hydroélectriques	34
2.2.1.	Classification des usines	34
2.2.1.1.	Types d'aménagement.....	35
a)	Les usines au fil de l'eau	35
b)	Les usines d'écluse	36
d)	Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP).....	38
2.2.1.2.	Type de centrale en fonction de la puissance	38
2.3.	Principaux éléments d'un groupe de production hydraulique	39
2.3.1.	Turbine	40
a)	Pelton.....	41
b)	Francis	41
c)	Kaplan	41
2.3.2.	Alternateur.....	42
2.3.3.	Disjoncteur	42
2.3.4.	Vanne de pied.....	43
2.3.5.	Transformateur	44
2.4.	Phases de démarrage et d'arrêt d'un groupe de production d'énergie hydraulique.....	45
2.4.1.	Séquence de démarrage	45

2.4.1.1.	Phases transitoires d'un démarrage	46
2.4.1.1.1.	Montée en vitesse	46
2.4.1.1.2.	Synchronisation en marche à vide	46
2.4.1.2.	Couplage au réseau.....	47
2.4.2.	Séquence d'arrêt.....	48
2.4.3.	Conclusion sur les séquences de démarrages et arrêts	49
2.5.	Conclusion.....	49

Dans ce chapitre, nous présentons quelques connaissances de base sur l'énergie hydraulique. Nous décrivons la structure d'une centrale hydroélectrique et nous présentons le mode de fonctionnement en fonction du type d'aménagement. On décompose le système, qui est dans notre cas la centrale hydraulique, en ses sous-composants les plus importants (turbine, alternateur, disjoncteur, transformateur et vanne de pied) et nous les présentons. Ensuite, nous expliquons en détail les séquences de démarrage et d'arrêt des centrales hydroélectriques afin d'identifier les phénomènes de dégradation. Ce chapitre permet de comprendre comment fonctionne une centrale hydroélectrique, de connaître les mécanismes de fonctionnement et de comprendre les phénomènes de dégradation.

2.1. Énergie hydraulique. Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique. Caractéristiques fondamentales

L'hydroélectricité, également connue sous le nom d'énergie hydraulique, est la transformation d'une énergie mécanique en énergie électrique. Cela se fait en convertissant l'énergie cinétique et potentielle de l'eau en énergie mécanique par une roue hydraulique (Warnick, 1984). L'hydroélectricité simple est une forme de production d'énergie durable et renouvelable et représente une alternative aux combustibles fossiles car elle ne produit pas de polluants atmosphériques (Kaunda et al., 2012).

Depuis l'antiquité, l'hydroélectricité produite par les moulins à eau est utilisée comme source d'énergie renouvelable pour l'irrigation et le fonctionnement de dispositifs mécaniques, tels que les moulins à grains, les scieries, les usines textiles, les marteaux-piqueurs, les grues de quai, les ascenseurs domestiques, etc. (Egre and Milewski, 2002).

Suivant les valeurs de la chute et du débit, il existe différentes structures d'aménagements hydroélectriques. Néanmoins, en général, tous les aménagements comprennent les ouvrages suivants (Figure 2-1) (Ginocchio and Viollet, 2012) :

- bief amont et l'ouvrage de retenue (barrage) ;
- ouvrage de prise de l'eau ;

- ouvrage de dérivation (canal ou galerie d'amenée et de restitution) ;
- cheminée d'équilibre (présente en fonction du type d'aménagement)
- conduite forcée;
- centrale ou usine (équipée de turbines) ;
- bief aval et l'ouvrage de restitution (canal).

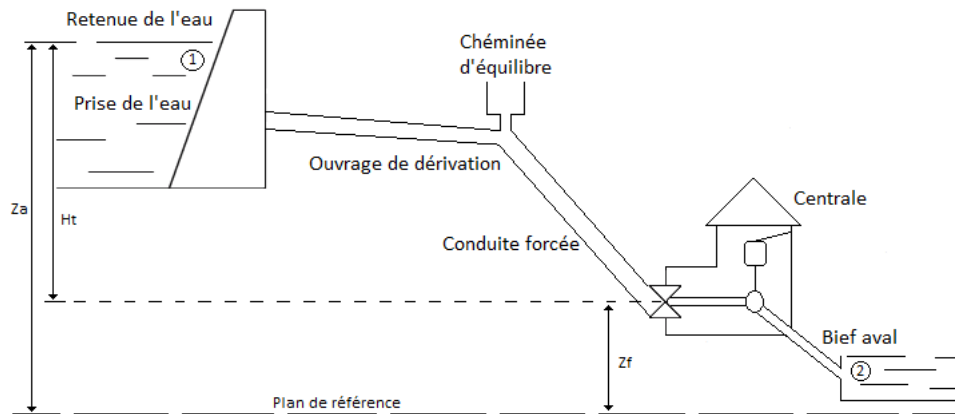


Figure 2-1. Schéma général d'un aménagement hydroélectrique

Le bief amont est une masse d'eau élargie située devant la prise d'eau et de barrage. L'eau est stockée en amont dans un réservoir (énergie potentielle) et est ensuite dirigée par l'ouvrage de dérivation (galerie d'amenée et, après la cheminée d'équilibre, les conduites forcées) jusqu'à la centrale. Les galeries et les conduites forcées transportent l'eau du réservoir aux turbines. Le choix d'un canal ouvert ou d'une conduite sous pression dépend des conditions du site. Une cheminée d'équilibre est utilisée pour contrôler les pressions dans les conduites. Elle est connectée à la conduite forcée et aussi près que possible de la centrale électrique. Lorsque la centrale rejette la charge d'eau provenant de la conduite forcée avec une fermeture de vannes, le niveau d'eau dans la cheminée d'équilibre augmente et contrôle la pression pour « absorber » le phénomène du coup de bélier. L'eau arrive dans la centrale où la turbine convertit l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Ensuite, l'énergie mécanique développée par la turbine est utilisée pour faire fonctionner un alternateur qui produit de l'énergie électrique. L'eau continue son chemin et se déverse dans le bief aval à travers d'un aspirateur pour les turbines à réaction et par un canal de fuite pour les turbines à impulsion.

La hauteur de chute totale H_t [m] est la différence entre les cotes z_a et z_f (Eq. 1 et Figure 2-1) rapportées à un plan horizontal de référence arbitraire (ces cotes peuvent être les altitudes si ce plan est au niveau moyen de la mer) :

$$H_t = z_a - z_f \quad \text{Eq. 1}$$

La hauteur de chute H est fixée par la topographie, donc par l'emplacement de la retenue ou prise de l'eau et la centrale. C'est la différence de niveau et le débit qui désigne la *puissance naturelle* d'aménagement. En observant les éléments de la Figure 2-1, la charge hydraulique,

soit l'énergie d'un kilogramme d'eau en position 1 par rapport à la position 2, est estimée par l'équation (Eq. 2) (Bernoulli, 1738):

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\omega} + z \quad \text{Eq. 2}$$

où H est la chute [m], v est la vitesse [m/s], p la pression [bar], g l'accélération de la pesanteur [m/s²], z l'altitude [m], $\omega = \rho g$ le poids spécifique de l'eau [N/m²])

Une ressource hydroélectrique peut être évaluée par sa puissance disponible (P) (Eq. 3). La puissance disponible est principalement fonction de deux variables principales de l'installation considérée : la hauteur de chute et le débit volumétrique (Ginocchio and Viollet, 2012). La hauteur de chute (H) est l'énergie par unité de poids (ou unité de masse) d'eau. Le débit (Q) est la quantité d'une grandeur qui traverse une surface donnée par unité de temps (Taillet et al., 2018). Plus la chute et le débit disponibles sont élevés, plus on peut obtenir d'électricité. La puissance hydroélectrique installée peut-être calculée comme suit :

$$P = \rho \times g \times Q \times H \times \eta \quad \text{Eq. 3}$$

où P est la puissance [kW], g l'accélération de la pesanteur [m/s²], Q est le débit volumétrique [m³/s], H la hauteur de chute [m], ρ la densité de l'eau [kg/m³], η le rendement [<1].

Si $\rho = 1000$ [kg/m³] et η est le rendement global de la centrale hydroélectrique, la puissance électrique produite en kW est :

$$P = 9,81 \times Q \times H \times \eta \quad \text{Eq. 4}$$

où $\eta = \eta_{cf} * \eta_t * \eta_a * \eta_{tr}$; η_{cf} , est le rendement de la conduite forcée, η_t le rendement de la turbine, η_a le rendement de l'alternateur, η_{tr} le rendement de transformateur

2.2. Configuration des sites et types d'aménagements hydroélectriques

La construction de chaque centrale hydroélectrique dépend des conditions hydrologiques spécifiques du site d'implantation. On peut considérer que les centrales hydroélectriques sont uniques de ce point de vue car il est très difficile de trouver la même topographie ou c'est très rare (EPRI, 2001). La puissance est conditionnée par la hauteur de la chute et le débit, qui dépendent eux-mêmes de la structure du site. Dans ce sous-chapitre, une classification des centrales hydroélectriques est présentée en fonction du type d'aménagement et de la puissance.

2.2.1. Classification des usines

Dans cette section, nous allons classer les types d'aménagements en fonction de la configuration du site et de la puissance.

2.2.1.1. Types d'aménagement

Une classification peut être faite selon la possibilité dont dispose une centrale à modifier la répartition dans le temps du débit prélevé sur le réservoir qui l'alimente. Le temps de remplissage du réservoir (Eq. 5) est donc le paramètre pour établir cette classification adoptée par Électricité de France (Ginocchio and Viollet, 2012) :

$$t_r = \frac{V_u}{M} \quad \text{Eq. 5}$$

où t_r est le temps de remplissage [h], V_u le volume utile [m^3], M = module moyen (débit égal au débit moyen annuel)

Selon ce point de vue, les centrales hydroélectriques peuvent être classées en trois catégories :

- usines au fil de l'eau : $t_r \leq 2h$;
- usines d'éclusées : $2h < t_r < 400h$;
- usines des lacs : $t_r \geq 400h$.

Ces trois catégories peuvent également être distinguées par les valeurs de la hauteur de chute et par le type de turbine utilisée, parce que les turbines sont adaptées en fonction de la chute et débit. Nous verrons dans la section 2.3.1 une description des types de turbines.

Comme dans le cas de la classification par le temps de remplissage du réservoir, les valeurs délimitant les catégories en fonction de la hauteur de chute ne peuvent évidemment être fixées qu'arbitrairement (Ginocchio and Viollet, 2012). La classification adoptée par EDF est présentée dans le Tableau 2-1 :

Libellé	Type centrale	Chute nette (H_n)	Type turbine	Caractéristiques
Basses chutes	Fil de l'eau	$H_n < 40$ m	Kaplan / Bulbe	Débit très élevé / dénivelé faible
Moyennes chutes	Éclusée	$40 \text{ m} < H_n < 200$ m	Francis	Débit moyen / dénivelé moyen
Hautes chutes	De lac	$H_n > 200$ m	Francis / Pelton	Débit faible / dénivelé très important

Tableau 2-1. Classification des usines par chute et type de turbine

a) Les usines au fil de l'eau

Les systèmes hydroélectriques au fil de l'eau sont des systèmes qui utilisent le débit de l'eau pour produire de l'électricité en l'absence d'un grand barrage et d'un réservoir - c'est en cela qu'ils diffèrent des installations hydroélectriques classiques à retenue. Un petit barrage peut être utilisé pour s'assurer qu'il y a suffisamment d'eau dans la conduite forcée, et éventuellement un certain stockage (pour une utilisation le jour même). La principale différence entre ce type de production hydroélectrique et les autres est que le système au fil de l'eau utilise principalement le débit naturel de l'eau pour produire de l'électricité - au lieu de la puissance de l'eau tombant sur une grande distance. De ce fait, elles essaient de fonctionner avec très peu

d'arrêts pour ne pas perdre l'énergie et produire autant que possible. Cependant, dans un système au fil de l'eau, l'eau peut tout de même subir une certaine chute verticale en raison du paysage naturel ou d'un petit barrage. Une autre différence principale entre ce type d'hydroélectricité et l'hydroélectricité traditionnelle est que l'hydroélectricité au fil de l'eau est utilisée dans des zones où il y a peu ou pas de stockage d'eau, comme dans une rivière (Whiticar et al., 2016).

Parmi ces centrales, on trouve, à titre d'exemple, les centrales sur le Rhin. Dix centrales hydroélectriques moyennes et deux petites jalonnent le Rhin, sur près de 185 kilomètres de frontière commune entre la France et l'Allemagne (EDF, 2020). Dans la Figure 2-2, l'aménagement de Rhinau est présenté avec le canal d'eau qui se divise en deux branches : une pour la centrale (à droite) pour produire d'électricité et une pour l'écluse (à gauche) pour permettre aux bateaux de naviguer.



Figure 2-2. Centrale Rhinau sur le Rhin (Source : EDF)

b) Les usines d'éclusée

La capacité d'une centrale au fil de l'eau peut être augmentée par le stockage. Il s'agit d'une usine d'éclusée avec un réservoir qui permet de faire face, heure par heure, aux fluctuations de la charge pendant une semaine, selon l'importance du stockage. L'usine où est produite l'électricité est le plus souvent située au pied du barrage. Les réservoirs journaliers ou hebdomadaires permettent de turbiner l'eau aux heures de pointe. Dans la Figure 2-3, on voit le barrage de Vouglans avec le lac et la centrale au pied du barrage.

Ce type de centrale peut être utilisé sur certaines parties de la courbe de charge selon les besoins, charge de base ou de charge de pointe, en fonction du stockage d'eau, dans certaines limites (dans la Figure 1-3 on peut observer la courbe de charge). Ces centrales sont comparativement plus fiables et leur capacité de production dépend moins du débit d'eau disponible (Ginocchio and Viollet, 2012).



Figure 2-3. Aménagement de Vouglans (Source : moiransenmontagne)

c) Les usines de lac

Lorsque l'eau est stockée dans un grand réservoir, soit par un parc naturel, soit par un lac artificiel derrière un barrage, il est possible de contrôler le débit de l'eau et de l'utiliser le plus efficacement possible. L'eau est captée en haut des montagnes et stockée dans le réservoir, ensuite, elle est dirigée vers la centrale par différents ouvrages (galerias d'amenées, conduites forcées, etc.). Dans la Figure 2-4, un exemple d'une centrale de lac où la différence entre le barrage et l'usine peut être observée (dénivelé représenté par la chute).

Le stockage augmente la capacité de la centrale et il peut être utilisé efficacement tout au long de l'année. Une telle installation donne une énergie de base ou de pointe, selon les besoins. Elle peut également être utilisée sur n'importe quelle partie de la courbe de charge dans un système de réseau (Figure 1-3). La plupart des centrales hydroélectriques dans le monde sont de ce type (Whiticar et al., 2016). Elles sont sollicitées par le démarrage et l'arrêt car elles doivent réguler l'eau du lac.



Figure 2-4. Exemple d'une centrale de lac (Source : EDF)

d) Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP)

Une catégorie particulière est représentée par les Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP). Le principe est similaire à celui des centrales de lac, sauf qu'il y a aussi un réservoir au bas de la centrale. Lorsque la demande d'électricité est faible, la capacité de production excédentaire est utilisée pour pomper l'eau dans le réservoir supérieur. Lorsque la demande est plus forte, l'eau est relâchée par turbinage dans le réservoir inférieur. L'ensemble turbine/pompe est généralement une turbine Francis réversible. Le parc hydraulique EDF comprend six aménagements de type STEP (Grand Maison, Montézic, Super Bissorte, Revin, Le Cheylas et La Coche), soit 5 GW de puissance installée au total (Ursat et al., 2011). À titre d'exemple, la Figure 2-5 représente la centrale de Revin où on peut observer les deux réservoirs : supérieur (à gauche) et inférieur (à droite) et la centrale au niveau du réservoir inférieur. Ce sont les centrales les plus sollicitées, avec un nombre élevé de démarrages et d'arrêts car, outre que le fonctionnement classique en turbine, elles fonctionnent également comme des pompes, ce qui signifie que le nombre de démarrages et d'arrêts peut être doublé.



Figure 2-5. Centrale de Revin (Source : EDF)

2.2.1.2. Type de centrale en fonction de la puissance

Les centrales hydroélectriques sont traditionnellement réparties en catégories en fonction de leur taille. La catégorisation habituelle est présentée dans le Tableau 2-2. Les plus petites centrales, dont la capacité est comprise entre 1 et 100 kW, sont appelées microcentrales hydroélectriques. Entre 100 kW et 1 MW, une centrale est décrite comme une mini-centrale hydroélectrique. Les petites centrales hydroélectriques sont généralement celles dont la capacité est comprise entre 1 et 10 MW. Les centrales entre 10 MW et 50 MW représentent la catégorie intermédiaire, mais cette limite supérieure peut varier d'un pays à l'autre. Les centrales dont la capacité est supérieure à 50 MW sont qualifiées de grandes centrales hydroélectriques.

D'un point de vue global, la moyenne et la grande hydroélectricité sont les catégories les plus importantes et elles représentent la majeure partie de la capacité hydroélectrique en service aujourd'hui. En général, les centrales au fil de l'eau ont une puissance moins importante

que les centrales de lac, les centrales d'écluse sont petites, moyennes et grandes et les centrales de lac ont une puissance supérieure à 50MW.

Micro	1 kW à 100 kW
Mini	100 kW à 1MW
Petit	1 MW à 10 MW
Moyenne	10 MW à 50 MW
Grande	Plus de 50 MW

Tableau 2-2. Catégories de centrales hydroélectriques

D'un point de vue technique, les grandes centrales hydroélectriques sont complexes et sont généralement conçues individuellement pour chaque site en utilisant des turbines qui ont également été fabriquées spécifiquement pour la centrale. Les petites centrales hydroélectriques sont similaires aux grandes centrales, mais certaines utilisent des turbines et d'autres composants disponibles dans le commerce plutôt que des composants sur mesure. Les mini et microcentrales hydroélectriques utilisent généralement des turbines standard et beaucoup d'entre elles font appel à des conceptions nouvelles, souvent rentables, qui ne sont pas utilisées dans les moyennes et grandes centrales (Breeze, 2019).

2.3. Principaux éléments d'un groupe de production hydraulique

Les centrales hydroélectriques nécessitent généralement un barrage pour stocker l'eau, une conduite forcée pour l'acheminer, une salle des vannes qui contient les vannes principales (vannes de pied), un bâtiment (la centrale) avec les turbines, les alternateurs, un poste de transfert d'énergie avec un transformateur, un disjoncteur et les équipements de contrôle connexes. Nous présenterons brièvement les principaux composants dans les prochains sous-chapitres et nous nous concentrerons sur ceux-ci car, comme le montre l'état de l'art présenté dans le chapitre 3, ce sont également les principaux composants impactés par le démarrage et l'arrêt des groupes hydroélectriques.

Le schéma d'une centrale hydroélectrique de lac classique est présenté dans la Figure 2-6. L'eau du barrage est dirigée à la turbine hydraulique par la conduite forcée, et l'énergie potentielle de l'eau stockée en hauteur est transformée en énergie cinétique. La turbine hydraulique convertit l'énergie hydraulique en énergie mécanique et l'alternateur transforme l'énergie mécanique en énergie électrique (section 2.1). Après avoir traversé la turbine, l'eau retourne dans le fleuve en aval du barrage. Les principales caractéristiques de fonctionnement des centrales hydroélectriques sont la rapidité du démarrage et de la mise en charge, la longévité et les faibles coûts d'exploitation et de maintenance.

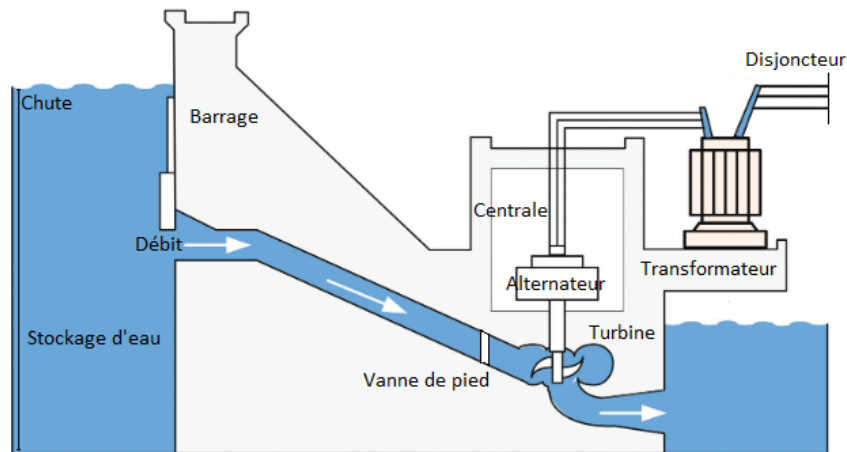


Figure 2-6. Schéma simplifié d'une centrale hydroélectrique (Source : d'après electricalvoice)

Dans les prochains paragraphes, nous présentons les principaux composants de la centrale hydroélectrique, leur rôle et leur mode de fonctionnement.

2.3.1. Turbine

La turbine comporte des aubes ou des pales qui tournent autour d'un axe sous l'action de l'eau. La partie rotative de la turbine est souvent appelée roue (Breeze, 2019).

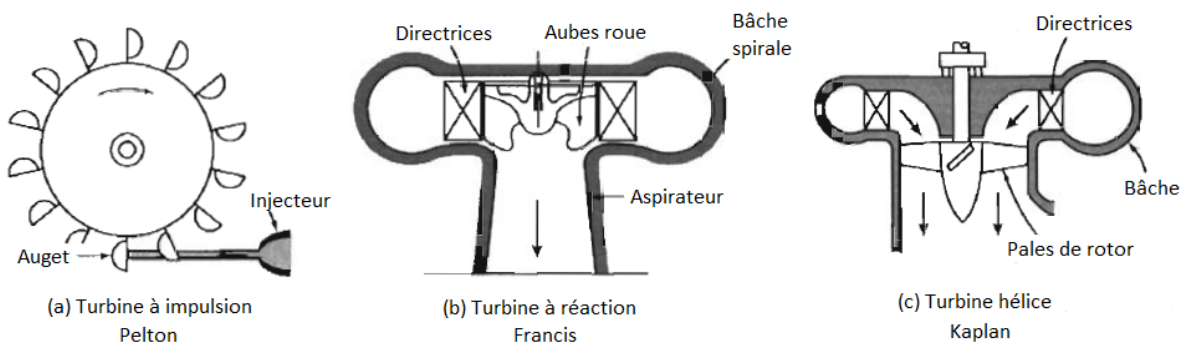


Figure 2-7. Types des turbines (d'après (Fox et al., 2004))

Les turbines hydrauliques sont des machines qui développent un couple à partir de l'action dynamique et de la pression de l'eau. Elles peuvent être regroupées en deux types (Figure 2-7). Le premier type est une turbine à impulsion (a), qui utilise l'énergie cinétique d'un jet d'eau à grande vitesse pour transformer l'énergie de l'eau en énergie mécanique. Le second type est une turbine à réaction (b), qui développe de l'énergie à partir de l'action combinée de l'énergie de pression et de l'énergie cinétique de l'eau. Les turbines à réaction peuvent être divisées en plusieurs types, dont les deux principaux sont la Francis (b) et l'hélice (c) (Fox et al., 2004). Dans les paragraphes suivants nous décrivons les trois principaux types de turbines et leur principe de fonctionnement.

a) Pelton

Les roues Pelton sont utilisées pour les hautes chutes. Dans le parc EDF, il existe environ 250 turbines de ce type. Comme principe de fonctionnement, l'eau qui frappe les augets de la roue est régulée par l'utilisation d'un injecteur avec une aiguille en forme de bulbe dans une buse. La position de l'aiguille détermine la quantité d'eau qui frappe les augets, comme le montre la Figure 2-7 (a). La face intérieure (intrados), qui reçoit le jet est polie et la face extérieure (extrados), est fortement nervurée, ce qui augmente la rigidité de l'auget. Une échancrure est ménagée sur le bord de l'auget pour permettre le passage du jet. Un déflecteur est utilisé pour diriger l'eau loin des augets de la turbine quand il y a un rejet de charge afin de réduire le couple hydraulique sur l'alternateur. Les augets peuvent être moulés ou boulonnés sur le moyeu central (Brekke, 2001).

b) Francis

Les turbines Francis sont les turbines les plus couramment utilisées aujourd'hui. Dans le parc EDF il y a environ 600 turbines Francis. Ces turbines couvrent une large gamme de hauteurs de chute allant de 20-30 m à 700 m, et même plus dans des cas particuliers. À l'exception des petites centrales hydroélectriques, les turbines Francis sont les plus souvent à axe vertical (Brekke, 2001).

Les principaux composants de ces turbines sont la bêche spirale, les avant-directrices, les directrices, la roue et l'aspirateur, comme le montre la Figure 2-7 (b). La bêche spirale distribue l'eau autour de la roue et, comme sa section transversale diminue progressivement, la vitesse de l'eau reste uniforme sur toute la circonférence. Le flux est dirigé vers la roue par des directrices. Les directrices sont responsables de l'angle d'incidence sur les pales et de vitesse de l'eau lors des variations de débit. Enfin, l'échange d'énergie a lieu dans la section de la roue. L'aspirateur agit également comme une sortie qui augmente la hauteur de chute nette en déplaçant le niveau d'eau sortant vers le haut (Segal, 1965).

c) Kaplan

Les turbines Kaplan sont des turbines à réaction de type hélice. Le parc EDF comprend environ 200 turbines de ce type et elles sont utilisées pour les faibles hauteurs de chute et les débits élevés. La turbine Kaplan, dont la roue est axiale, est montée verticalement pour une forte puissance et horizontalement pour une faible puissance et de faibles hauteurs de chute. Les principaux composants de ces turbines sont la bêche spirale, les directrices, les pales, le moyeu la roue et l'aspirateur, comme présenté dans la Figure 2-7(c). La bêche et les directrices se comportent de la même manière que la turbine Francis. Contrairement aux turbines Francis, les pales sont réglables sur la turbine Kaplan. Par conséquent, en ajustant les pales, le débit peut être modifié afin de maintenir l'efficacité. La vitesse spécifique de ces turbines est de 2 à 3 fois celle de la Francis et elles sont classées dans la catégorie des turbines à haute vitesse spécifique (Nechleba, 1957).

2.3.2. Alternateur

L'alternateur convertit l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique. Les deux principaux composants de l'alternateur sont le rotor et le stator. Le rotor est l'ensemble rotatif auquel est appliqué le couple mécanique de l'arbre de la turbine, comme présenté dans la Figure 2-8. En magnétisant ou en "excitant" le rotor, une tension est induite dans le composant stationnaire, le stator. Le principal mécanisme de contrôle de l'alternateur est le régulateur de tension (RGU) qui fixe et stabilise la tension de sortie. La vitesse de l'alternateur est déterminée par celle de la turbine, sauf si la machine est équipée d'un multiplicateur de vitesse.

En général, pour une valeur fixe de la puissance, une diminution de la vitesse augmente la taille physique et le coût de l'alternateur. L'emplacement et l'orientation d'alternateur sont influencés par des facteurs tels que le type de turbine et son orientation. Un alternateur horizontal est généralement nécessaire pour les petites turbines et un alternateur à axe vertical avec un pivot et un palier butée est approprié pour les grandes installations.

Le refroidissement conventionnel d'un alternateur est réalisé en faisant passer de l'air à travers les bobines du stator et du rotor. Les pales du ventilateur sur le rotor en rotation aident à la circulation de l'air de refroidissement. Pour les alternateurs plus importants (d'une capacité supérieure à 5 MVA) et en fonction des limites d'élévation de température de l'isolation des bobinages de la machine, le refroidissement est assuré par un échangeur air/eau (Thapar, 2020).

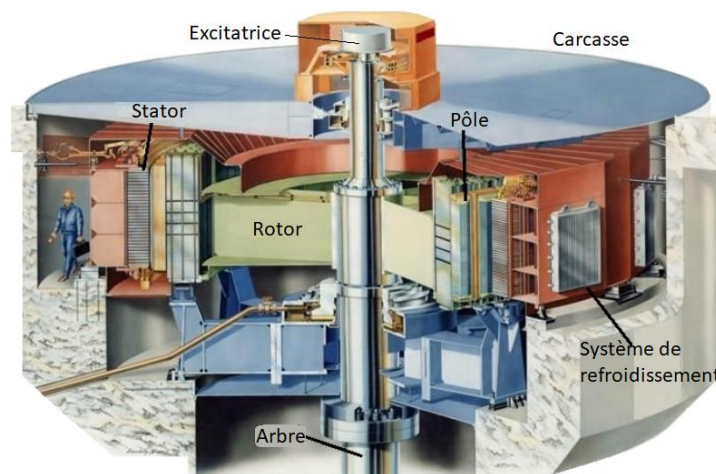


Figure 2-8. Coupe transversale d'un alternateur (d'après(Jamshidi, 2015))

2.3.3. Disjoncteur

Le disjoncteur est un dispositif de commutation mécanique capable d'établir, de transporter et de couper le courant dans des conditions de circuit normales ainsi que dans des conditions de circuit anormales spécifiées, comme un court-circuit, etc. Dans un aménagement d'hydroélectricité, il peut se situer avant ou après le transformateur, délimitant pratiquement l'usine du réseau électrique (Figure 2-1). Ils peuvent être de différentes technologies selon le milieu d'interruption utilisé pour refroidir et allonger l'arc électrique permettant l'interruption (disjoncteur à huile ou à gaz (e.g. SF6)), (Thapar, 2020).

À titre d'exemple, dans la (Figure 2-9) est représenté le schéma simplifié d'un pôle d'un disjoncteur à gaz SF₆. Le gaz SF₆ est en jaune. Le courant passe à travers les parties grises et noires de l'interrupteur où est le contact et où se forme l'arc électrique. La taille est d'environ 3 mètres de haut et 2 mètres de large et l'ensemble du disjoncteur (3 pôles) pèse plus d'une tonne (Marec, 2013).

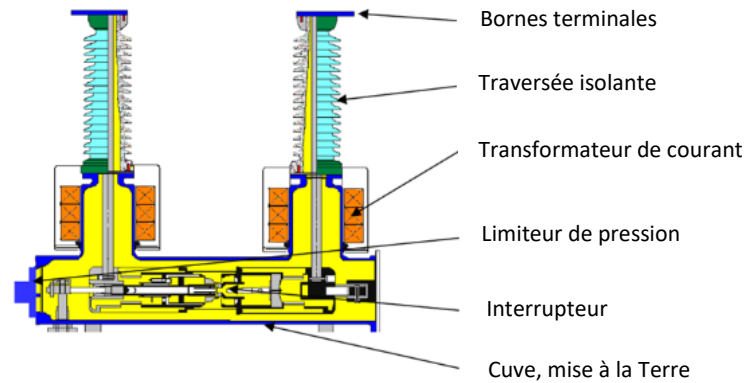


Figure 2-9. Schéma simplifié d'un pôle du disjoncteur à gaz SF₆ (d'après (Marec, 2013))

2.3.4. Vanne de pied

La vanne de pied (VdP) isole la turbine de la conduite forcée et sert de protection pour la centrale hydroélectrique. Elle permet également l'entretien de la turbine pendant l'arrêt ou de régler le débit. Une vanne de pied fonctionne normalement dans des conditions de hauteur de chute équilibrée, mais elle est conçue des fois, pour se fermer en cas de pleine charge de la turbine et d'emballement. La vanne de pied s'ouvre normalement par l'intermédiaire d'un vérin hydraulique et se ferme par l'intermédiaire d'un contrepoids ou servomoteur en mode de fermeture de sécurité pour protéger la turbine en cas d'urgence ou de panne de courant. De plus, la vanne de pied est conçue pour une augmentation maximale de la pression, y compris en cas de coup de bélier (Pejovic et al., 2011).

Il existe différents types de vannes de pied. Les plus courants et les plus utilisés sont les robinets sphériques et les vannes papillon. Les vannes wagon représentent un autre type, toutefois moins courant (Badin, 2013).

Les robinets sphériques jouent le rôle de vanne de garde en pied de conduite forcée. Ils peuvent également servir au réglage du débit pour les pompes réversibles. À titre d'exemple, dans la Figure 2-10 est représentée une coupe transversale d'un robinet sphérique où l'on peut identifier les tourillons parmi les sous-composants principaux ; les tourillons sont les éléments de connexion entre l'obturateur et le vérin de manœuvre (Cavalier and Combes, 2016).

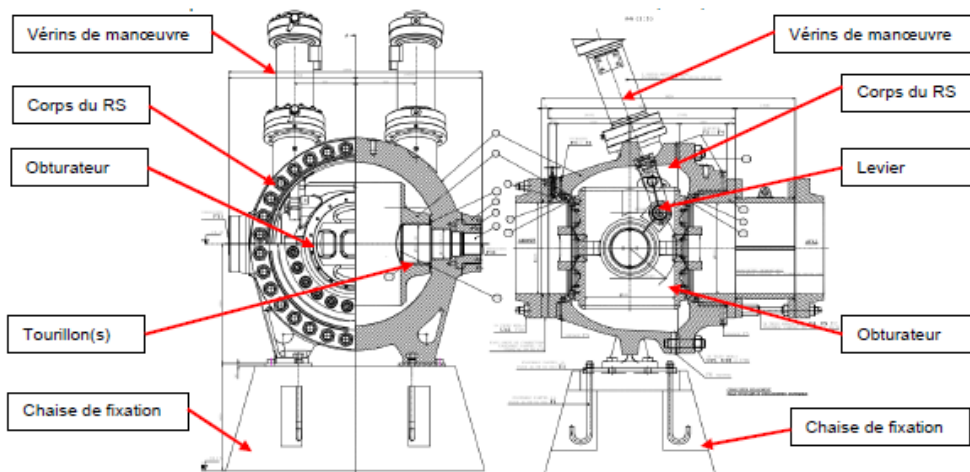


Figure 2-10. Coupe transversale d'un sphérique (RS) (Cavalier and Combes, 2016)

2.3.5. Transformateur

La fonction des transformateurs de puissance est de convertir l'énergie électrique d'un niveau de tension à un autre. Selon la norme IEC 60076-1 (IEC Afnor, 2011) la définition d'un transformateur est « Transformateur de puissance : Appareil statique à deux enroulements ou plus qui, par induction électromagnétique, transforme un système de tension et courant alternatif en un autre système de tension et de courant de valeurs généralement différentes à la même fréquence dans le but de transmettre de la puissance électrique ».

Les éléments de base d'un transformateur sont le circuit magnétique, l'enroulement primaire et l'enroulement secondaire (basse ou haute tension). En dehors de ces éléments, il existe divers autres composants tels que l'isolation, l'huile pour transformateur, les dispositifs de refroidissement, les relais de protection, etc. présents dans les grands transformateurs comme présenté dans la Figure 2-11.

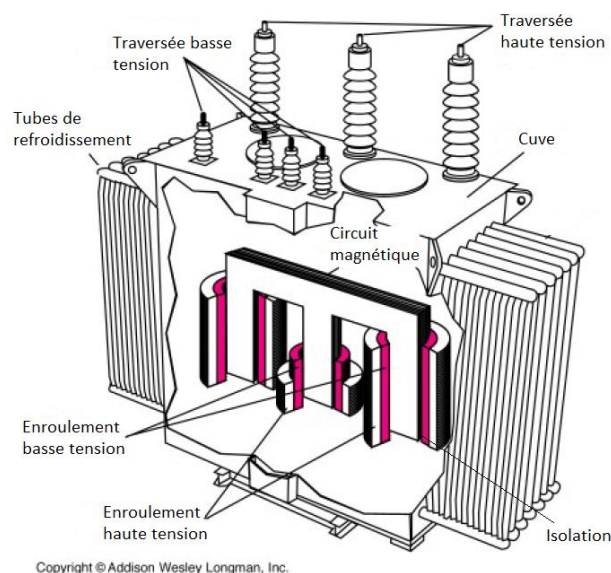


Figure 2-11. Coupe d'un transformateur de puissance (d'après (Sanchez, 2006))

Dans les centrales hydroélectriques, les transformateurs éleveurs ont pour fonction de fournir l'énergie produite par les alternateurs au système de transport. Selon la configuration du

site, les transformateurs peuvent être connectés soit directement au groupe, c'est-à-dire directement aux alternateurs, avec ou sans disjoncteur d'alternateurs, soit après un disjoncteur. Les transformateurs de puissance sont immergés dans un liquide et sont situés à l'extérieur, de préférence dans le poste de sectionnement ou sur une plateforme dédiée de la centrale électrique (Thapar, 2020).

2.4. Phases de démarrage et d'arrêt d'un groupe de production d'énergie hydraulique

Dans cette section, nous présentons les séquences des phases de démarrage et d'arrêt en détail. Les démarrages et arrêts sont des phases transitoires complexes de plusieurs natures (hydraulique, mécanique, thermique, électrique) qui se produisent quand un ordre de marche ou d'arrêt est donné à un groupe de production lors d'un besoin d'ajustement de la puissance électrique pour combler les manques d'énergie dans le réseau électrique selon la courbe de charge (Figure 1-3). Pour comprendre les phénomènes physiques qui se produisent lors du cycle de démarrage et d'arrêt d'une usine, il est nécessaire d'en fournir une description détaillée. Les phénomènes de dégradations associés à ces phases sont présentés dans le chapitre suivant.

Il faut d'abord mentionner que toutes les centrales hydrauliques EDF sont uniques, pour diverses raisons qui vont des conditions de site et de l'emplacement géographique (hauteur de chute, débit - ce qui donne le type de la turbine) jusqu'à la technologie utilisée pour chaque composant et sous-composant. En fonction du type de technologie utilisée, les phases de démarrage et d'arrêt peuvent donc être différentes, mais en général, les séquences ont la même structure. Dans les sections suivantes, nous énumérons les séquences de démarrage et d'arrêt étape par étape, en reprenant et en détaillant les étapes qui sont rencontrées dans la plupart des centrales hydroélectriques (usine avec des roues Francis) (Reboud, 2014).

2.4.1. Séquence de démarrage

La phase de démarrage est, en général, composée de cinq séquences principales :

- activation des auxiliaires ;
- préparation de la turbine ;
- admission d'eau, ouverture des vannes ;
- couplage ;
- montée en puissance.

La première étape est d'activer les auxiliaires par mise en service de la régulation et d'ouverture des vannes de réfrigération pour s'assurer que l'équipement ne surchauffera pas pendant son fonctionnement.

La deuxième étape consiste à laisser la roue se mettre en marche, par la mise en fonction des pompes d'injection d'huile de pivot pour soulever le groupe et éviter la friction entre les composants mécaniques.

La troisième étape est l'admission d'eau par l'ouverture des vannes. Dans cette étape, les pressions avant et après la vanne sont égalisées, l'anneau mobile de la vanne est déplaqué, le

frein est levé et le vannage ou les injecteurs s'ouvrent pour permettre à l'eau d'activer la mise en rotation de la turbine. La roue se met en mouvement jusqu'à la marche à vide. Entre temps, l'injection d'huile est arrêtée à 60% de la vitesse de couplage.

La quatrième étape est le couplage, une étape qui dépend des conditions imposées par le réseau. L'excitation du rotor permet de créer un champ magnétique dans l'alternateur. Un synchronocoupleur et le régulateur de vitesse (RGN : RG – régulateur, N – vitesse) sont mis en fonction pour les conditions de couplage et le groupe est connecté au réseau par la fermeture du disjoncteur. La cinquième étape est représentée par la montée en puissance pour arriver à la puissance de consigne. Pour une vision plus détaillée, les sous-séquences sont énumérées dans l'annexe 1.

2.4.1.1. Phases transitoires d'un démarrage

Dans cette section nous décrivons en détail ce qui se passe du point de vue transitoire dans les phases de démarrage et arrêt. Les phases transitoires caractéristiques d'un démarrage (hydrauliques, mécaniques et électriques) sont illustrées et les conséquences de ces variations en termes de phénomènes de dégradation associées à cette étape sont détaillées dans le chapitre 3.

2.4.1.1.1. Montée en vitesse

La phase de montée en vitesse débute par une ouverture limitée (environ 10-15%) de(s) l'organe(s) d'admission de la turbine, et s'achève par le réglage de la vitesse. La ligne d'arbre (roue, rotor) commence à tourner sous la pression de l'eau. Afin d'éviter un emballement du groupe, on vient limiter l'ouverture des organes réglants (directrices pour Francis, turbines-pompes ou injecteurs pour Pelton) à une « limitation d'ouverture au démarrage » suivie ensuite par une « limitation d'ouverture au rabatement » (plus basse) permettant d'éviter d'avoir une survitesse trop importante. La mise en service de la limitation de rabatement (pilotée par l'atteinte d'un seuil de vitesse) entraîne alors un mouvement rapide de fermeture des organes réglants. L'alternateur n'est pas encore connecté sur le réseau.

2.4.1.1.2. Synchronisation en marche à vide

Cette phase consiste en la stabilisation du groupe à la vitesse de synchronisme. En mode de synchronisation automatique, le régulateur assurera la synchronisation du groupe au réseau avant couplage, le couplage étant assuré par un coupleur externe. Le régulateur devra donc pour cette phase être en capacité de mesurer la fréquence du groupe (généralement grâce à un transformateur de tension (TT)) et celle du réseau (TT). En mode de synchronisation manuelle, le régulateur assurera l'égalisation de la vitesse à la consigne commandée par des entrées par impulsions.

Dans la Figure 2-12, les séquences de montée en vitesse et de marche à vide sont représentées : le vannage (violet), la puissance (rouge) et la vitesse du groupe (noir), en fonction du temps. L'évolution de la pression de la conduite forcée (bleu) au cours de cette séquence de démarrage est décrite également.

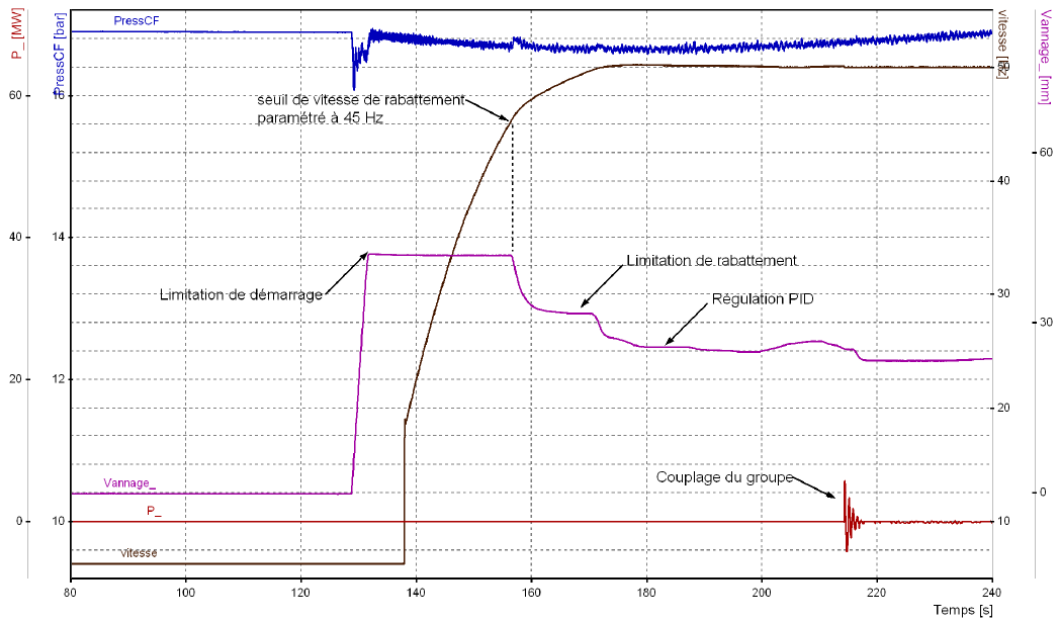


Figure 2-12. Enregistrement d'une montée en vitesse d'un groupe Francis (phase démarrage) (Source : © EDF)

Il est à noter qu'il est possible que pour certaines centrales il n'y ait pas de système de vannage. C'est alors uniquement le robinet sphérique qui s'ouvre ou se ferme partiellement pour réaliser le couplage.

2.4.1.2. Couplage au réseau

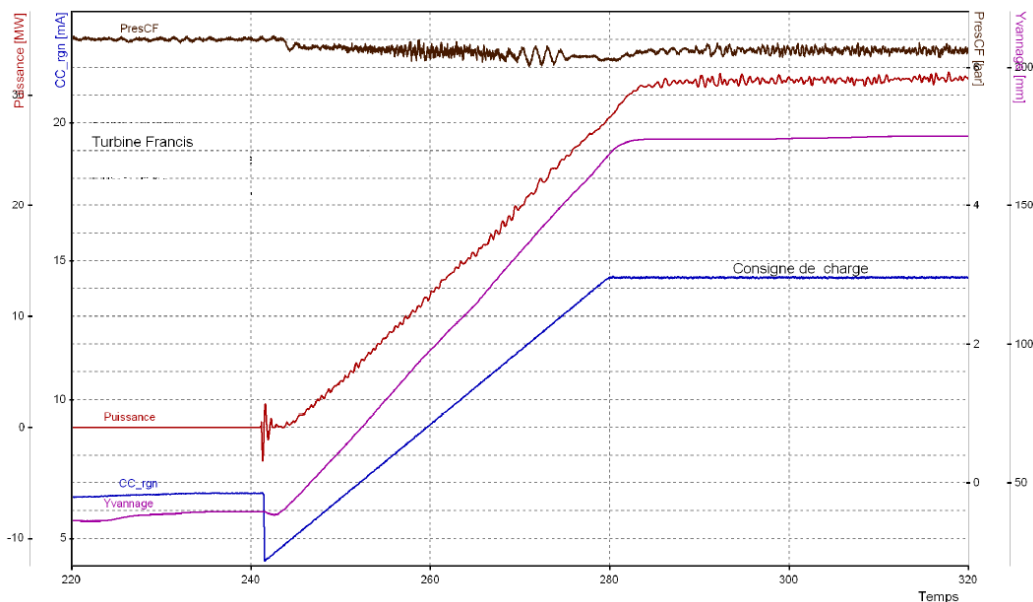


Figure 2-13. Enregistrement d'un couplage et prise de charge d'un groupe Francis (phase démarrage) (Source : © EDF)

Lors de cette phase, l'alternateur se couple d'abord au réseau. Après couplage, la consigne de vitesse doit prendre instantanément la valeur de la vitesse nominale (50 Hz) et doit demeurer inchangée par la suite. La Figure 2-13 présente toutes les étapes caractéristiques du couplage et de la prise de charge : le vannage (violet), la puissance (rouge) et la consigne de

charge (bleu), ainsi que l'évolution de la pression de conduite forcée au cours de cette séquence (noir) tout en fonction du temps. La phase de démarrage se termine lorsque la consigne de charge est atteinte.

2.4.2. Séquence d'arrêt

La séquence d'arrêt est moins complexe que celle d'un démarrage. Sur une séquence d'arrêt volontaire ou d'arrêt normal, on observe trois étapes :

- baisse de charge ;
- fermeture des organes réglants ;
- ouverture du disjoncteur.

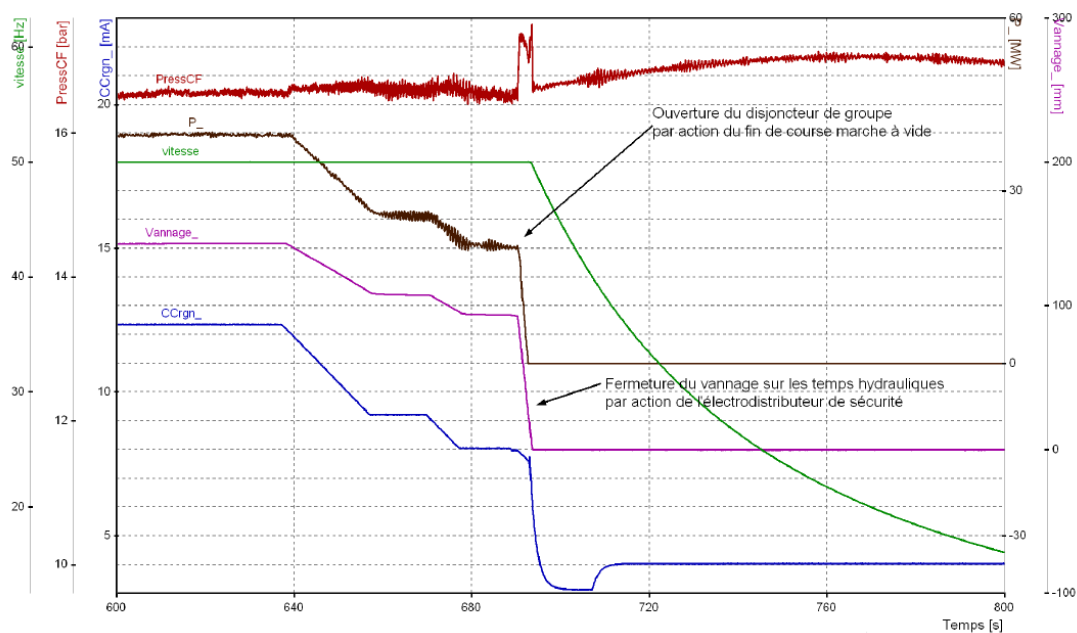


Figure 2-14. Enregistrement d'une phase d'arrêt normal d'un groupe Francis (Source : ©EDF)

Une baisse de charge est commandée par l'automate ou par un opérateur via le régulateur de vitesse (mode automatique / distant ou mode automatique / local). Le régulateur de vitesse (RGN) ferme les organes réglants selon une vitesse lente (rampe de baisse de charge). Le groupe se découple du réseau lorsque la puissance devient nulle. Ce passage à la puissance nulle peut se repérer de deux manières :

- soit par la mesure directe de la puissance (ouverture du disjoncteur sur un seuil de puissance réglable): on découple toujours autour de la même valeur de puissance mais quand le marnage est important, l'ouverture des organes réglants au moment du découplage est alors très variable.
- soit par l'atteinte d'un fin de course en marche à vide : le découplage se fait toujours autour de la même position de l'organe réglant mais la puissance coupée dépend alors des conditions hydrauliques du moment.

Au moment du découplage, l'automate ouvre le disjoncteur du groupe et met hors tension les électrodistributeurs d'arrêt ou de sécurité. La mise hors tension de l'électrodistributeur de sécurité entraîne une fin de fermeture sur les vitesses limite de manœuvre de l'organe réglant. Les étapes sont présentées dans la Figure 2-14.

2.4.3. Conclusion sur les séquences de démarrages et arrêts

Les sections 2.4.1 et 2.4.2 présentent les séquences et les mécanismes mis en œuvre pour démarrer et arrêter un groupe de production hydraulique. Si nous suivons la Figure 2-1 avec le fonctionnement d'une centrale électrique, nous pouvons décrire brièvement les phénomènes de dégradation en fonction de leurs mécanismes de fonctionnement. L'ouverture répétée des vannes pour laisser passer l'eau dans la turbine entraîne de la fatigue et par la suite, une dégradation accélérée. La roue est affectée par la fatigue causée par les forces mécaniques de l'impact de l'eau. Le couple est transmis à l'alternateur où le démarrage et l'arrêt produit des échauffements et refroidissements dûs à l'énergie électrique qui traverse le stator et le rotor, qui ensuite produit des cycles thermiques qui peuvent être dommageables. L'énergie électrique est transmise au transformateur qui est affecté par les mêmes forces de dégradation de cyclage thermique, comme l'alternateur, qui s'échauffe et se refroidit lors d'un démarrage et arrêt. Enfin, afin de transmettre l'électricité au réseau, le disjoncteur est sollicité par des manœuvres mécaniques qui provoquent à leur tour une usure accélérée pour coupler et découpler le groupe du réseau.

2.5. Conclusion

Au cours des dernières décennies, les centrales hydroélectriques ont fonctionné avec un nombre croissant de cycles de démarrage et d'arrêt. Des fluctuations de puissance sont générées pour prendre en compte les exigences du réseau électrique et les événements de cycles de démarrage et d'arrêt sont particulièrement dommageables (Gagnon et al., 2010). Par conséquent, l'estimation du coût engendré par les cycles de démarrage et d'arrêt en raison de l'augmentation des dommages devient cruciale pour développer des stratégies d'exploitation à court et à long terme.

Selon les experts EDF, la répétition de ces phases transitoires est dangereuse pour les matériels présentés dans la section 2.3. Des méthodes doivent être développées pour estimer la dégradation et mieux comprendre ces phases transitoires qui sont différentes selon le matériel : c'est l'objectif des travaux décrit dans ce mémoire. Nous avons décrit brièvement la dégradation qui peut se produire lors d'un cycle de démarrage et d'arrêt et dans le chapitre suivant nous présentons en détail l'état de l'art sur les méthodologies existantes pour l'estimation du coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt et les méthodes pour la modélisation de la dégradation des matériels d'une centrale hydraulique.

3. État de l'art des recherches et état de lieux des connaissances sur la détérioration des matériels et coût de démarrage et d'arrêt

3.	État de l'art des recherches et état de lieux des connaissances sur la détérioration des matériels et coût de démarrage et d'arrêt.....	50
3.1.	Stratégies d'estimation du coût de démarrage et d'arrêt (méthodologies existantes).....	51
3.1.1.	Méthodologies économiques	51
3.1.1.1.	Comparaison des coûts d'exploitation et de maintenance entre deux groupes.....	52
3.1.1.2.	Analyse économique des périodes de rénovation impactés par les démarrages et arrêts	52
3.1.2.	Méthodologies technico-économiques (hybrides).....	53
3.1.2.1.	Méthodologie basée sur l'avis d'experts	54
3.1.2.2.	Méthodologie avec des formules d'estimation empirique du coût par matériel	55
3.1.2.3.	Méthodologie avec un modèle économique en fonction de la durée de vie des matériels	57
3.1.2.4.	Méthodologie où l'avis d'expert est utilisé pour valider les données techniques .	57
3.1.3.	Synthèse des articles principaux retenus pour l'étude	58
3.2.	Matériels impactés par le cyclage et les phénomènes de dégradation associés.....	59
3.2.1.	Recueil d'avis d'expert.....	60
3.2.2.	Décomposition par matériels	60
3.2.2.1.	Alternateur.....	61
3.2.2.2.	Turbine	61
3.2.2.3.	Disjoncteur	62

3.2.2.4.	Vannes de pied	63
3.2.2.5.	Transformateur	63
3.2.2.6.	Les autres composants	63
3.3.	Synthèse et démarche de la thèse	63
3.3.1.	Modélisation basée sur la physique et utilisation de mesures effectuées lors d'essais en fatigue	64
3.3.2.	Modèles phénoménologiques basés sur des historiques de données	65
3.3.3.	Modélisation économique par avis d'experts	65
3.4.	Conclusion.....	66

Dans ce chapitre, nous présentons les stratégies d'estimation du coût de démarrage et d'arrêt, nous étudions les matériels impactés par le cyclage (cycles de démarrage et d'arrêt) et nous présentons la méthodologie générale proposée dans ce travail de thèse. On commence par les études existantes dans la littérature sur l'estimation du coût de démarrage et d'arrêt. Nous faisons une analyse détaillée et nous listons les avantages et les inconvénients de chaque méthodologie. Nous les classons en deux types : méthodes ascendantes et méthodes descendantes. Ensuite, nous identifions les matériels qui sont impactés par le cyclage à l'aide du retour d'expérience et de l'avis d'experts. Après avoir décrit brièvement dans le chapitre précédent les séquences de démarrage et d'arrêt pour comprendre les mécanismes de fonctionnement, dans ce chapitre, on énumère l'ensemble des éléments qui peuvent conduire à une dégradation des matériels et les études qui ont été faites pour estimer la dégradation. On présente enfin une synthèse annonçant les trois méthodes d'estimation de la dégradation retenues pour les différents matériels sollicités, selon les phénomènes principaux de dégradation et les données disponibles considérés pour chaque situation.

3.1. Stratégies d'estimation du coût de démarrage et d'arrêt (méthodologies existantes)

Dans ce chapitre nous présentons différentes approches identifiées dans la littérature qui évaluent les effets négatifs d'un nombre de cycles de démarrage et d'arrêt élevé et des modes opératoires flexibles (section 1.3). Dans le sous-chapitre suivant, une classification de ces approches existantes est proposée (Savin et al., 2020).

3.1.1. Méthodologies économiques

Nous appelons méthodologie économique une méthodologie qui estime les coûts de démarrage et d'arrêt sans expliquer et détailler les phénomènes de dégradation eux-mêmes.

Le fait que le démarrage d'une centrale hydroélectrique produisait l'usure des matériels, donc une accélération de la dégradation qui se traduit par des coûts de maintenance plus élevés, était connu de longue date (EPRI, 1984). Mais ces phénomènes d'usure et de dégradation accélérée n'avaient pas été beaucoup étudiés car le cyclage n'était pas aussi élevé

qu'aujourd'hui. Suivant les centrales hydrauliques, le nombre de démarrages et d'arrêts par jour a été multiplié par deux, voire jusqu'à six. Après la dérégulation du marché de l'énergie (dans les années 90), les premières méthodes de quantification du coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt ont émergé. L'analyse de la bibliographie permet d'identifier deux méthodologies qui sont fortement basées sur la modélisation économique et dans lesquelles les phénomènes physiques de dégradation ne sont pas expliqués ou modélisés. Ces types de méthodologies sont utilisés lorsqu'il n'y a pas assez d'information pour modéliser la dégradation du matériel.

3.1.1.1. Comparaison des coûts d'exploitation et de maintenance entre deux groupes

Le rapport technique élaboré par (Bahleda, 2001) mentionne une méthodologie d'estimation des coûts de cyclage qui compare le coût d'exploitation et de maintenance de deux groupes : un groupe avec un nombre de cycles élevé avec un « groupe homologue » avec un nombre de cycles faible en faisant l'hypothèse que la différence de coût n'est attribuable qu'à l'augmentation des cycles de démarrages et d'arrêts. La comparaison susmentionnée est faite de manière globale, sans identifier les facteurs qui influent sur les coûts de démarrage et d'arrêt.

Sous l'hypothèse où des données fiables sur les coûts d'exploitation sont disponibles pour des unités de conception et d'historique d'exploitation similaires, il est possible d'établir une relation mathématique capable de prévoir le coût probable à court terme. Cette approche est utilisée avec un certain succès dans le domaine de l'énergie thermique sur les centrales au charbon (*top-down*) (Bureau of Reclamation, 2014b).

Dans le domaine hydraulique, la mise en œuvre d'une telle approche est plus difficile parce qu'il n'existe pas de centrales similaires avec un historique équivalent, ou seulement dans de très rares cas. De plus, cette approche compare généralement les coûts à un niveau global et ces coûts peuvent inclure d'autres facteurs qui peuvent ne pas être directement liés au fonctionnement de la centrale. Elle a ainsi montré des limites inhérentes, liées à la nécessité d'étendre l'analyse pour prendre en compte des phénomènes d'accumulation de dommages, de dégradation accélérée et d'associer des coûts de détérioration des équipements.

3.1.1.2. Analyse économique des périodes de rénovation impactés par les démarrages et arrêts

(Bakken and Bjorkvoll, 2002) proposent une modélisation économique pour estimer le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt des centrales hydrauliques en se basant sur les avis d'experts. Dans la méthodologie, la problématique des démarrages et d'arrêts est traitée d'un point de vue général sans s'appuyer sur une expertise technique détaillée sur les différents composants et leur mécanisme d'usure. Les auteurs considèrent que les démarrages et arrêts impactent le bobinage du stator et ils estiment qu'un démarrage est équivalent à un intervalle de temps de fonctionnement supplémentaire $\Delta D=15h$ ((Nilsson and Sjelvgren, 1997) qui va donc ajouter un coût supplémentaire. Dans la Figure 3-1 est présenté un schéma simplifié où le temps de démarrage ΔD (cycles C_1, C_2 , etc.) sera ajouté au temps de fonctionnement et la rénovation interviendra plus tôt.

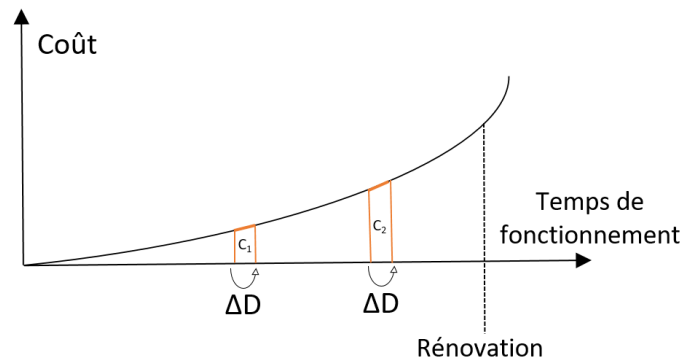


Figure 3-1. Relation entre le coût et le temps de fonctionnement (d'après (Bakken and Bjorkvoll, 2002))

Dans cette approche, par hypothèse, tous les coûts de démarrage sont exprimés en fonction du nombre de démarrages ou du nombre d'heures de fonctionnement du groupe. Cette hypothèse est également utilisée dans la méthodologie où les coûts des centrales sont comparés (Bahleda, 2001).

Dans cette méthode, le coût est économiquement modélisé en temps en fonction de la rénovation ou mise à neuf de l'équipement (la méthode prend en compte la rente équivalente (*equivalent annuity*) et le taux d'intérêt (*interest rate*), qui sont des outils utilisés en général par les économistes (Hašková et al., 2014)). L'intervalle de rénovation est fixé et l'hypothèse est faite qu'un démarrage décalera la prochaine rénovation avec $\Delta D = 15h$. La relation entre le nombre de démarrages et différentes périodes de rénovation (1, 2 ou 4) est présentée dans la Figure 3-2.

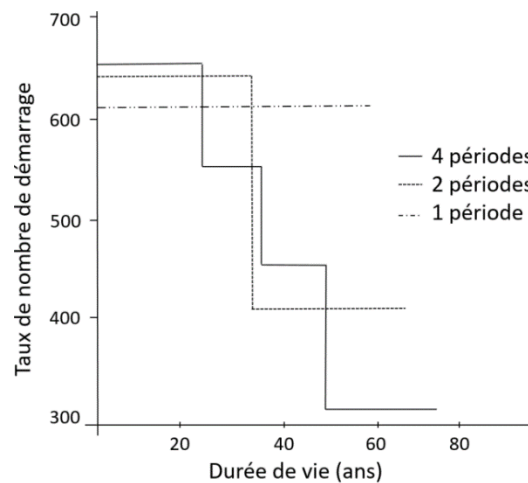


Figure 3-2. Relation entre le démarrage et la période de rénovation (d'après (Bakken and Bjorkvoll, 2002))

3.1.2. Méthodologies technico-économiques (hybrides)

Les méthodologies technico-économiques estiment le coût d'un démarrage et d'arrêt en utilisant différentes méthodes d'estimation de la dégradation. On considère que le cyclage diminue la durée de vie du matériel et augmentent également la fréquence des opérations de

maintenance. Ainsi, le système est décomposé en composants et sous-composants pour l'analyser.

Les méthodologies technico-économiques utilisent des méthodes ascendantes et tentent d'identifier tous les facteurs de coûts potentiels (aspect matériel : dégradation et aspects non-matériel : perte d'opportunité, de l'eau etc.), de modéliser leurs liens avec les conditions opératoires et de les regrouper au niveau de groupe. Un des avantages de cette approche technico-économique est qu'elle identifie les causes et les facteurs de coûts spécifiques qui peuvent être modifiés localement. Cette approche mobilise des compétences d'analyse, de traitement et d'exploitation des données et des compétences sur l'ingénierie des équipements.

À notre connaissance, il n'existe pas de technologie permettant de mesurer avec précision la dégradation causée par le cyclage, mais une estimation raisonnable du degré de détérioration (la perte de la durée de vie des matériels attribuée au cycle de démarrage et d'arrêt) de l'équipement peut être menée (Bureau of Reclamation, 2014b).

Quatre méthodologies sont présentées dans les prochains sous-chapitres. Dans chaque méthodologie, les phénomènes de dégradation pour les matériels sont présentés et étudiés de différentes manières.

3.1.2.1. Méthodologie basée sur l'avis d'experts

(Nilsson and Sjelvgren, 1997) publient l'un des premiers articles sur le sujet du démarrage et d'arrêt. L'étude est basée sur une enquête (sondage) dans laquelle l'avis du personnel compétent a été sollicité pour estimer le coût d'un démarrage identifiant les facteurs qui contribuent à ce coût. Les principales questions du sondage étaient « qu'est-ce qui causent les coûts d'un démarrage » ou « combien coûte un démarrage ».

Pour répondre à ces questions, les experts de 8 plus grands producteurs d'énergie en Suède ont considéré que les principales causes d'augmentation des coûts sont les coûts associés à l'alternateur. Les auteurs ont estimé qu'un démarrage est équivalent à 15 heures de fonctionnement d'un alternateur qui est associé à la maintenance accrue des bobinages. Ainsi le coût de la maintenance de l'équipement mécanique a été pris en compte. Le coût de la perte d'eau pendant la phase de démarrage et pendant la maintenance d'alternateur a été estimé à 10\$. Enfin, les coûts de personnel (70\$ par heure) et d'indisponibilité (20% du coût total prévu de l'indisponibilité) ont été calculés en fonction de dysfonctionnement de tous les équipements.

Pour arriver à cette estimation (15h/démarrage), les auteurs ont fait une comparaison : un cas de durée de vie plus courte a été comparé avec un cas de durée de vie plus longue (Bahleda, 2001). La différence de coût d'exploitation par an entre les 2 centrales est divisée par la différence de nombre de cycles de démarrage et d'arrêt. Comme paramètres, les auteurs ont considéré qu'en fonction de la puissance et du type de centrale, le coût peut varier. Par exemple, le coût des centrales STEP est le plus important. Les résultats sont présentés dans la Figure 3-3.

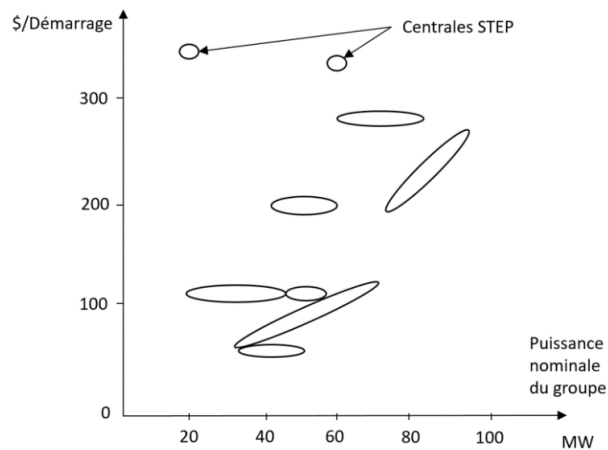


Figure 3-3. L'estimation d'un coût de démarrage par 8 producteurs d'énergie de Suède (d'après (Nilsson and Sjelvgren, 1997))

Pour appliquer cette approche par avis d'expert, il est bien sûr important de connaître dans quel domaine les personnes interrogées sont expertes, responsables de la maintenance ou de l'évaluation économique (Hughes, 1996). Même si c'est l'une des méthodes largement utilisées, elle implique de la subjectivité et des biais (Skjong and Wentworth, 2001). Elle est parfois décrite comme « devinant » (*guessing*) (Hughes, 1996). Les auteurs ont également mentionné d'après leur expérience de cette enquête, qu'il y a presque autant d'opinions sur le coût du démarrage et sur la manière de les traiter, que de personnes travaillant dans ce domaine. La conclusion de cet article est qu'un cycle de démarrage et d'arrêt génère des coûts et qu'il est nécessaire de mieux comprendre les phénomènes de dégradation qui se produisent pendant cette phase.

3.1.2.2. Méthodologie avec des formules d'estimation empirique du coût par matériel

Un rapport est présenté par (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) sur 45 centrales hydrauliques norvégiennes (3 Pelton, 26 Francis, 16 Kaplan) avec deux études sur l'alternateur et une sur la roue. Les coûts de démarrage et d'arrêt peuvent être calculés pour les centrales hydroélectriques en saisissant un minimum de données facilement disponibles (paramètres de conception et prix d'achat/de remplacement). L'outil développé calcule les coûts de démarrage et d'arrêt pour chaque matériel et ensuite une la formule générale pour un groupe concerné avec une variation d'incertitude de $\pm 50\%$ (variation d'incertitude mathématique, une interpolation linéaire sur plusieurs coûts estimés a été menée et l'incertitude représente la différence par rapport à la courbe d'interpolation, l'ordre de grandeur est ± 1500 NOK):

$$\text{Coût démarrage – arrêt} = 10 * \text{Puissance turbine (NOK/MW)} + 1400 \text{ NOK}; \quad \text{Eq. 6}$$

Note : NOK = couronne norvégienne (monnaie norvégienne 1 NOK = 0.13 € (2002))
 (Source : <https://freecurrencyrates.com/en/exchange-rate-history/NOK-EUR/2002/cbr>)

Des coûts pour les centrales étudiées ont été estimés et extrapolés pour obtenir l'équation 6 qui a été proposée en fonction de l'usure, des erreurs lors d'un démarrage ou arrêt et de la

détérioration des matériels (en fonction de l'usure due au cycle de démarrage et d'arrêt et de la périodicité de maintenance). Des études sur l'alternateur (une étude statistique sur la collecte de données faite par Alstom sur environ 600 bobinages de centrales hydro et des expérimentations sur des barres statoriques avec des isolations Micadur et Thermalastic pour estimer leur durée de vie) et sur la roue (mesures pour l'estimation de contraintes sur les roues Francis) ont été menées pour avoir une idée sur la dégradation. En outre, les défauts des démarrages et arrêts non réussis (en fonction de la cause, de la probabilité de défauts, distribution de fréquence des défaillances) et le coût du travail ont été prises en compte pour leur estimation.

Même si des mesures de contraintes ont été réalisées et des essais de cycles thermiques ont été estimés, les résultats ne sont pas directement inclus dans les équations de calcul des coûts d'un cycle de démarrage et d'arrêt, ils ont juste aidé à mieux estimer la dégradation. Par exemple, on suppose que 10 % des coûts de maintenance des turbines Francis et 5% des coûts de maintenance des turbines Pelton pourraient être liés aux démarrages et arrêts.

Les auteurs s'intéressaient aussi à d'autres composants comme le transformateur et disjoncteur mais d'après leurs estimations, la dégradation causée par le cycle de démarrage et d'arrêt est considérée si faible qu'elle est ignorée. Cet avis n'est pas partagé à EDF car les disjoncteurs sont conçus pour fonctionner sur un certain nombre de cycles de démarrage et d'arrêts estimés par le constructeur, ceci étant la principale cause de dégradation et confirme la subjectivité de la méthode.

En tant que résultats, après l'application des formules, le coût du cycle de démarrage et d'arrêt est divisé essentiellement en 3 catégories (en fonction des matériels) :

$$C_{\text{démarrage/arrêt}} \quad 100 \% \quad = \quad \boxed{\text{Alternateur, vanne de pied}} \quad 75 \% \quad + \quad \boxed{\text{Turbine, régulation vitesse}} \quad 15; 20 \% \quad + \quad \boxed{\text{Transformateur, disjoncteur, excitatrice, système d'eau de refroidissement, etc.}} \quad 10; 5 \% \quad \text{Eq. 7}$$

Figure 3-4. Coût par composant en fonction de la participation au coût total (d'après (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006))

Cette estimation a été faite pour une « centrale hydroélectrique norvégienne typique », c'est-à-dire une centrale présentant l'une des caractéristiques suivantes : centrales à haute chute ($H > 600$ m) et pour les turbines Pelton ou Francis ($H = 250-600$ m) avec une haute vitesse (>250 tours / minute), 50-200 cycles de démarrage et d'arrêt typiques par an et groupes avec vanne de pied (Abdi, 2015).

3.1.2.3. *Méthodologie avec un modèle économique en fonction de la durée de vie des matériels*

En raison du manque d'informations dans l'industrie sur l'usure et ses effets sur la durée de vie des équipements, la méthodologie d'établissement des coûts EPRI (Bahleda, 2001) pour les services systèmes (*ancillary services*) comprend une technique permettant de définir et d'estimer les coûts à l'aide d'un modèle économique en fonction de la durée de vie des matériels. Dans ce modèle, les coûts de maintenance, de remplacement des équipements sont analysés en fonction de l'estimation de la durée de vie restante (estimation faite par le fabricant ou par des experts).

Cette méthodologie ne prend pas en compte seulement les dommages causés par le cycle de démarrage et d'arrêt, elle se concentre sur tous les modes opératoires flexibles (forte charge, charge partielle, charge critique, compensateur-synchrone, réserve tournante) et présente cinq éléments de coûts de production totaux pour les services systèmes: les coûts d'opportunité perdus; les coûts d'usure (en fonction de la perte de durée de vie de l'équipement); les pertes d'efficacité (perte d'eau); les coûts associées à la maintenance qui est plus fréquente; et les coûts indirects (par exemple, la mise à jour de l'automate de groupe).

Pour arriver aux coûts d'usure, les auteurs ont examiné les composants de l'usine qui subiront une usure accrue/réduite et qui nécessiteront un entretien supplémentaire pour fournir le service. Cette tâche a été accomplie en identifiant les composants susceptibles d'être affectés et les effets de la dégradation par le fonctionnement des services systèmes. Pour cet exemple générique, les auteurs ont considéré les roues et directrices/injecteurs, les stators et rotors de l'alternateur et le disjoncteur.

Dans cette méthodologie est présentée une expertise économique et technique sur la dégradation des matériels mentionnés ci-dessus et les auteurs arrivent à la conclusion qu'on peut assimiler à un cycle de démarrage et d'arrêt un nombre d'heures de fonctionnement normales (10 heures par démarrage) et dont le coût se situe entre 130 et 450 USD (2001) par démarrage pour les centrales de 15 à 110 MW).

3.1.2.4. *Méthodologie où l'avis d'expert est utilisé pour valider les données techniques*

Un autre rapport technique (Bureau of Reclamation, 2014b) utilise la stratégie « bottom-up » ou « ascendante », qui décompose le système en sous-composants pour identifier l'origine du coût de son maintien en condition opérationnelle pour un seul groupe d'une centrale hydraulique.

Dans la méthodologie présentée, dans la mesure du possible, les données techniques sont utilisées pour valider l'estimation de dégradation due au cycle de démarrage et d'arrêt, mais la stratégie repose largement sur l'avis d'experts. Les données techniques utilisées sont les essais pour faire des diagnostics et les mesures pour calibrer la maintenance (l'analyse de ces données aidera à déterminer l'état de l'équipement et, éventuellement, si la dégradation est attribuable aux démarrages et arrêts).

La méthode est basée sur l'identification des défaillances et de la cause pour chaque matériel à partir de leur historique des défauts. Une liste des matériels potentiellement dégradés par le cyclage et les phénomènes de dégradation est fournie. Les origines des coûts ont été identifiées et classées en deux catégories : coûts croissants (coût de la maintenance et de remplacement) qui sont liés à la dégradation des matériels (aspect matériel) et revenus décroissants (la production réduite à cause de l'eau perdue, de l'indisponibilité, de l'opportunité, de l'efficacité et la commodité de l'eau qui a une valeur monétaire) qui sont liés à l'analyse économique pure (aspect non-matériel). Pour les coûts croissants, les experts estiment le coût lié à la dégradation due aux démarrages et arrêts en pourcentage du coût de remplacement de chaque composant. Par exemple, pour un composant plutôt automatique, le régulateur vitesse (appelé RGN), le coût de remplacement dû aux démarrages et arrêts est de 5% et le coût de remplacement pour un disjoncteur dû aux démarrages et arrêts est de 50%.

L'étude a été réalisée sur un seul groupe de la centrale Flaming Gorge (États-Unis) où une période avec un nombre de cycles faible a été comparée à une période avec un nombre de cycles élevé. Cette stratégie, comme la stratégie « top-down » ou « descendante », fait l'hypothèse que la totalité ou une partie de l'augmentation des coûts est attribuable au cycle de démarrage et d'arrêt.

La présente étude (Bureau of Reclamation, 2014b) et l'étude exposée dans la section 3.1.2.2. (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) ont été présentées au sein du CEATI (Center for Energy Advancement through Technological Innovation) et un rapport a été réalisé sur ce sujet, qui inclut une revue de la littérature (Greisen and Norlin, 2016). Dans le rapport du CEATI, les témoignages de certains constructeurs sont relatés (annexe 3) : ils portent sur leur approche en matière de conception, la manière dont la durée de vie des composants est estimée et le rôle que peut jouer (ou pas) le nombre de démarrages et arrêts dans la conception. Les prix ne peuvent pas être généralisés car il y a une différence d'exploitation des turbines entre l'Amérique du Nord et Norvège (aux chutes où les turbines Pelton fonctionnent en Amérique du Nord, les turbines Francis sont utilisées en Norvège ; les Kaplan sont utilisées en Norvège là où les Francis sont utilisés en Amérique du Nord). De plus, les auteurs ont appliqué la méthode présente (Bureau of Reclamation, 2014b) sur les matériels étudiés dans la méthode (Bahleda, 2001) pour comparer les résultats. Les chiffres qui ont été trouvés lors de ces enquêtes sont présentés dans le Tableau 3-1:

<i>Enquêteur (l'année)</i>	<i>Coût de démarrage et d'arrêt</i>	<i>Type de turbine</i>
Norconsult (2006)	256€ - 554€	Pelton 100 MW
Bureau of Reclamation (2014)	274\$ - 411\$	Francis 50 MW, H=120 m
Bureau of Reclamation via EPRI (2014)	431\$ - 877\$	Francis 50 MW, H=120 m

Tableau 3-1. Coûts d'un cycle de démarrage et d'arrêt issus de la littérature

3.1.3. Synthèse des articles principaux retenus pour l'étude

Les études sur le sujet du cycle de démarrage et d'arrêt sont principalement basées sur des rapports technico-économiques parce que le besoin est d'avoir un modèle de coût de cycle de démarrage et d'arrêt pour faire la planification des stratégies opérationnelles à court ou long terme des centrales hydroélectriques. Aucune des méthodologies présentées pour estimer le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt n'explique en détails la dégradation des matériels. De

la même façon, la plupart des méthodologies mises en œuvre sur la dégradation sont fortement basées sur l'avis d'experts, mais n'expliquent que peu ou pas les coûts de démarrage et d'arrêt.

D'une façon générale, l'inconvénient commun à l'ensemble de ces méthodologies est qu'elles sont en partie difficilement auditable parce qu'elles ne s'appuient pas sur une modélisation explicite des détériorations et de consommation de durée de vie dues à un démarrage et arrêt, et qu'elles ne remontent pas aux causes mêmes de l'accroissement des coûts. Dans le diagramme ci-dessous, une représentation des méthodologies est proposée.

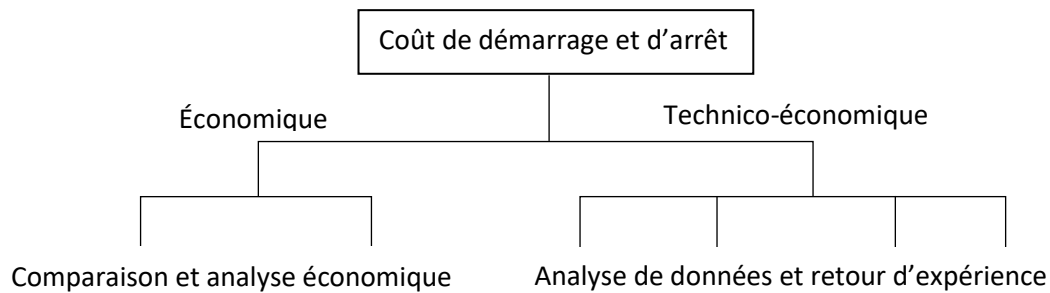


Figure 3-5. Schéma récapitulatif des études existantes (d'après (Savin et al., 2020))

Par rapport à l'approche économique (section 3.1.1.), l'approche technico-économique (section 3.1.2.) essaie d'identifier les phénomènes de dégradation des matériels. Dans ces dernières méthodologies, une estimation de la dégradation des matériels est tentée en utilisant le retour d'expérience (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) et/ou par l'avis d'experts (Nilsson and Sjelygren, 1997), (Bahleda, 2001) et la relation avec les coûts se fait en utilisant le prix de remplacement et maintenance (aspects matériel). De plus, les autres coûts liés aux cycles de démarrage et d'arrêt (aspects non matériel) sont identifiés et inclus (coût de la main-d'œuvre, la production réduite à cause de l'eau perdue, etc.). Ces coûts sont observés pendant la durée de vie des centrales hydrauliques et une estimation de la prochaine réhabilitation est faite. L'inconvénient de ces méthodes est que le coût pris en compte peut ne pas provenir uniquement du démarrage et de l'arrêt et peut être le fruit d'autres facteurs ou encore qu'ils ne sont pas testés au niveau d'un parc hydraulique (la méthodologie de (Bureau of Reclamation, 2014b) est utilisée sur une seule centrale). Les composants discutés dans les méthodologies ci-dessus seront examinés dans la section ci-dessous de point de vue d'EDF et son parc.

3.2. Matériels impactés par le cyclage et les phénomènes de dégradation associés

Après la revue des méthodologies estimant le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt, une recherche dans la littérature technique et scientifique a été menée pour identifier les phénomènes de dégradation de tous les composants et sous-composants d'une centrale hydraulique. Ceux-ci ont été discutés avec le personnel spécialisé d'EDF afin d'identifier les équipements impactés par le démarrage et l'arrêt et les phénomènes associés. Un tableau listant les experts ayant contribué à l'identification des équipements et des phénomènes de dégradation est présenté en début de manuscrit, pages 5-6.

3.2.1. Recueil d'avis d'expert

Le personnel spécialisé d'EDF (des experts, des référents vis-à-vis de matériels, des ingénieurs, des techniciens, des responsables de la maintenance et des exploitants) dans le domaine d'ingénierie ont été interviewés dans plusieurs domaines (mécanique – turbine, vanne de garde, électrique – alternateur, transformateur, disjoncteur, etc.) afin d'identifier les mécanismes de dégradation des équipements d'une centrale hydroélectrique.

Suite à ces interviews (pages 5-6), les phénomènes de dégradation des matériels qui sont impactés par le cyclage ont été identifiés. Le jugement des experts est basé sur leur expérience en ingénierie et sur le terrain en surveillant les matériels (en fonction des inspections visuelles ou des défauts). Également, pour certains composants, la maintenance prédictive repose sur des doctrines internes, basées sur l'expérience et la sensibilité des experts EDF. Pour certains matériels, les travaux de maintenance ou de remplacement sont exécutés par le constructeur ou par des prestataires (exemple : transformateur, disjoncteur) en raison de la diversité, de la complexité et en fonction de leur savoir-faire.

Parfois, le constructeur donne une estimation de la durée de vie (s'il peut faire des essais) en fonction de différents paramètres (par ex. disjoncteur – nombre de cycles / somme des coupures de courant, etc.) mais cela reste toujours une estimation basée sur son savoir-faire. Même si cette estimation est connue, l'exploitant (EDF) n'utilise pas l'équipement uniquement dans les modes de fonctionnement dans lesquels le constructeur a effectué l'estimation, ce qui a peut-être une influence sur la durée de vie d'un matériel.

Les discussions avec les exploitants ont indiqué le fait que chaque usine a sa propre doctrine et sa propre routine d'exploitation. Cela est dû au fait que chaque centrale hydroélectrique est unique en termes de conception et que les matériels sont fabriqués en prenant en compte les contraintes inhérentes à chaque site. Les discussions ont également suggéré que des mesures sur site (par exemple, des essais) devraient être effectuées ou d'autres méthodes permettant d'estimer la dégradation en fonction de différents paramètres doivent être réalisées afin de quantifier le degré réel de dégradation. Les matériels sont discutés dans les sections suivantes.

3.2.2. Décomposition par matériels

Les discussions avec les experts ont révélé qu'afin d'estimer un coût de démarrage, il est nécessaire d'abord de proposer des méthodes pour estimer la dégradation. Dans un rapport EDF (Mercier-Allart, 2017) est présenté le retour d'expérience sur les avaries et défauts rencontrés, possiblement liés au nombre de démarrages et d'arrêts. Nous avons décomposé le système, qui dans notre cas est l'usine hydroélectrique, en sous-composants (matériels) et les phénomènes de dégradation ont été identifiés pour chacun. Le but du tableau présenté dans l'annexe 2 est de caractériser les phénomènes de dégradation en fonction de chaque composant. Dans la suite, nous ne présentons que les matériels que nous considérons les plus touchés par le cyclage.

3.2.2.1. *Alternateur*

L'alternateur est le matériel le plus étudié. Le fait que les cycles de démarrage et d'arrêt aient un effet de dégradation sur l'alternateur a été débattu depuis les années 1980. Les constructeurs (voir les témoignages de 3 constructeurs dans l'annexe 3) ne disposaient d'aucune preuve indiquant que les cycles de démarrage et d'arrêt avaient un impact significatif sur la durée de vie des alternateurs mais différents chercheurs ont commencé à le montrer par différentes méthodes. Des recherches sur l'impact de l'augmentation du nombre de cycles de démarrage et d'arrêt ont été menées montrant que l'effet du cyclage thermique et les efforts mécaniques (force centrifuge) sont les causes principales de dégradation. Dans ces articles, principalement le bobinage du stator a été étudié avec une variété d'approches comprenant des essais de vieillissement accéléré (Stone et al., 1991), (Morin et al., 1995), (Istad et al., 2011) ou des modèles de vieillissement basés sur les données disponibles associées aux unités de production (Kokko, 2011), (Kokko and Ahtiainen, 2014). Ces modèles et études expérimentales fournissent des observations sur les facteurs potentiels de vieillissement des bobinages statoriques et donnent une indication du niveau de dégradation potentiel.

Des analyses de défaillances et des études statistiques pour estimer la durée de vie ont été réalisées, mais le dommage causé par le cyclage n'était pas inclus (Sumereder, 2008). Une autre étude sur les modes de défaillances est présentée dans un rapport interne EDF, qui décrit les mécanismes de dégradation des alternateurs avec des réseaux bayésiens (Zappellini, 2011).

3.2.2.2. *Turbine*

Les turbines ont également été étudiées sur le sujet des démarrages et d'arrêts, mais la plupart des études se concentrent uniquement sur la roue. La plupart des études ont été menées sur des roues Francis et Pelton (Ballester, 1992) et très peu sur les autres types de roues (Kaplan (Jacquemoud, 1994)). Dans plusieurs études, la fatigue et la cavitation des turbines a été évaluée (Frunzaverde et al., 2010), mais pas avec autant de profondeur que pour les bobinages du stator.

Caractéristique de mode de fonctionnement	Fissuration de la roue
Vitesse de rotation (<i>Rotation Speed</i>)	Forte corrélation
Débit (<i>Discharge</i>)	Forte corrélation
Cycle de démarrage et d'arrêt annuel (<i>Yearly Start/Stop</i>)	Forte corrélation
Cycles de régulation (<i>Regulation cycles</i>)	Pas de corrélation
Puissance (<i>Output</i>)	Pas de corrélation
Temps de fonctionnement (<i>Operating time</i>)	Faible corrélation
Ensemble des démarrages et arrêts (<i>Total Start/Stop</i>)	Faible corrélation
Vitesse spécifique (<i>Specific Speed</i>)	Forte corrélation
Chute (<i>Head</i>)	Forte corrélation

Tableau 3-2. *Corrélation entre des caractéristiques du mode de fonctionnement des roues Francis et l'apparition de fissures (Kokko and Ahtiainen, 2014)*

Comme pour l'alternateur, l'augmentation du nombre de cycles à un impact négatif sur la durée de vie des roues de turbine. Une étude mécanique (Kokko and Ahtiainen, 2014), estimant la durée de vie de roues Francis, montre une corrélation entre le nombre de cycles de démarrage et d'arrêt et un défaut majeur causé par la fatigue : la fissuration de la roue (Tableau

3-2 avec entre parenthèses la traduction en anglais). Presque les mêmes corrélations ont été identifiées sur des roues Kaplan.

Les principaux défauts sont liés à la fatigue (la fissuration de pales), la cavitation, l'érosion et les défauts des matériaux (Dorji and Ghomashchi, 2014), (Liu et al., 2015), (Luna-Ramírez et al., 2016). L'apparition des fissures dues à la fatigue est examinée avec deux types des méthodes. Les méthodes déterministes pour estimer la fatigue sont, en général, des essais sur les roues Francis (Ballester, 1992), Kaplan (Jacquemoud, 1994), (Marcouiller and Thibault, 2015) avec jauges de déformation en utilisant des modèles basés sur des lois mécaniques (Kokko and Ahtiainen, 2014) ou des modélisations hydrodynamiques de type CFD (*Computational Fluid Dynamics*) (Eichhorn, 2016) ou aux éléments finis (*Finite Element*) pour valider les mesures (Nicolle et al., 2012). Les méthodes stochastiques sont appliquées, en général, sur les mesures *in situ* pour extrapoler une seule série temporelle à un historique de service à long terme prévu (Gagnon et al., 2012) ou pour modéliser la cavitation en utilisant les données expérimentales d'érosion observées en laboratoire (Chatenet et al., 2019).

Aujourd'hui, il est possible de construire des roues Pelton fiables avec une durée de vie de 10^{11} cycles (de contrainte), soit plus de 50 ans de fonctionnement, si les amplitudes de contraintes alternées crête à crête dans les augets sont limitées à environ 45 MPa et si la roue est une pièce moulée de haute qualité ou construite avec une méthode combinée de forgeage/soudage. En revanche, les opérations de maintenance introduisent des contraintes locales élevées qui peuvent conduire à des fissures de fatigue si les défauts dépassent les tailles critiques (Brekke, 2001).

Concernant les autres sous-composants de la turbine, un article exposé par (Momčilović et al., 2012) présente une analyse par éléments finis sur la fissuration de la ligne d'arbre. Il y est souligné que les contraintes sont importantes au niveau de la bride d'arbre pour le cycle de démarrage et d'arrêt et les auteurs ont suggéré de limiter le nombre de cycles.

Les experts d'EDF suggèrent que les directrices et les servomoteurs sont soumis à une usure supplémentaire chaque fois que le groupe démarre ou s'arrête. La bêche de la turbine et l'aspirateur sont potentiellement touchés et peuvent présenter des fissures de fatigue dues au cycle de pression de l'eau (phénomène du coup de bélier) lors d'un arrêt brutal (cela peut survenir quand il y a un défaut et que le groupe doit s'arrêter immédiatement). Mais aucune publication ne montre que les sous-composants mentionnés ci-dessus sont impactés par le cycle de démarrage et d'arrêt.

3.2.2.3. *Disjoncteur*

Pour le disjoncteur, la maintenance et la durée de vie sont calculées en fonction du nombre de cycles ou de la somme de coupures de courants plutôt que du temps d'utilisation. Dans la littérature, les principales causes de défaillances (Zhang et al., 2009) et des méthodes d'estimation de la durée de vie restante sont passées en revue (Huang and Zhao, 2012) mais l'effet de la dégradation imputable à un cycle de démarrage et d'arrêt n'est pas répertorié. Dans la méthodologie où l'avis d'expert est utilisé pour valider les données techniques pour estimer le coût de démarrage et d'arrêt (Bureau of Reclamation, 2014b), le coût attribuable aux cycles de démarrage et d'arrêt est de 50% du coût total de remplacement.

3.2.2.4. *Vannes de pied*

La vanne de garde est également impactée par les cycles de démarrage et d'arrêt. Dans un rapport EDF (Savin, 2018), une corrélation entre le nombre de cycles, les défauts et la taille de la fissure qui apparaît sur les tourillons révèle l'impact des cycles de démarrage et d'arrêt sur les robinets sphériques. Dans la formule du coût issue de la méthodologie (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006), 75% du coût total est associé à l'alternateur et la vanne de garde.

3.2.2.5. *Transformateur*

Dans les méthodologies techno-économiques (section 3.1.2.) pour l'estimation du coût de démarrage (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006), (Bureau of Reclamation, 2014b) les auteurs considèrent que les transformateurs ne sont pas touchés de manière significative par les démarrages et arrêts. Le vieillissement dû au cyclage thermique est discuté mais peu de preuves existent.

Les experts d'EDF considèrent qu'un dommage est produit dans le cas d'un démarrage avec une mise sous tension brusque où le groupe est couplé directement au réseau et où le transformateur subit une forte variation de courant, qui provoque des chocs électriques et mécaniques (sauf les cas où il y a un convertisseur), par rapport au démarrage d'un groupe où le transformateur est toujours sous tension, avec un courant introduit progressivement.

3.2.2.6. *Les autres composants*

D'autres composants, qui n'ont pas fait l'objet d'études rigoureuses, peuvent également être affectés par des démarrages et arrêts plus fréquents, d'après les experts d'EDF. Pour les centrales soumises à un grand nombre de cycles de démarrage et d'arrêt, le soulèvement récurrent des groupes peut fatiguer le système mécanique d'un groupe de production (par exemple, le palier et le pivot). Les freins sont aussi impactés lorsque le groupe est arrêté. On note également un nettoyage de la poussière de frein plus fréquent au niveau du bobinage de l'alternateur suite à l'augmentation du nombre de cycles de démarrage et d'arrêt. Excitatrices, avant-directrices, distributeur, régulation vitesse, systèmes auxiliaires et de contrôle, les conduites forcées et autres composants ont été identifiés au cours de cette revue de la littérature comme potentiellement impactés.

3.3. Synthèse et démarche de la thèse

Les méthodologies existantes pour estimer le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt sont fortement axées sur l'analyse économique ou sur l'avis d'expert. Dans le cadre de cette thèse, nous proposons d'orienter notre étude vers des méthodes permettant de prendre en compte la physique des phénomènes de dégradation. Les méthodes proposées dépendront du phénomène principal de dégradation qui a été identifié. Pour chacun des matériels impactés par les cycles de démarrage et d'arrêt, nous chercherons à proposer des modèles permettant de rendre compte au mieux de la détérioration engendrée par les cycles. Selon les phénomènes de dégradation considérés, la connaissance des phénomènes physiques sous-jacents, de la

disponibilité de données, trois grands types de modélisation pourront être envisagés, qui seront détaillés dans les sections suivantes :

- 1) Modèles basés sur la connaissance de la physique des phénomènes mis en jeu ;
- 2) Modélisation phénoménologique probabiliste ou stochastique de la durée de vie, du vieillissement ou de la détérioration des matériels soumis à des cycles de démarrage et d'arrêt, basés sur des historiques de données ;
- 3) Modèle économique de « haut niveau », quand les approches à bases de connaissances physiques, ou basées sur les données, sont difficiles à mettre en œuvre.

Ces méthodes peuvent aider à l'estimation de la dégradation et de la réduction de la durée de vie des matériels, ce qui représente la première étape de notre étude. Ensuite, la deuxième étape est de créer le lien entre les coûts et le cyclage. Ce lien est fait à partir de prix d'achat et de maintenance (qui peut être exprimé en pourcentage du coût d'achat), qui est divisé par le nombre total de cycles (estimation sur toute la durée de vie). Au sein d'un groupe hydroélectrique, et pour un composant donné, selon les phénomènes de dégradation mis en jeu et les connaissances et les données disponibles, nous proposons d'avoir recours à une approche parmi les trois évoquées ci-dessus. Les chapitres suivants proposent chacun une mise en œuvre d'une de ces méthodes sur un exemple caractéristique de composant. Dans les sections suivantes, nous détaillons les méthodes proposées.

3.3.1. Modélisation basée sur la physique et utilisation de mesures effectuées lors d'essais en fatigue

Le chapitre 4 sera consacré à l'étude sur la roue où la méthode des endommagements comparés est utilisée pour comparer les dommages des phases transitoires (démarrage et d'arrêt) avec la phase de fonctionnement stabilisé en utilisant les mesures de déformation avec extensomètres. Cette méthode peut être utilisée pour d'autres composants mécaniques comme les conduites forcées et les manchettes de robinets sphériques.

Sur la plupart des composants mécaniques, la fatigue est le phénomène le plus dommageable et les essais de fatigue peuvent donner une idée sur l'endommagement admissible avant rupture. Les phases de démarrage et d'arrêt sont des phases transitoires de quelques secondes. Des mesures permettent de capturer l'évolution de la fatigue et peuvent être comparées à une phase stationnaire de fonctionnement.

Concernant la roue, le défaut majeur est la fissuration des augets ou aubes. Des modèles mécaniques avec la mécanique de la rupture (Pugno et al., 2006) peuvent être construits pour les cas dans lesquels il y a des fissures dans les pales. Ce type d'étude peut ne pas être concluant pour quantifier le dommage dû aux cycles de démarrage et d'arrêt parce que la date de l'apparition d'une fissure est inconnue lorsqu'elle est découverte. Les essais avec jauges de déformation peuvent être modélisés mécaniquement avec le comptage Rainflow (Rychlik, 1987) ainsi qu'une courbe de fatigue, dite « S-N » (Anderson, 2017) et le cumul de dommage peut être utilisé pour estimer le dommage des roues.

3.3.2. Modèles phénoménologiques basés sur des historiques de données

Dans le chapitre 5 nous présentons l'étude sur l'alternateur. Concernant les matériels électriques (alternateur et transformateur), qui subissent une dégradation complexe (thermique, électrique, ambiante et mécanique), une piste pour estimer la dégradation de ces matériels est l'étude statistique sur l'historique disponible. Le rebobinage est une opération de maintenance très importante et elle marque la durée de vie d'un alternateur. Ce type d'étude peut être appliqué sur les alternateurs pour créer des modèles phénoménologiques de détérioration ou de vieillissement comme décrit dans la littérature (Sumereder, 2008), (Kokko and Ahtiainen, 2014) pour mettre en évidence l'effet de cyclage.

Des modèles probabilistes estimant une durée de vie peuvent être construits à partir du phénomène principal de dégradation. Par exemple, une covariable environnementale très importante est la variation de température qui peut être utilisée pour estimer un facteur d'accélération de dégradation (El Hami et al., 2018) à partir de mesures en ligne de surveillance. Cette dernière permet de caractériser des évolutions de l'environnement et des conditions opératoires qui peuvent induire des dégradations et des défaillances anticipées. Ce modèle prédictif peut indiquer la diminution de la durée de vie en utilisant la température en fonction des fréquences de cyclage différentes.

Néanmoins, il convient de préciser que pour mettre en œuvre ces approches, il est nécessaire de mettre en correspondance des données historiques et des données de surveillance. Des bases de données de bonne qualité sont nécessaires, comme par exemple une base de dates contenant les années de mise en service des centrales et les années de rebobinages pour apprendre le modèle. Ainsi, il est nécessaire de disposer des données de surveillance pour passer à une phase de prédiction en opération.

3.3.3. Modélisation économique par avis d'experts

Dans le chapitre 6, les disjoncteurs et les vannes de pied sont analysés avec le retour d'expérience et l'avis d'expert. En effet, les méthodes physiques (par exemple les essais) ne couvrent pas tous les phénomènes de dégradation (les essais donnent une information sur un défaut et une idée de la dégradation totale) et l'avis d'expert s'avère complémentaire.

Pour les composants pour lesquels on ne peut pas estimer la dégradation, une modélisation économique ou une évaluation à partir d'avis d'expert peuvent s'avérer intéressantes (Hughes, 1996). C'est le cas des disjoncteurs, où les experts d'EDF considèrent que la durée de vie peut être estimée à partir du nombre de manœuvres mécaniques et/ou de la somme des coupures de courants. Une étude statistique peut être menée sur la durée de vie en fonction du nombre de cycles de démarrage et d'arrêt, à partir d'un historique de ces informations. Ensuite, pour les vannes de pied, à partir d'avis d'expert un pourcentage peut être estimé pour la dégradation causée par un cycle de démarrage et d'arrêt.

3.4. Conclusion

L'état de l'art montre qu'il y a cinq matériels principaux impactés par le démarrage et l'arrêt. Dans le Tableau 3-3 nous résumons les matériels principaux et leurs mécanismes de dégradation :

<i>Matériel</i>	<i>Sous-composant</i>	<i>Mécanisme (phénomènes) de dégradation</i>
Vanne de pied	Robinet sphérique et vannes papillons	Fatigue mécanique, usure de pièces d'étanchéités
Turbine	Roue	Fatigue mécanique
Alternateur	Isolation du stator	Cyclage thermique
Disjoncteur	Système mécanique	Fatigue mécanique et d'arc électrique
Transformateur	System d'isolation	Cyclage thermique pour les transformateurs avec une mise sous tensions brusque

Tableau 3-3. Les matériels impactés par le cycle de démarrage et d'arrêt

Le système a été décomposé et pour chaque matériel, une méthode d'estimation de la dégradation est proposée à partir de mécanismes ou phénomènes principaux de détérioration et en fonction des données disponibles comme le montre le Tableau 3-4. Dans cette méthodologie analytique, les hypothèses sont explicitées et validés par les experts d'EDF.

Il est important de noter que, plutôt que d'opposer ces différentes approches, notre méthodologie de recherche visera à combiner ces différentes approches (complémentaires) de modélisation pour disposer du (ou des) modèle(s) les plus représentatifs pour chaque type de composant. Ces modèles au niveau composant pourront ensuite être agrégés pour évaluer les coûts au niveau système. Ils ne sont pas hiérarchisés les uns par rapport aux autres. Au contraire, ils sont proposés en fonction des données disponibles.

<i>Méthode</i>	<i>Matériel</i>	<i>Chapitre</i>
Modèles physiques en utilisant les essais avec des jauges de déformation	Roue	4
Modèles phénoménologiques et études sur l'historique en utilisant l'historique de données de défaillances et données de surveillance	Alternateur et transformateur	5
Modèles économique et avis d'expert	Disjoncteur et vanne de pied	6

Tableau 3-4. Méthodes permettant d'estimer la dégradation des matériels

Dans les prochains chapitres nous détaillons les méthodes pour les matériels impactés par le cyclage. Il s'agit d'abord de lister de manière aussi exhaustive que possible les désordres et les pathologies affectant les matériels, ainsi que les sollicitations qu'ils subissent lors d'un cycle de démarrage et d'arrêt. On propose une mise en forme adaptée de chacune de ces données existant à EDF en précisant les grandeurs physiques à considérer. On présente ensuite l'état de l'art avec des méthodes existantes pour estimer la durée de vie permettent de décrire au mieux les sollicitations subies par chaque matériel. Enfin, en fonction de la méthode proposée, le lien entre la dégradation due au cycle de démarrage et d'arrêt et les coûts est proposé.

4. Endommagements causés par les cycles de démarrage et d'arrêt de roues de turbines en fatigue polycyclique

4. Endommagements causés par les cycles de démarrage et d'arrêt de roues de turbines en fatigue polycyclique.....	67
4.1. Endommagement sur les roues.....	68
4.1.1. Analyse de dommage (courbe de Wöhler).....	69
4.1.2. Dégradation des roues de turbines sous fatigue polycyclique.....	70
4.1.3. Comptage des cycles de sollicitations (Rainflow).....	72
4.1.4. Cumul en phase de fonctionnement (Loi de Miner-Palmgreen).....	74
4.1.5. Évaluation de la fatigue à l'aide de courbes réglementaires ou de courbes P-S-N.....	74
4.2. Estimation des rapports de dommages dus au démarrage et à l'arrêt des roues.....	76
4.2.1. Approche sur la roue.....	76
4.2.2. Courbes probabilistes P-S-N.....	78
4.2.2.1. Série d'essais de fatigue.....	78
4.2.2.2. Prise en compte de la contrainte moyenne et du facteur de concentration de la contrainte	80
4.2.2.3. Recherche de courbes S-N nominales et de conception.....	81
4.3. Application aux roues Francis et Pelton.....	82
4.3.1. Étude de cas Roue 1 Francis (28 MW).....	82
4.3.2. Autres roues.....	85
4.4. Conclusions et perspectives.....	86

Les cycles de démarrage et d'arrêt induisent la dégradation de divers équipements des centrales, tels que la turbine, la vanne de pied, l'alternateur, le disjoncteur, le transformateur, etc. La roue d'une turbine hydroélectrique est l'un des composants les plus coûteux à réparer potentiellement (Savin et al., 2020). Ces équipements ont été conçus pour démarrer le lundi et s'arrêter le vendredi, mais de nos jours, la fréquence des cycles de démarrage et d'arrêt a été considérablement augmentée. Il est donc crucial de mieux quantifier l'effet de ces séquences transitoires.

Il est connu que la fatigue et la cavitation sont les deux principaux mécanismes de dégradation des roues (Gagnon et al., 2018) parmi d'autres modes de défaillance (Liu et al., 2015). La fatigue est souvent considérée comme la plus difficile à gérer, notamment en cas de fissuration par fatigue ((Dorji and Ghomashchi, 2014), (Georgievskaja, 2019),(Luna-Ramírez et al., 2016)).

Notre objectif dans ce travail est de proposer une méthode pour quantifier le coût supplémentaire dû à l'augmentation des dommages en fatigue des démarrages et arrêts sur les roues de turbines.

La première partie de ce chapitre introduit la présentation des outils utilisés dans l'étude (courbe S-N, comptage rainflow et dommage cumulatif) et le fonctionnement d'une roue Francis et Pelton. Nous mettons alors en évidence les conséquences des démarrages et des arrêts sur la durée de vie des roues de turbine. Ensuite, nous proposons une méthode pratique d'estimation de l'endommagement par fatigue polycyclique, estimant les rapports de dommages dus aux démarrages et arrêts des roues. Cette méthode est appliquée en particulier aux roues Francis. Enfin, des conclusions soulignent les limites et les perspectives de l'approche.

4.1. Endommagement sur les roues

Cette section introduit les causes et les effets de la fatigue polycyclique des roues de turbines Francis et Pelton. Nous présentons d'abord les notions pour l'analyse de dommage et ensuite l'analyse sur les roues. On rappelle que la description et leur mode de fonctionnement a été décrit dans la section 2.3.1. du chapitre 2.

Deux approches sont utilisées pour l'évaluation de la fatigue (Rao et al., 2013). D'une part, certains modèles sont basés sur la croissance des fissures et les critères de défaillance (Hassanipour et al., 2016); le développement des fissures peut se produire sur les augets ou les aubes des roues de turbine ((Kokko and Ahtiainen, 2014),(Welte et al., 2008),(Doujak and Eichhorn, 2017)), (Trivedi, 2014), (Gagnon and Thibault, 2015)). D'autre part, certains modèles sont basés sur la relation entre l'amplitude de l'historique des contraintes alternées versus le nombre de cycles jusqu'à la rupture (courbes S-N) en combinaison avec la règle d'accumulation des dommages de Palmgren-Miner (Marcouiller and Thibault, 2015). Visant à quantifier le surcoût des démarrages et arrêts des turbines en service, même sans défaillance, ce dernier type de modèles est retenu.

L'approche proposée est basée sur l'analyse des mesures de déformation dans les zones critiques où les contraintes maximales sont concentrées dans la roue en acier inoxydable. L'analyse de ces mesures est basée sur la sélection de séquences en régime permanent et transitoire et sur l'utilisation du comptage des cycles rainflow (Matsuiski and Endo, 1969). À partir des histogrammes de nombre de cycles obtenus, l'endommagement est estimé à l'aide d'une courbe S-N (courbe de Wöhler). Un tel modèle reliant l'historique des contraintes et le nombre de cycles jusqu'à la rupture est un outil d'ingénierie utilisé depuis longtemps (Wöhler, 1870), mais divers travaux sont encore développés pour le concevoir correctement pour la prévision de la durée de vie en fatigue (Susmel, 2009). En particulier, pour tenir compte de la nature stochastique du processus d'endommagement par fatigue, les courbes S-N probabilistes, désignées par P-S-N, permettent de prendre en compte la grande dispersion des données d'essai de fatigue ((Castillo et al., 2009), (Gagnon et al., 2013)).

4.1.1. Analyse de dommage (courbe de Wöhler)

D'abord, nous rappelons les notions de fatigue polycyclique et oligocyclique. La fatigue est qualifiée *polycyclique* si le chargement produisant la rupture est appliqué durant un grand nombre de cycles et *oligocyclique* si le chargement produisant la rupture est appliqué durant un petit nombre de cycles.

Une courbe de Wöhler, aussi appelée courbe S-N (*Stress - Number of cycles*) permet de visualiser la tenue d'une éprouvette métallique à la fatigue. Elle définit une relation entre la contrainte appliquée σ_a (parfois notée S) et le nombre de cycles, noté N.

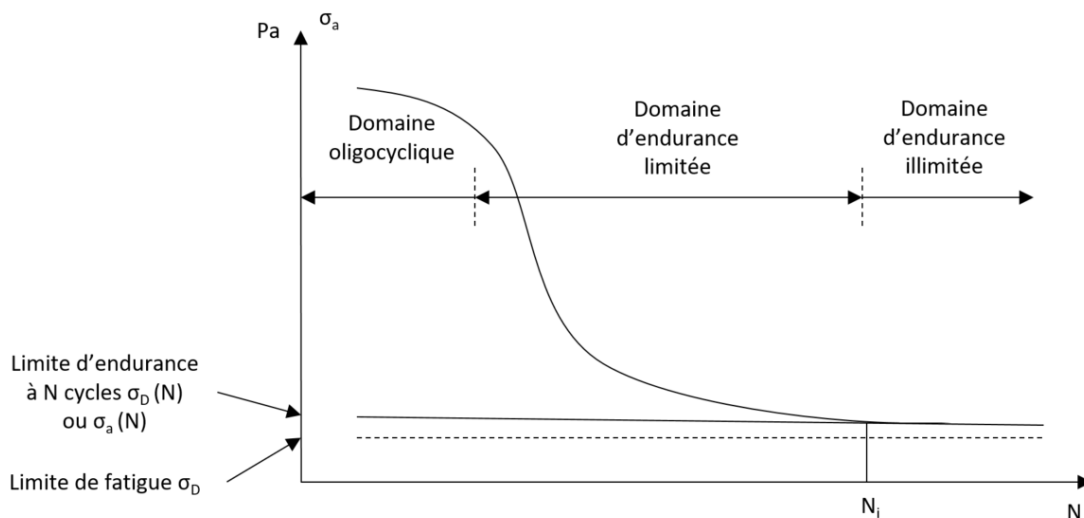


Figure 4-1. Courbe de Wöhler : Les différents domaines de fatigue (d'après (Jabbado, 2006))

La Figure 4-1 permet de distinguer trois domaines (Jabbado, 2016) :

- le domaine de la fatigue plastique oligocyclique ($N < 10^5$ cycles). Il correspond à des contraintes élevées (entre les limites élastique et ultime) pour lesquelles se produit une déformation plastique significative.

– le domaine d'endurance limitée ($10^5 < N < 10^7$ cycles), sans déformation plastique mesurable. Le nombre de cycles N croît quand l'amplitude de la contrainte périodique σ_a décroît. Plusieurs formules ont été proposées pour relier N à σ_a . On peut citer celle donnée par (Basquin, 1910):

$$N\sigma_a^\beta = C \quad \text{Eq. 8}$$

– le domaine d'endurance illimitée ou zone de sécurité ($10^7 < N$ cycles), qui correspond aux contraintes les plus petites, inférieures à une contrainte seuil, dite limite de fatigue. En deçà de cette valeur limite, notée σ_D , il n'y a jamais de rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué.

La limite de fatigue peut ne pas exister ou être mal connue. Dans ce cas, nous faisons l'hypothèse que tout dommage, même avec les plus petites contraintes, endommageront la roue. Ensuite, nous étudions la dégradation des roues de turbines sous fatigue.

4.1.2. Dégradation des roues de turbines sous fatigue polycyclique

En général, les roues sont des constructions coûteuses, coulées en utilisant des aciers inoxydables à 13-17% Cr martensitiques (Buxbaum and Ostermann, 1983), (Sonsino and Dieterich, 1990). En particulier, nous considérons l'acier 13CR-4Ni (ou DIN GX5CrNi 13-4), noté "acier 13-4" dans ce qui suit. Les roues subissent plusieurs phénomènes transitoires, comme le souligne (Huth, 2005) : des conditions de charge instables peuvent être induites par une synchronisation déphasée au démarrage, une modification du point de fonctionnement, des arrêts (d'urgence ou dus à des défauts) (Nicolet et al., 2003). En particulier, les cycles de démarrage et d'arrêt des roues de turbines Francis sont associés à des vibrations transversales, causées par des fluctuations de pression à haute fréquence (écoulement irrégulier du fluide (Huth, 2005)).

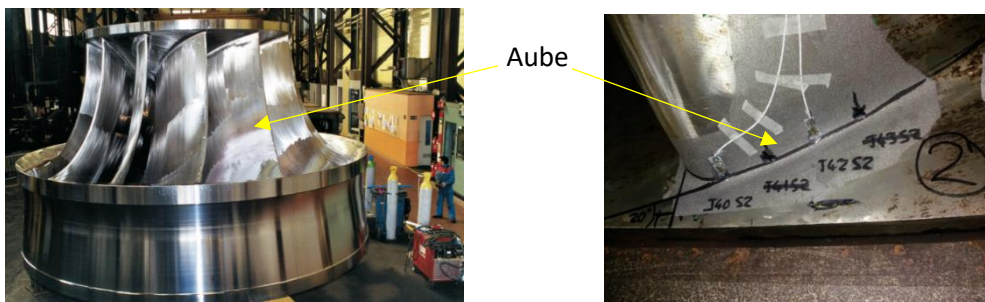


Figure 4-2. Turbine Francis : exemple d'une roue Francis (à gauche), soudure entre la couronne et l'aube (à droite) (General Electric and EDF, 2018)

La fatigue polycyclique (« *high cycle fatigue* » HCF) des roues se produit dans leur domaine élastique : la déformation de la roue associée à chaque cycle est telle que la contrainte maximale dans la roue, notée σ_{max} , reste inférieure à la limite d'élasticité de l'acier YS . Les contraintes les plus élevées apparaissent généralement au niveau des soudures entre les aubes et les plafonds/ceintures de la roue (Figure 4-2). Les Figure 4-3 (Francis) et Figure 4-4 (Pelton) fournissent des exemples d'historiques de déformation dans le cas de deux turbines différentes. La Figure 4-4 montre également des exemples de séquences non stationnaires et stationnaires, dans le cas d'une roue Pelton. Dans une telle figure, l'évolution des déformations peut être

observée pour différentes puissances (Figure 4-4a) et également pour des séquences de démarrage et d'arrêt, couplées à des séquences en régime permanent (Figure 4-4b) et utilisées uniquement pour aider une pompe à démarrer (démarrages « dos à dos », Figure 4-4c).

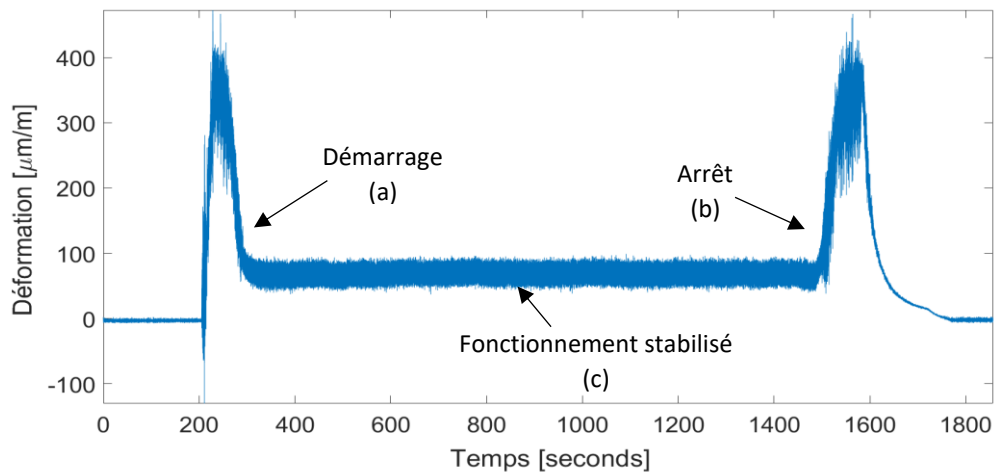


Figure 4-3. Évolution des mesures de déformation pour les 3 séquences de fonctionnement (roue Francis) (O. Savin et al., 2021)

Ces évolutions montrent des comportements non stationnaires très différents. La Figure 4-3 semble montrer que l'amplitude de déformation de l'état stationnaire (fonctionnement stabilisé) est moins importante par rapport à celle observée durant les quelques secondes de démarrage ou d'arrêt. *A contrario*, la Figure 4-4 montre des régimes stationnaires avec des amplitudes de déformation significatives en fonction de la puissance (Figure 4-4a).

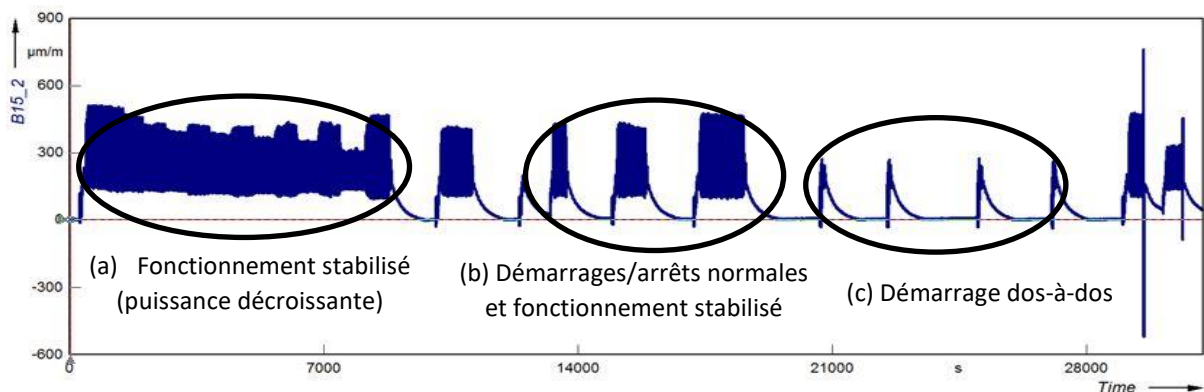


Figure 4-4. Évolution des mesures de déformation pour différentes séquences de fonctionnement (roue Pelton) (O. Savin et al., 2021)

Dans la pratique, les jauges d'extensométrie permettent d'accéder à des déformations (Figure 4-3 et Figure 4-4) ; on accède ensuite à des contraintes via la loi de Hooke :

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \text{Eq. 9}$$

où σ est la contrainte (MPa), E le module de Young (MPa) et ε la déformation ($\mu\text{m/m}$).

L'évolution des contraintes peut être déduite de ces mesures de déformation à partir de jauges posées à proximité de la zone de contrainte maximale σ_{max} dans la roue. Les jauges de

contrainte ont été positionnées là où les valeurs de contrainte (Von Mises) sont les plus élevées (calcul effectué avec un modèle d'éléments finis), c'est-à-dire le plus proche de la zone de contrainte maximale. Pour le Francis (Figure 4-3) les jauges ont été positionnées à la jonction entre l'aube et le plafond et à la jonction entre l'aube et la ceinture, la première a été analysé parce qu'elle a enregistré les valeurs les plus élevées (General Electric and EDF, 2018). Pour le Pelton (Figure 4-4) la jauge a été positionné en attache de l'auget à la jante de la roue (Andritz Hydro GmbH and EDF, 2019). En désignant par σ_{nom} la contrainte nominale déduite de la jauge étudiée, on définit généralement le facteur de concentration de contrainte K_t comme le rapport entre σ_{max} et σ_{nom} dans l'Eq. 10.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad \text{Eq. 10}$$

La Figure 4-6 présente un exemple de signal de contrainte avec une séquence de démarrage simplifiée mettant en évidence les cycles de fatigue polycyclique. En revanche, l'ensemble de l'opération de démarrage peut être considéré comme un cycle de fatigue oligocyclique (« *low cycle fatigue* » LCF), car il se produit moins de 10^5 à 10^6 fois au cours de la durée de vie de l'équipement. Dans cette figure, les amplitudes de contrainte des cycles polycycliques (HCF) et oligocyclique (LCF) sont respectivement désignées par $\sigma_{a,HCF}$ et $\sigma_{a,LCF}$. La contrainte moyenne est notée σ_m . Ensuite, nous utilisons l'analyse rainflow pour le comptage des cycles.

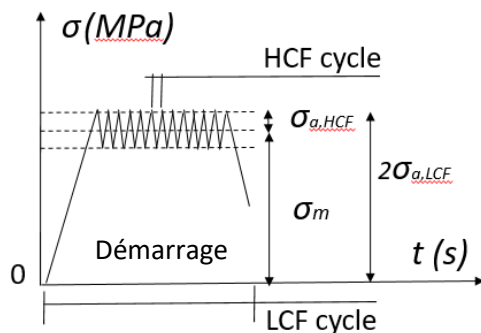


Figure 4-6. Historique des contraintes mettant en évidence une séquence de démarrage (échelle de la roue)

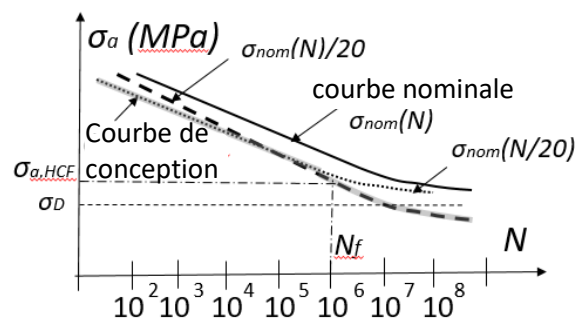


Figure 4-5. Courbe S-N : courbes nominales et de conception (échelle d'échantillons de laboratoire)

4.1.3. Comptage des cycles de sollicitations (Rainflow)

Le comptage rainflow est utilisé en analyse de fatigue des matériaux, dans le but de traduire le chargement en contraintes en fonction du temps en cycles de contraintes simples caractérisés par une contrainte minimum et une contrainte maximum ((Rychlik, 1987), (Amzallag et al., 1994)). La procédure de comptage de cycles par la méthode rainflow est illustrée dans la Figure 4-7 ci-dessous : il s'agit de compter les cycles charge-décharge à partir de l'enregistrement temporel des contraintes (ABCDEFGH). Au premier maximum local (σ_B en B), l'amplitude de contrainte σ_{a1} est estimée à partir du minimum local suivant (σ_C en C), telle que $\sigma_{a1} = (\sigma_B - \sigma_C)/2$; on associe aussi la moyenne locale $\sigma_I = (\sigma_B + \sigma_C)/2$. On reproduit ce comptage jusqu'à extraire des signaux périodiques répartis en classes d'amplitudes et de valeurs

moyennes. Le résultat de ce comptage peut être visualisé sous la forme d'un histogramme 2D dans le plan (contrainte moyenne, amplitude) mais aussi en 3D (Figure 4-9).

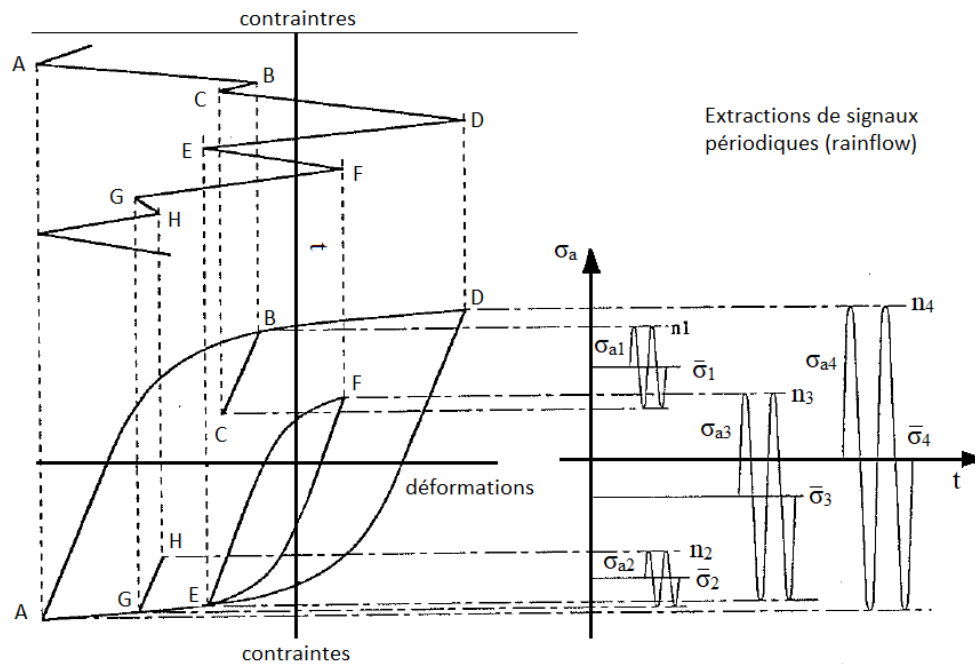


Figure 4-7. Méthode de comptage rainflow (d'après (Jacquemoud, 1994))

De manière plus réaliste, un historique de contrainte sur site conduit à une série complexe d'amplitudes de contrainte (voir les Figure 4-3 et Figure 4-4). Pour un tel historique de chargement complexe, les histogrammes des amplitudes de contrainte peuvent être extraits en utilisant une méthode de comptage des cycles telle que la méthode rainflow, par chaîne de Markov ou un modèle ARMA (Ling et al., 2011). La Figure 4-8 présente des distributions simplifiées de cycles obtenues pour les deux séquences d'endommagement d'une turbine Pelton (Ballester, 1992) : fonctionnement stabilisé à pleine puissance (Figure 4-8a, correspondant au réglage de la Figure 4-4b), et séquence de démarrage "dos à dos" (Figure 4-8b, correspondant au réglage de la Figure 4-4c).

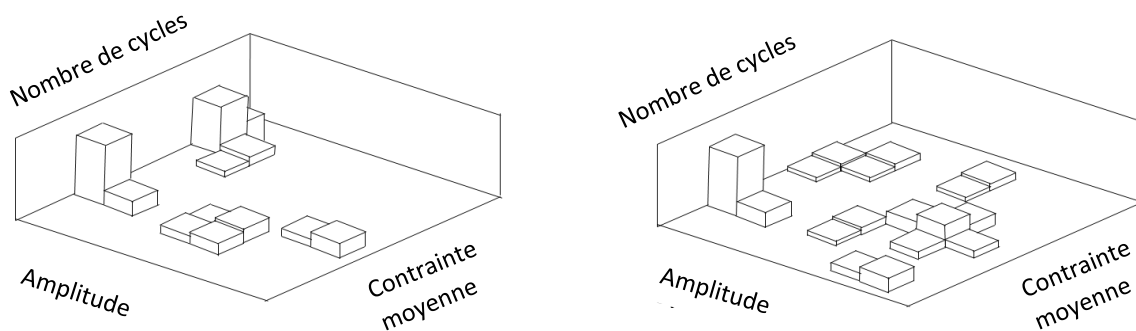


Figure 4-8. Distributions simplifiées des cycles extraites après une procédure de comptage des cycles : cas (a) à gauche - état stable à pleine puissance, et cas (b) à droite - séquence de démarrage.

Les dommages correspondant à ces distributions de cycles sont estimés en utilisant la règle d'accumulation des dommages de Palmgren-Miner, en additionnant les dommages élémentaires qui est présenté dans le sous-chapitre suivant.

4.1.4. Cumul en phase de fonctionnement (Loi de Miner-Palmgreen)

Pour chaque amplitude de contrainte détectée par l'analyse rainflow, un endommagement élémentaire, d_i , est calculé :

$$d_i = \frac{n_i}{N_{ri}} \quad \text{Eq. 11}$$

où n_i est le nombre de cycles pour la durée de l'enregistrement et N_{ri} le nombre de cycles à défaut. Cette valeur est obtenue à partir de la courbe S-N.

Cette relation est applicable uniquement si l'on se trouve à des niveaux de contraintes inférieures à la limite élastique de l'acier. Dans le cas d'une mesure de déformation par extensomètres, l'estimation de la déformation peut aussi dépendre d'un facteur de jauge.

Suivant la règle de Palmgreen-Miner, tous les dommages élémentaires sont ajoutés linéairement pour obtenir la valeur totale des dommages, notée D. L'initiation de la fissure se produit lorsque D=1 :

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_{ri}} \quad \text{Eq. 12}$$

Ensuite, nous étudions les courbes réglementaires ou les courbes P-S-N pour analyser l'évolution de la fatigue.

4.1.5. Évaluation de la fatigue à l'aide de courbes réglementaires ou de courbes P-S-N

L'évaluation de la fatigue d'une roue consiste généralement à utiliser une courbe S-N, qui est basée sur des essais de fatigue à déformation contrôlée d'échantillons à température ambiante, dans l'air ou dans un environnement corrosif (voir par exemple (Buxbaum and Ostermann, 1983) ou (Sonsino and Dieterich, 1990)). La Figure 4-5 montre une courbe S-N nominale et la limite d'endurance en fatigue (FEL) correspondante, sous laquelle l'amplitude de la contrainte σ_a ne conduira pas à une défaillance, quel que soit le nombre N de cycles ((Lei et al., 2021). Elle présente également une courbe de conception. Par exemple, la Figure 4-5 montre le nombre réglementaire de cycles jusqu'à la rupture N_f , lié à l'amplitude de la contrainte HCF $\sigma_{a,HCF}$.

Les codes de conception nucléaire actuels tels que le RCC-M (AFCEN, 2007) ou les codes ASME (Section III courbes de conception en fatigue, voir (Chopra and Shack, 2003)) définissent les courbes nominales comme les courbes médianes les mieux ajustées aux données d'essais expérimentaux en tenant compte des modifications (en particulier mais pas uniquement) :

- pour tenir compte des effets de la contrainte moyenne en utilisant la relation de Goodman modifiée :

$$\sigma_{nom} = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{UTS}\right) \quad \text{Eq. 13}$$

où UTS est la résistance ultime à la traction du matériau de la roue, σ_m la contrainte moyenne, σ_{nom} la contrainte nominale et σ_a l'amplitude de la contrainte appliquée (Pa).

- et ensuite diminuée d'un facteur γ_S de 2 sur la contrainte et γ_N de 20 sur les cycles pour obtenir les courbes de conception en fatigue.

$$\sigma_d(N) = \text{Min} \left[\sigma_{nom} \left(\frac{N}{2}\right); \sigma_{nom} \left(\frac{N}{20}\right) \right] \quad \text{Eq. 14}$$

Ces facteurs de passage (γ_S , γ_N) sont censés couvrir de manière conservative deux effets différents : la variabilité de la durée de vie en fatigue entre les essais de laboratoire et une structure dans son environnement réel d'une part, et entre les échantillons de laboratoire d'autre part (Sudret, 2013). Mais (Chopra and Shack, 2003) soulignent que ces facteurs ne sont pas des marges de sécurité mais plutôt des facteurs d'ajustement. Ils ne sont pas destinés à prendre en compte tous les effets de l'environnement sur la durée de vie en fatigue. Par exemple, les données de fatigue obtenues aux États-Unis et au Japon démontrent que les environnements des réacteurs à eau légère peuvent avoir des effets potentiellement importants sur la résistance à la fatigue des aciers. De telle sorte que la courbe de conception actuelle du code ASME peut devenir non conservative pour certains matériaux. De plus, les codes RCC-M ou ASME semblent plutôt être validés pour des durées de vie en fatigue sous $N=10^5$ et $N=10^6$ respectivement. Ces deux dernières limites des courbes réglementaires incitent à utiliser plutôt des courbes S-N probabilistes ((Rao et al., 2013), (Fouchereau et al., 2014), (Seddik et al., 2017)). En effet, les courbes P-S-N peuvent correspondre à une probabilité donnée d'obtenir une amplitude de contrainte plus faible. La Figure 4-9 représente à titre d'exemple une courbe P-S-N basée sur l'hypothèse commune d'une loi de probabilité gaussienne modélisant la contrainte nominale.

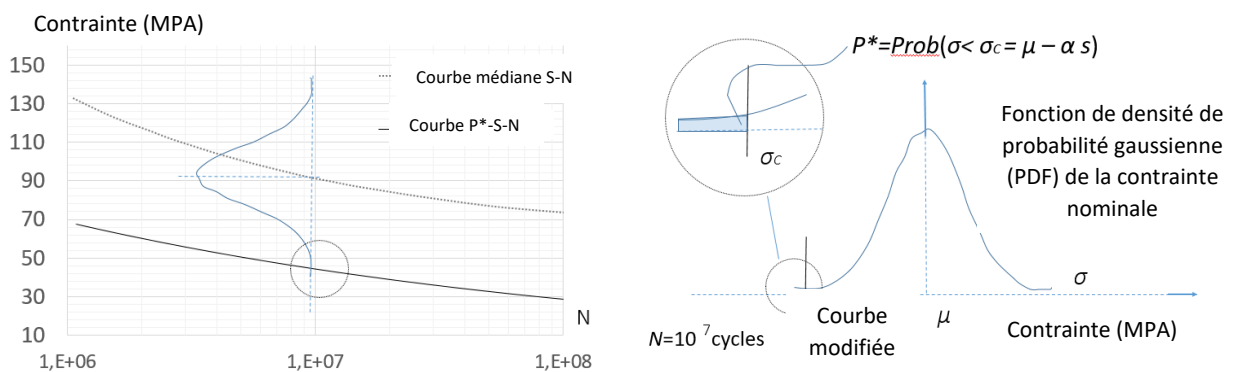


Figure 4-9. Exemple d'une courbe de conception définie comme une courbe S-N probabiliste

La position de la courbe de conception dépend donc de la connaissance d'un écart-type s et d'une probabilité cible P^* (cf. Figure 4-9 et Tableau 4-1).

Probabilité P^*	0,05	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}
α	1,645	2,33	3,1	3,72	4,26

Tableau 4-1. Valeurs de probabilité cibles P^* en fonction de α , telles que $P^* = \text{Prob}(\sigma < \sigma_c = \mu - \alpha s)$

Les facteurs de passage (γ_S , γ_N) deviennent enfin particulièrement pertinents si une courbe P-S-N correspondante peut être définie. Par exemple, l'utilisation d'une valeur caractéristique peut être envisagée, comme elle est définie dans les codes de conception tels que l'Eurocode (CEN, 2003). En particulier, une valeur caractéristique de 5%, associée à un coefficient de sécurité partiel γ , pourrait être définie comme suit :

$$\sigma_k = \sigma_m - 1,645 s \quad \text{et} \quad P(\sigma < \sigma_k) = 0,05 \quad \text{Eq. 15}$$

$$P\left(\sigma < \frac{\sigma_k}{\gamma}\right) = P^* \quad \text{Eq. 16}$$

Dans ce chapitre, le principe de l'estimation des dommages vise uniquement à comparer les séquences stables (fonctionnement stabilisé) et instables (démarrages et arrêts). L'idée est d'utiliser le comptage de cycles pour ces différentes séquences, puis d'extraire les dommages et enfin de les comparer. Les rapports de dommages pourraient alors aider à quantifier comment les séquences de démarrage et d'arrêt sont plus dommageables (ou non) par rapport à un fonctionnement stabilisé supposé.

4.2. Estimation des rapports de dommages dus au démarrage et à l'arrêt des roues

Cette section présente comment estimer le nombre équivalent d'heures de fonctionnement pour les événements de démarrage et d'arrêt. Le principe de cette estimation est repris à la Figure 4-10 qui résume les principales étapes de l'approche puis est expliqué. Ensuite, une courbe S-N probabiliste est déterminée, sur la base de données d'essais de fatigue.

4.2.1. Approche sur la roue

La méthode proposée consiste d'abord à instrumenter les roues avec des jauges de déformations (Figure 4-10a). La question de savoir si les extensomètres (jauges unidimensionnelles au lieu des jauges à rosettes) sont suffisants doit être discutée. Pour ce faire, un modèle par éléments finis (EF) peut être utilisé pour estimer le facteur de concentration des contraintes K_t (Bryla et al., 2013) et pour confirmer que les déformations uniaxiales sont représentatives de l'état de déformation réel (Morissette et al., 2016). Ces déformations sont estimées après traitement du signal des jauges, en tenant compte d'un facteur de jauge et après filtrage, en tenant compte du bruit du signal (Figure 4-10b). Enfin, les contraintes sont déduites en tenant compte de la loi de Hooke et du module d'Young de la roue E^{roue} et en vérifiant que la contrainte maximale est inférieure à la limite d'élasticité Y_S (Figure 4-10c). Des séquences de fonctionnement sont sélectionnées pour le démarrage et l'arrêt et les états stables, avec des durées Δ_{tst} , Δ_{tsp} , Δ_{tsy} (Figure 4-10d). Le comptage des cycles permet ensuite d'obtenir les amplitudes de contrainte en fonction du nombre de cycles de fonctionnement n_j , pour chaque séquence (Figure 4-10e). Une courbe de conception est définie à l'aide de courbes P-S-N basées sur des essais de laboratoire sur des échantillons (Figure 4-10f). En conséquence, la règle d'accumulation des dommages de Palmgren-Miner conduit aux dommages élémentaires d_{st} , d_{sp} , d_{sy} (Fig. 8g) et les rapports de dommages d_{st}/d_{sy} et d_{sp}/d_{sy} (Figure 4-10h) sont déduits. La Figure 4-10 résume les principales étapes de l'approche (O. Savin et al., 2021).

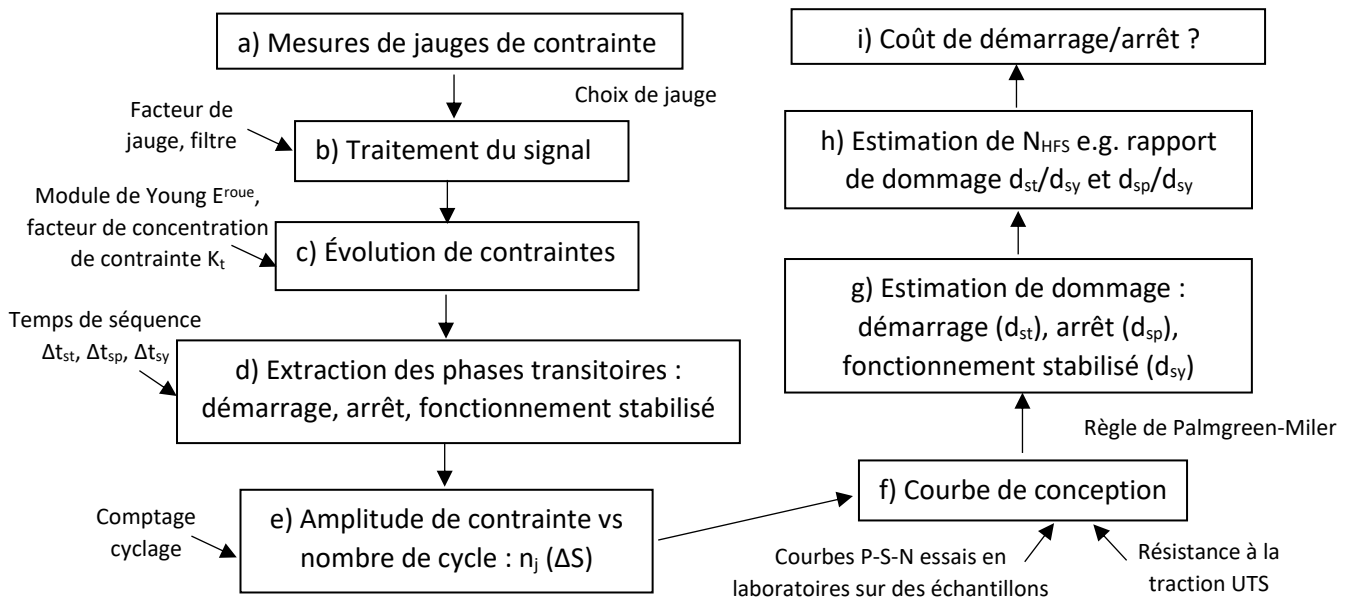


Figure 4-10. Diagramme de la méthode d'estimation du nombre d'heures de fonctionnement normal N_{HFS} (O. Savin et al., 2021)

De ces rapports de dommages sont déduits des nombres équivalents N_{HFE} d'heures de fonctionnement normal :

$$N_{HFS}^i = \frac{\Delta t_{sy} d_i}{\Delta t_i d_{sy}} \quad \text{Eq. 17}$$

où $(N_{HFS}^i, \Delta t_i, d_i)$ désigne respectivement $(N_{HFS}^{st}, \Delta t_{st}, d_{st})$ et $(N_{HFS}^{sp}, \Delta t_{sp}, d_{sp})$ pour les séquences transitoires de démarrage et d'arrêt.

Les dommages élémentaires d_{st} , d_{sp} , d_{sy} , notés d_j dans la suite, sont les rapports entre le nombre de cycles de chargement n_j et $N_{f,j}$. Le nombre de cycles n_j est donné par une méthode de comptage des cycles (Figure 4-10e). Par exemple, la Figure 4-11 montre les distributions de l'endommagement élémentaire d , déduites des histogrammes (Figure 4-8) et utilisant les nombres de cycles jusqu'à la rupture $N_{f,j}$ estimés à partir d'une courbe P-S-N avec $P=1/100$ (Ballester, 1992).

Dans le cas d'un fonctionnement stabilisé à pleine puissance (Figure 4-11a), les cycles les plus dommageables sont ceux correspondant aux contraintes après impact de l'eau : sur les aubes dans le cas des roues Francis, sur les augets dans le cas des roues Pelton. À titre d'exemple, dans le cas d'un démarrage dos à dos d'une pompe (Figure 4-11b.), (Ballester, 1992) a estimé que l'accumulation des dommages de la roue Pelton (cas b) conduit à $N_{HFE} = 3$ fois le dommage total trouvé dans le cas a).

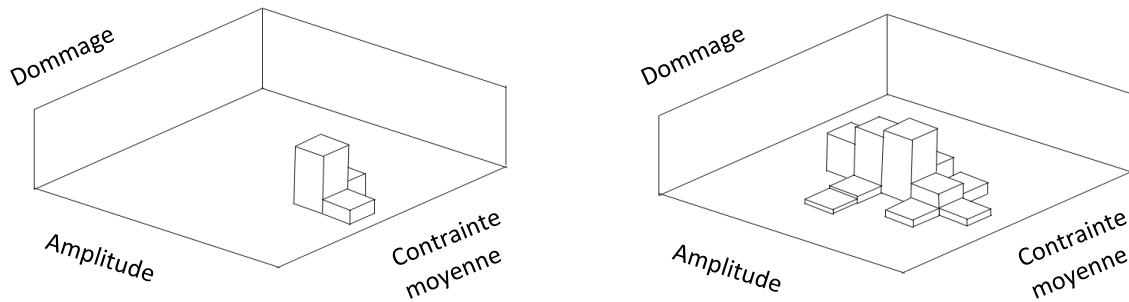


Figure 4-11. Distributions simplifiées des dommages : cas (a – à gauche) régime permanent à pleine puissance, comparé au cas (b – à droite) de la séquence de démarrage, avec plus de cycles et de plages de cycles, entraînant plus de dommages.

La section suivante présente comment définir le nombre de cycles à la défaillance $N_{f,j}$, en utilisant une courbe de conception, basée à la fois sur des courbes S-N probabilistes et réglementaires.

4.2.2. Courbes probabilistes P-S-N

Cette section est divisée en trois parties : i) la présentation des séries d'essais de fatigue, ii) la relation de Goodman modifiée, prenant en compte l'effet de la contrainte moyenne, iii) l'estimation des courbes P-S-N en accord avec les règles de conception.

4.2.2.1. Série d'essais de fatigue

Des séries d'essais ont été réalisées sur des dizaines d'échantillons, sous chargement axial et également sous flexion composée alternée, sur 2 types d'échantillons et plusieurs nuances d'acier (Buxbaum and Ostermann, 1983). Ces essais ont été réalisés dans des conditions analogues aux roues industrielles et la taille des échantillons est cohérente avec les dimensions des roues. Ils sont extraits de blocs coulés de grande taille. Seul l'acier 13.4 avec une limite d'élasticité $Y_S = 628$ MPa et une résistance ultime $UTS = 804$ MPa est utilisé ici. La Figure 4-12 montre les deux types d'échantillons, qui correspondent à :

- des essais cycliques axiaux : la contrainte est supposée homogène en section transversale, ce qui conduit à un facteur de concentration des contraintes K_t de 1 ;
- des essais cycliques combinés, axiaux et latéraux, composés d'échantillons prismatiques entaillés, avec un K_t théoriquement égal à 1,36 au bord supérieur de l'éprouvette, et 1 au centre.

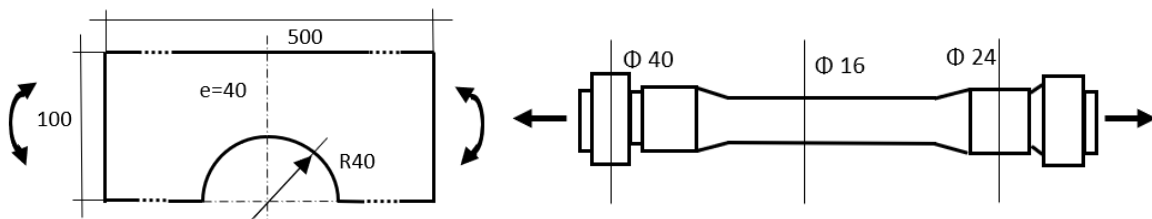


Figure 4-12. Échantillon sous flexion (à gauche) et sous tension (à droite) (Buxbaum and Ostermann, 1983), cf. Tableau 4-2.

Le Tableau 4-2 regroupe les configurations en fonction des conditions d'essai dans l'air ou en milieu corrosif et des niveaux de contrainte moyenne nulle ($R=-1$), égale à 204 MPa, ou $\sigma_{nom}/2$ ($R=0$). Pour chaque essai de flexion composée alternée, les contraintes sont déduites des mesures au bord ou au centre des échantillons (séries 4b et 4c). Un facteur théorique de concentration des contraintes K_t est donné. Dans la suite, nous étudions plus particulièrement les séries d'essais 3 et 4, car elles ont été réalisées dans un environnement corrosif similaire à celui de roues industrielles (Buxbaum and Ostermann, 1983).

Séries d'essais	Environnement corrosif	Type de chargement mécanique	(Rapports de) Contraintes min. moy. max.	Facteur théorique de concentration des contraintes
0	air	Tension alternée	$R = -1, \sigma_m = \sigma_{nom}/2$	1
1	air	Tension alternée	$R = 0, \sigma_{min}=0$ MPa	1
3b (3c)	corrosif	Flexion alternée	$R = 0, \sigma_{min}=0$ MPa	1,36 (1)
4b (4c)	corrosif	Flexion alternée	$\sigma_m=204$ MPa	1,36 (1)

Tableau 4-2. Synthèse des séries d'essais (Buxbaum and Ostermann, 1983)

Le Tableau 4-3 présente quelques statistiques sur les séries d'essais sélectionnées. La dispersion des mesures est estimée par le coefficient de variation de l'amplitude de la contrainte pour $N=10^7$ cycles. La Figure 4-13 montre également la dispersion des mesures. Ce coefficient de variation fluctue d'environ 10 à 20% selon la série, avec une tendance à l'augmentation pour une contrainte moyenne plus élevée.

Série d'essais	Nombre d'essais	Domaine Δ de variation de N	Contrainte σ_a $N=10^7$ (MPa)	Contrainte moyenne (MPa) (Écart-type)	Coefficient de variation
0	15	$4,10^5 - 2,3 \cdot 10^7$	182	32 (24)	0,21
1	18	$2,10^6 - 10^8$	110	13 (9)	0,14
3b	15	$1,610^6 - 10^8$	92	9 (8)	0,14
3c	8	$2,510^6 - 10^8$	74	5 (5)	0,11
4b	9	$6,10^5 - 10^8$	65	6 (4)	0,09
4c	14	$2,10^6 - 10^8$	52	6 (5)	0,16

Tableau 4-3. Amplitudes des contraintes dans les cas des séries 0, 1, 3, 4 (Buxbaum and Ostermann, 1983)

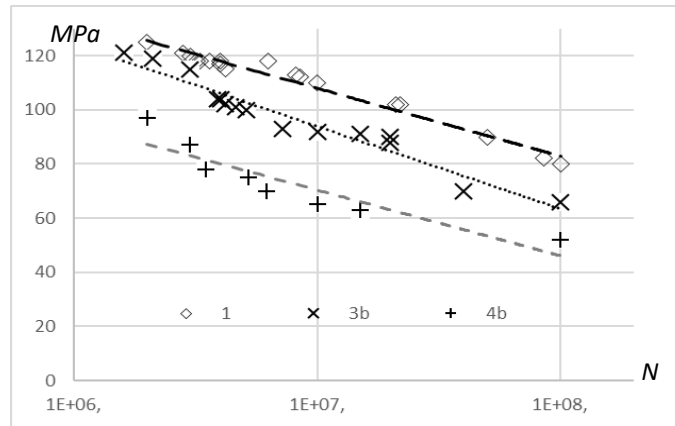


Figure 4-13. Exemples de séries de mesures (1, 3b et 4b) (Buxbaum and Ostermann, 1983) (cf. Tableau 4-3)

4.2.2.2. Prise en compte de la contrainte moyenne et du facteur de concentration de la contrainte

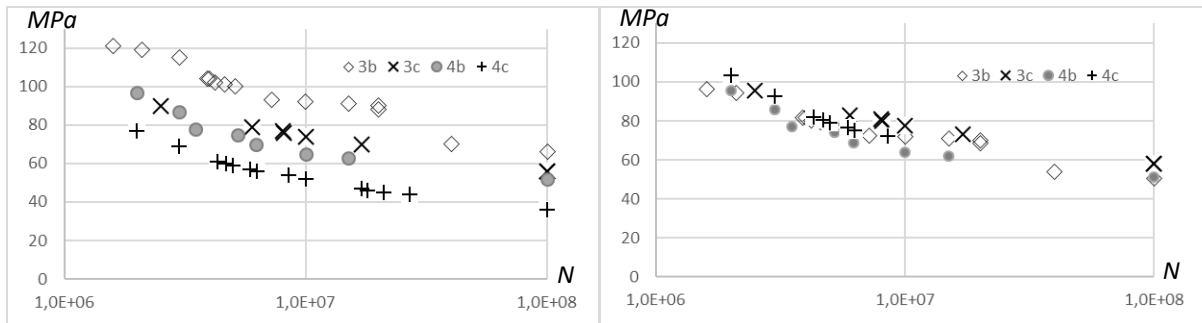
Le Tableau 4-4 présente ces modifications pour $N = 10^7$ et 10^8 cycles de charge, dans le cas des séries 3 et 4, avec des mesures au bord et au centre des échantillons. Deux types de modification peuvent alors être estimés :

- la prise en compte de la relation contrainte moyenne : Goodman modifiée, de 4 à 25% ;
- le facteur de concentration des contraintes K_t , estimé ici entre 1,23 et 1,4 (1,36 théoriquement).

Bord de l'échantillon				Centre de l'échantillon (près de l'entaille)				Essais K_t
<i>Série 3b (bord) et 3c (centre) : cas² $R=0$, i.e. $\sigma_{min}=0MPa$ et $\sigma_m = \sigma_a/2$</i>								
	σ_a	Correct.(%)	σ_{nom}		σ_a	Correct.(%)	σ_{nom}	
$N = 10^7$	72	4,5	75	$N = 10^7$	59	3,7	61,2	1,23
$N = 10^8$	90	5,6	95	$N = 10^8$	74	4,6	77,6	1,23
<i>Série 4b (bord) et 4c (centre) : cas $\sigma_m=204 MPa$</i>								
	σ_a	Correct.(%)	σ_{nom}		σ_a	Correct.(%)	σ_{nom}	
$N = 10^7$	52	25,4	70	$N = 10^7$	37	25,4	49,6	1,41
$N = 10^8$	70	25,4	94	$N = 10^8$	54	25,4	72,4	1,30

Tableau 4-4. Amplitudes de contrainte modifiées (MPa) en fonction de la contrainte moyenne, pour les séries d'essais 3, 4 de (Buxbaum and Ostermann, 1983) en acier 13.4, résistance limite ultime de 804 MPa, à partir de mesures au bord et au centre des échantillons

Même si le facteur de concentration des contraintes de 1,36 n'est pas exactement trouvé, en partie à cause des incertitudes dans l'estimation des contraintes et en partie parce qu'il semble peu probable que la contrainte maximale ait été mesurée avec précision au centre des échantillons, pour des raisons de sécurité, $K_t = 1,36$ sera considéré dans la suite.



a) avant les modifications de Goodman

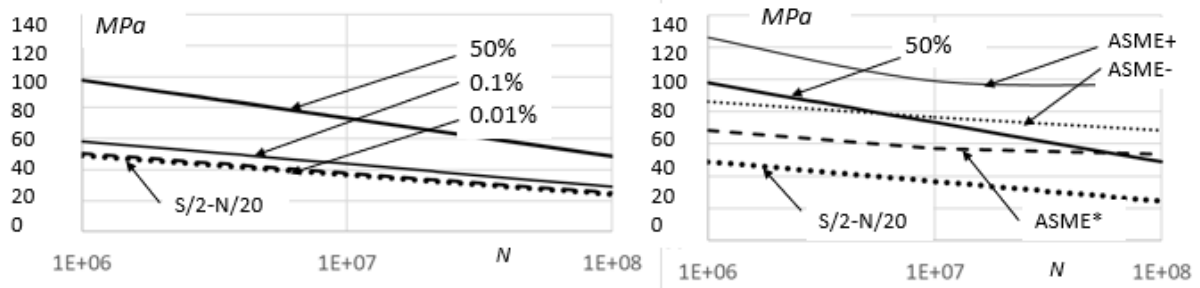
b) après les modifications de Goodman

Figure 4-14. Courbes S-N moyennes (Acier 13.4), séries 3b, 3c, 4b, 4c

4.2.2.3. Recherche de courbes S-N nominales et de conception

Afin d'effectuer une analyse en fatigue, il est nécessaire de définir une courbe nominale, qui peut en principe être déduite de chacune des 4 courbes susmentionnées. Les Figure 4-14a et Figure 4-14b montrent les courbes moyennes de Wöhler des séries 3 et 4, dérivées des mesures au bord et au centre des échantillons, avant et après les modifications de Goodman. Si nous n'utilisons pas les courbes moyennes, mais toutes les amplitudes de contrainte, nous obtenons une dispersion moyenne de 13%, qui est le coefficient de variation moyen que l'on peut déduire du Tableau 4-3. La définition d'une courbe nominale pourrait alors consister en une régression d'une courbe parmi d'autres ou des points moyens de la Figure 4-14b. Dans l'équation 18 est fourni la régression pour toutes les séries 3 et 4.

$$\sigma_m = -10,66 \ln(N) + 245,19 \quad \text{Eq. 18}$$



a) Courbe de régression moyenne σ_a , courbes S-N P=10-2 et 10-4 et courbe S-N corrigée selon (AFCEN, 2007), (Chopra and Shack, 2003)

b) Courbes nominales pour les aciers fortement et faiblement alliés. (ASME, 2013)

Figure 4-15. Courbes S-N de conception corrigées déduites de la série expérimentale moyenne (a), du code ASME (b)

Cette courbe P-S-N avec P= 50% (section 4.1.5) est tracée sur la Figure 4-15, avec différentes courbes de conception corrigées. En effet, on considère au moins trois options :

(a) une courbe P-S-N ; la Figure 4-15a propose des courbes P-S-N à P=0,1% et P=0,01%, déduites de la courbe P-S-N à P=50% (Eq. 17), et suivant le Tableau 4-1 et les Eq. 15-16;

(b) une courbe réglementaire déduite de la courbe P-S-N à 50% (Eq. 17), en appliquant la règle de conception (Eq. 14) ; la Figure 4-15a montre que cette courbe est très proche de la courbe S-N à 0,01% ;

(c) courbes réglementaires déduites du code de conception (ASME, 2013)

Les courbes de la dernière option c) notées ASME+ et ASME- correspondent respectivement aux aciers au carbone et faiblement alliés (module d'Young E de 206,8 GPa) et aux aciers inoxydables austénitiques ($E = 195,1$ GPa) (ASME, 2013). Contrairement aux courbes P-S-N déduites de la série expérimentale présentée, les courbes S-N de l'ASME ne tiennent compte d'aucun environnement corrosif, ce qui justifie de considérer arbitrairement une courbe S-N corrigée divisant les valeurs de contrainte nominale par un facteur de sécurité, que nous proposons arbitrairement égal à 1,5 (voir (Brand et al., 1999)), suivant l'avis d'experts EDF. La figure 4-13b montre donc la courbe S-N révisée, notée ASME*, tenant compte de ce coefficient et également d'un module d'Young de 200 GPa. Il est intéressant de noter que si cette courbe révisée est conservatrice si $N < 10^7$, elle devient beaucoup moins conservatrice pour un plus grand nombre de cycles, ce qui corrobore l'analyse de (Chopra and Shack, 2003) dans le cas d'une évaluation de la fatigue usuelle.

4.3. Application aux roues Francis et Pelton

La méthode présentée dans la section 4.1 est appliquée ici à des roues Francis et Pelton. Les roues considérées sont listées dans le Tableau 4-5. Elles sont toutes fabriquées en acier 13.4, avec un module d'Young de 200 GPa. Le filtrage des signaux et le comptage des cycles rainflow sont appliqués sur les quatre cas, avant d'estimer les rapports de dommages, c'est-à-dire le nombre équivalent d'heures de fonctionnement stabilisé.

	Type de turbine	Puissance d'essais
Roue 1	Francis (turbine)	28 MW
Roue 2	Francis (turbine)	2 MW
Roue 3	Pelton (turbine)	> 80 MW
Roue 4	Pelton (Ballester, 1992)	> 80 MW

Tableau 4-5. Liste des roues (parc de centrales hydroélectriques d'EDF)

4.3.1. Étude de cas Roue 1 Francis (28 MW)

Cette roue a été étudiée en estimant une contrainte maximale de σ (zone entaillée) de 60 MPa, pour une déformation maximale estimée à 300 $\mu\text{m/m}$. Toutefois, la déformation maximale trouvée (jauge J1S8) est de 132,5 $\mu\text{m/m}$, ce qui nous amène à considérer un facteur de concentration des contraintes K_t de 2,27 avec une précision d'environ 3% (K_t estimé entre 2,16 et 2,34)(General Electric and EDF, 2018). Pour la puissance de 28 MW qui nous intéresse, $K_t = 2,16$, est le coefficient que nous proposons de considérer dans la suite.

4.3.1.1. Filtrage des signaux et comptage des cycles

Les signaux ont été acquis à une fréquence de 2400 Hz avec un filtre anti-repliement. Une analyse spectrale est effectuée pour quantifier l'impact de tous les phénomènes de dégradation se produisant au niveau de la roue, et déterminer le filtre à appliquer pour séparer

les effets réels du bruit du signal. La transformée de Fourier rapide a été appliquée pendant le signal de fonctionnement stabilisé de 5 minutes (Figure 4-17).

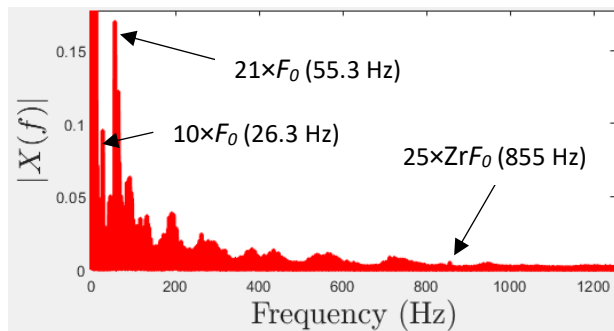


Figure 4-17. Analyse spectrale du signal à l'aide d'une transformée de Fourier rapide (FFT) : évolution du module FT en fonction de la fréquence

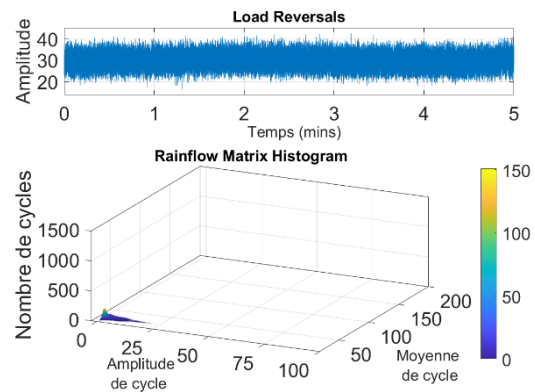


Figure 4-16. Représentation de la matrice de comptage rainflow pour une séquence de fonctionnement stabilisé

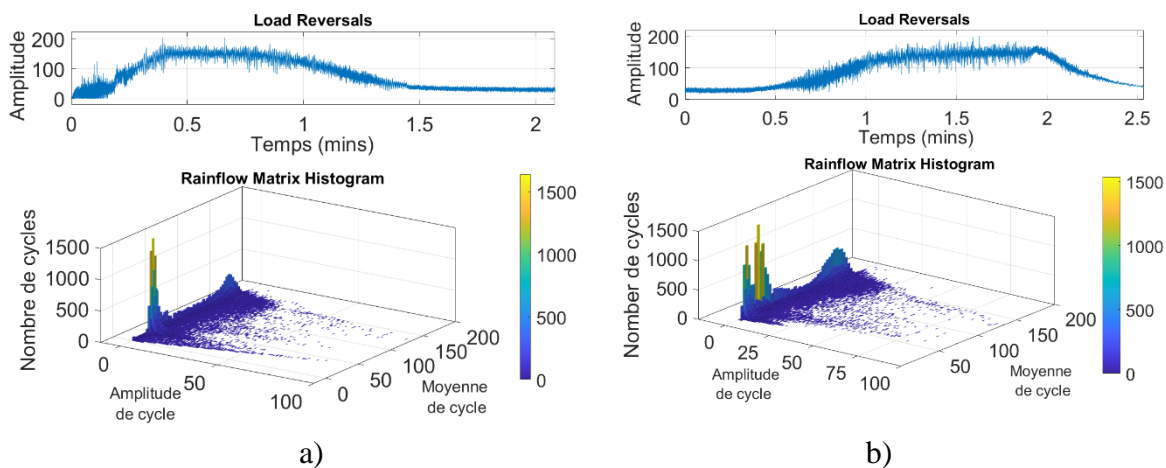


Figure 4-18. Représentation de la matrice de comptage rainflow en utilisant les données dans le cas de séquences de démarrage (a) et d'arrêt (b) de 28 MW (Roue 1)

L'analyse montre des harmoniques à $2 \times F_0$, $3 \times F_0$ jusqu'à $21 \times F_0$, avec une fréquence de la roue $F_0 = 2,63$ Hz (qui est pour $n_0 = 158$ tr/min : $F_0 = n_0 / 60 = 2,6333$ Hz). Des énergies qui correspondent aux harmoniques des fréquences des aubes, directrice et pré-directrice hautes fréquences ont été trouvées à des fréquences élevées (nombre d'aubes $Z_r = 13$ ($Z_r F_0 = 34,2$ Hz), nombres des directrices $Z_s = 24$ ($Z_s F_0 = 63,2$ Hz)) Les harmoniques capturés dans le spectre pourraient peut-être correspondre à des instabilités hydrauliques telles que l'interaction rotor/stator (RSI - 55,3 Hz) ou le vortex inter-aubes (VIA - 26,3 Hz). Par exemple, à $25 \times Z_r F_0$ on observe l'harmonique de l'interaction entre le champ de pression stationnaire (côté distributeur) et un champ de pression en rotation – (côté roue)). Un filtre de 1 kHz est finalement appliqué dans la suite, sachant que la norme (ISO 20816-5, 2018) recommande également de ne pas filtrer en dessous de 1 kHz.

L'algorithme rainflow (ASTM E1049-85, 2011) est utilisé pour traduire les contraintes dépendant du temps en amplitudes de cycles de contrainte. À titre d'illustration, la Figure 4-16

affiche le régime permanent pendant $\Delta t_{sy} = 5$ minutes, pour une puissance stabilisée à 28 MW, et une représentation de la matrice de comptage rainflow, avec des histogrammes dépendant de l'amplitude, de la contrainte moyenne et du nombre de cycles.

Les Figure 4-18 représentent la matrice de comptage rainflow en utilisant les données dans le même cas d'une séquence de démarrage (a) et d'arrêt (b) de 28 MW. Leurs durées sont respectivement égales à $\Delta t_{st} = 2$ min et $\Delta t_{sp} = 2,5$ min. Sur l'histogramme, un nombre important de cycles avec une amplitude et une moyenne élevée sont observés pour les deux phases (démarrage et arrêt) par rapport à la séquence en régime permanent, où les cycles moyens sont clairement inférieurs à 50 MPa.

4.3.1.2. Estimation des dommages et des heures de fonctionnement normales

Les cycles moyens en régime permanent étant nettement inférieurs à 50MPa, il ne semble pas pertinent de tenir compte d'une limite d'endurance. Cela peut être vérifié en affichant la Figure 4-19 avec les estimations des dommages pour les séquences de stabilité, de démarrage et d'arrêt, avec et sans limite d'endurance en fatigue (FEL) de 30 MPa. Cette comparaison (Figure 4-19) est proposée en tenant compte arbitrairement de $FEL = 30$ MPa, en utilisant respectivement les courbes S-N ASME* (a) et P-S-N avec $P=10^{-4}$ (b). Cette figure met en évidence que le régime permanent correspond à une amplitude de contrainte largement inférieure à la FEL. En conséquence, les heures de fonctionnement normal estimées dans le Tableau 4-6 augmentent drastiquement en tenant compte de la limite d'endurance.

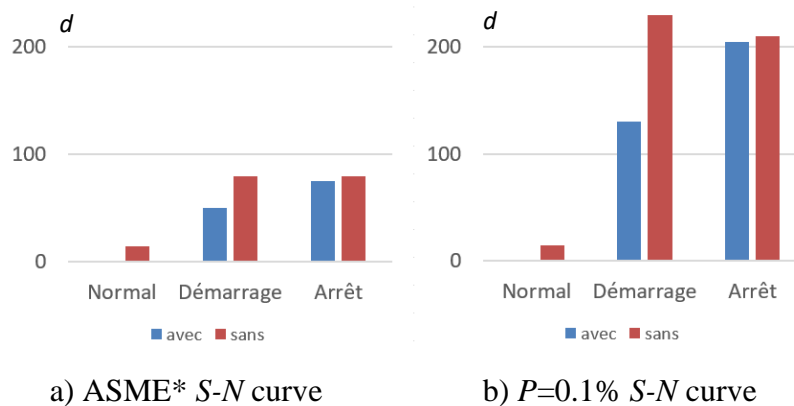


Figure 4-19. Représentation des estimations de dommages pour les séquences de stabilité, de démarrage et d'arrêt, avec et sans limite d'endurance de 30 MPa, en tenant compte des courbes S-N ASME* (a) et $P=10^{-4}$ (b) respectivement (roue 1).

Le Tableau 4-6 rassemble les estimations des heures de fonctionnement équivalent (N_{HFE}) obtenues pour la roue 1, dans les cas de démarrage et d'arrêt. Trois courbes de conception présentées dans la section 4.2 (Figure 4-15) ont été utilisées pour estimer les ratios de dommages, considérés comme des estimations de N_{HFE} pour ces événements (Figure 4-18). Le Tableau 4-6 met en évidence qu'il semble conservatif de tenir compte de la FEL. Mais la plupart des amplitudes de contrainte de la séquence en régime permanent étant inférieures à la FEL, il ne nous paraît pas pertinent de la prendre en compte.

Séquence	ASME*	ASME*	P = 0,1%	P = 0,1 %	P = 0,01%
<i>(avec/sans FEL)</i>	<i>sans</i>	<i>avec</i>	<i>sans</i>	<i>avec</i>	<i>sans</i>
Démarrage	6	51	13	141	658
Arrêt	6	78	12	205	423

Tableau 4-6. Nombre d'heures de fonctionnement stabilisé (N_{HFS}), mise en service de la Francis de 28 MW (roue 1)

Le Tableau 4-6 montre également que les estimations du surcoût des démarrages et des arrêts dépendent fortement du choix de la courbe P-S-N : N_{HFS} augmente lorsque P diminue. En d'autres termes, si la courbe est sous-estimée, cela signifie que le matériau sera endommagé plus tôt et si elle est surestimée, le matériau durera plus longtemps, ce qui aura un effet sur les estimations, comme le montre le Tableau 4-6. De plus, les courbes P-S-N sont estimées à partir d'un nombre limité d'essais, entre $N=10^6$ et 10^8 cycles, alors que l'estimation des dommages doit utiliser les courbes S-N pour des valeurs N plus élevées. Cette dernière observation tendrait alors à préférer une courbe réglementaire telle que celles de l'ASME, définies à $N=10^6$ cycles (section 4.2.2.3 (c)) où les estimations sont de l'ordre de quelques dizaines d'heures.

4.3.2. Autres roues

Dans cette section on discute des études complémentaires sur d'autres roues (Tableau 4-5). Nous utilisons le même algorithme et nous affichons les résultats obtenus.

4.3.2.1. Étude du cas 2 d'une roue Francis (2 MW)

Cette étude a été réalisée à partir d'historiques observés en travaillant sur une roue similaire avec la roue 1. Nous considérons le même matériau et également le même facteur de concentration des contraintes. Pour des raisons techniques, nous n'avons pu nous concentrer que sur un démarrage de 2 MW. La Figure 4-20 représente les histogrammes d'un démarrage (a) et du régime permanent (b). Dans ce cas, un démarrage de moins de 2 minutes correspond à environ 35 minutes de régime permanent, en utilisant la courbe P-S-N avec $P=1\%$.

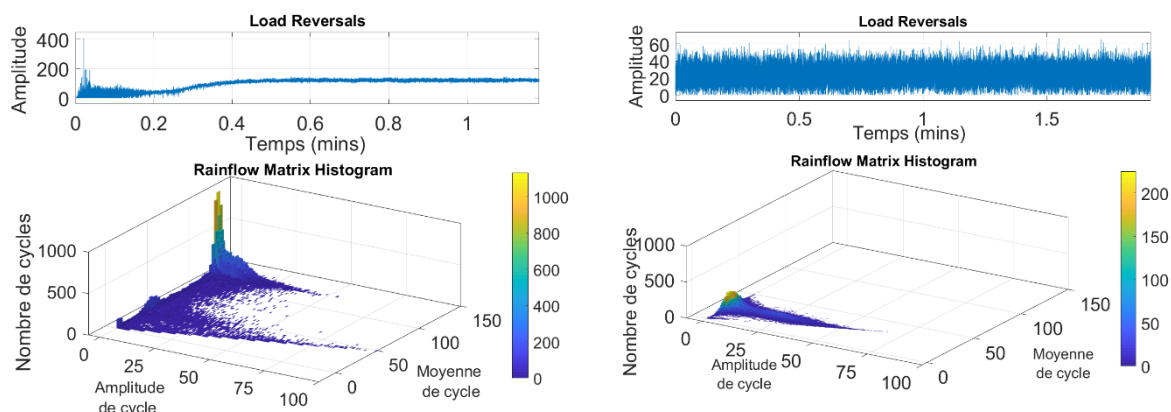


Figure 4-20. Représentation de la matrice de comptage rainflow pour une roue Francis dans le cas d'un démarrage de 2 MW (a) et en fonctionnement stabilisé (b) (roue 2)

4.3.2.2. Étude de cas sur les roues Pelton (3 et 4)

Les roues Pelton 3 et 4 sont utilisées pour démarrer une machine réversible en mode pompe. La roue 3, d'une puissance supérieure à 80 MW, peut être utilisée pour démarrer une turbine-pompe moins puissante. Dans ce cas, il n'y a clairement pas de surcoût dû au démarrage ou à l'arrêt, ceci est visible sur la Figure 4-4 où les déformations en fonctionnement stabilisé sont plus importantes que lors des phases transitoires de démarrage et d'arrêt. La roue 4 a la même puissance que la machine réversible à démarrer. Dans ce cas, le démarrage est équivalent à 3 heures de fonctionnement normal (Ballester, 1992).

4.4. Conclusions et perspectives

Ce chapitre présente une stratégie pour estimer le dommage supplémentaire du démarrage et de l'arrêt de roues de turbines hydroélectriques, dans le but d'estimer le coût associé à ces phases transitoires. La méthode compare les estimations des dommages cumulés à partir de trois séquences élémentaires représentant les régimes stables et transitoires (cycles de démarrage et d'arrêt) des roues de turbine. Ces estimations sont basées sur des courbes S-N réglementaires ou probabilistes, déterminées à partir de données d'essais de fatigue. L'approche a été appliquée aux roues Francis, en utilisant également un résultat antérieur sur une roue Pelton dans un rapport EDF interne (Ballester, 1992).

L'approche proposée est intéressante pour détecter et quantifier le coût supplémentaire du démarrage et de l'arrêt en termes d'heures de fonctionnement normal. Cependant, nous garderons à l'esprit que ces estimations dépendent de la courbe S-N de référence utilisée pour estimer les dommages élémentaires. Les essais de laboratoire ou les courbes réglementaires sont utiles et doivent être utilisées avec prudence. Par exemple, l'une des courbes ASME disponibles a été conçue pour un acier austénitique utilisé dans l'industrie nucléaire, qui n'est pas utilisé pour les roues des installations hydrauliques. De plus, l'analyse des deux types de roues repose sur l'étude de la fatigue qui est le phénomène de dégradation le plus important. Compte tenu de ces éléments proposés dans le chapitre, un travail important serait encore à réaliser pour quantifier correctement les incertitudes associées, mais il est important de les avoir à l'esprit, notamment pour le passage à l'évaluation des coûts associés en fonction d'heures de fonctionnement normale faite dans le rapport technique (Savin, 2021).

Une fois qu'un surcoût a été détecté, le nombre total d'heures de fonctionnement normal équivalentes N_{HFE} est calculé (démarrages, arrêts et fonctionnement stabilisé additionnés) et le coût par heure peut être calculé. La recommandation de (Gagnon et al., 2010) peut alors être suivie si possible, c'est-à-dire d'optimiser ce schéma de démarrage par rapport à l'endommagement par fatigue, afin d'étendre la durée de vie des roues Francis.

Comme perspectives, cette approche pourrait être appliquée à d'autres composants mécaniques vieillissants tels que la conduite forcée, distributeur ou la vanne de pied. (Ling et al., 2011) ont par ailleurs expérimenté la mise en œuvre d'une méthode par chaînes de Markov ou du modèle ARMA au lieu de la méthode de comptage rainflow, cela pourrait aussi donner lieu à une étude comparative.

5. Estimation de la diminution de la durée de vie due au cyclage thermique à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré

5.	Estimation de la diminution de la durée de vie due au cyclage thermique à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré	87
5.1.	Estimation de la durée de vie des alternateurs : un point sur l'existant.....	88
5.1.1.	Principe de fonctionnement et principaux sous-composants d'un alternateur	89
5.1.1.1.	Le rotor	89
5.1.1.2.	Le stator	90
5.1.1.3.	Le système d'isolation du stator	91
5.1.1.4.	La diversité des alternateurs du parc hydraulique d'EDF	91
5.1.2.	Dégradations affectant l'alternateur	92
5.1.3.	Études sur les défauts affectant les composants d'un alternateur dans la littérature et à EDF	92
5.1.4.	État de l'art sur les méthodes permettant d'estimer la durée de vie des alternateurs	95
5.1.5.	Études sur les alternateurs dans le contexte des démarrages et arrêts	97
5.1.6.	Positionnement de l'étude	98
5.2.	Mise en évidence de l'influence du cyclage sur la durée de vie des alternateurs.....	99
5.2.1.	Distribution des durées de vie suivant une loi de Weibull. Notions de fiabilité.....	99
5.2.2.	Données utilisées	102
5.2.3.	Résultats - Estimation de la durée de vie pour des centrales cyclées et non cyclées...	104
5.3.	Estimation de la diminution de la durée de vie des alternateurs due au cyclage.....	106
5.3.1.	Présentation du modèle de durée de vie accélérée	106

5.3.1.1.	Modélisation du facteur d'accélération avec la loi de Coffin-Manson.....	107
5.3.1.2.	Choix des paramètres du modèle pour les alternateurs de centrales électriques .	108
5.3.2.	Présentation des cycles en température	108
5.3.2.1.	Le cyclage thermique	109
5.3.2.2.	Création de cycles simulés de température.....	110
5.3.2.2.1.	Cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement	111
5.3.2.2.2.	Cycles avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage.....	112
5.3.3.	Résultats et discussion.....	112
5.3.3.1.	Facteur d'accélération	112
5.3.3.1.1.	Cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement	112
5.3.3.1.2.	Cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage.....	114
5.3.3.2.	Analyse de sensibilité sur le paramètre d'énergie d'activation de la formule de Coffin-Manson	115
5.4.	Conclusion.....	117

Dans ce chapitre, nous allons présenter une méthode permettant d'estimer la réduction de la durée de vie due au cyclage des alternateurs. Nous ferons d'abord un point sur l'existant, en identifiant les causes principales des défaillances survenant sur un alternateur et le lien que l'on peut faire avec le cyclage. Nous mènerons ensuite une étude comparative sur deux populations de centrales, l'une comprenant des centrales cyclées et d'autres non cyclées, afin de confirmer l'effet négatif du cyclage sur la durée de vie des centrales. Nous quantifierons ensuite cette perte en durée de vie à l'aide d'un modèle de vieillissement accéléré exprimant un facteur d'accélération en fonction de caractéristiques de cycles en température, générés par les démarrages-arrêts en utilisant des mesures en ligne. En effet, l'analyse de l'existant, comprenant une analyse de la littérature et des avis d'experts, montre que la dégradation de l'isolant du stator, accélérée par des contraintes thermiques, semble la cause principale de la défaillance de l'alternateur.

5.1. Estimation de la durée de vie des alternateurs : un point sur l'existant

D'abord, on présente l'alternateur avec les sous-composants et le principe de fonctionnement. Ensuite, on discute les méthodes existantes permettant d'estimer la dégradation et la durée de vie des alternateurs.

5.1.1. Principe de fonctionnement et principaux sous-composants d'un alternateur

Un alternateur est une machine qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique. Il fonctionne selon le principe de l'induction électromagnétique. Selon ce principe, chaque fois qu'un conducteur se déplace dans un champ magnétique, une force électromotrice est induite dans le conducteur.

Un alternateur se compose essentiellement de deux éléments principaux : d'un stator et d'un rotor. L'énergie mécanique est fournie au rotor par une turbine. Nous décrirons, en bref, les deux principaux composants et l'isolation du stator, car nous verrons plus loin qu'il s'agit du sous-composant le plus touché par la succession des cycles de démarrages et d'arrêts.

5.1.1.1. Le rotor

La fonction première du rotor d'alternateur est de produire le champ électromagnétique tournant nécessaire à l'excitation de l'enroulement (bobinage) du stator. Le champ électromagnétique est induit dans les pôles par un courant électrique continu passant dans l'enroulement d'excitation. Les rotors d'alternateurs électriques sont classés en rotors à pôles cylindriques (2 ou 4 pôles) et en rotors à pôles saillants (plus de 4 pôles). Les alternateurs des centrales hydroélectriques ont généralement un rotor à pôles saillants. Les rotors à pôles saillants sont composés d'un grand nombre de pôles (jusqu'à 40 pôles). La partie rotative de la structure, qui est également appelée croisillon, soutient l'alternateur. Les pôles sont constitués de lamelles d'acier. Il y a un bobinage d'excitation autour de ces pôles. Les rotors à pôles saillants ont un rapport diamètre/longueur axiale élevé et ils sont généralement adaptés aux machines ayant une faible vitesse de rotation. La Figure 5-1 illustre les pôles d'un rotor visibles à l'occasion d'un démontage.

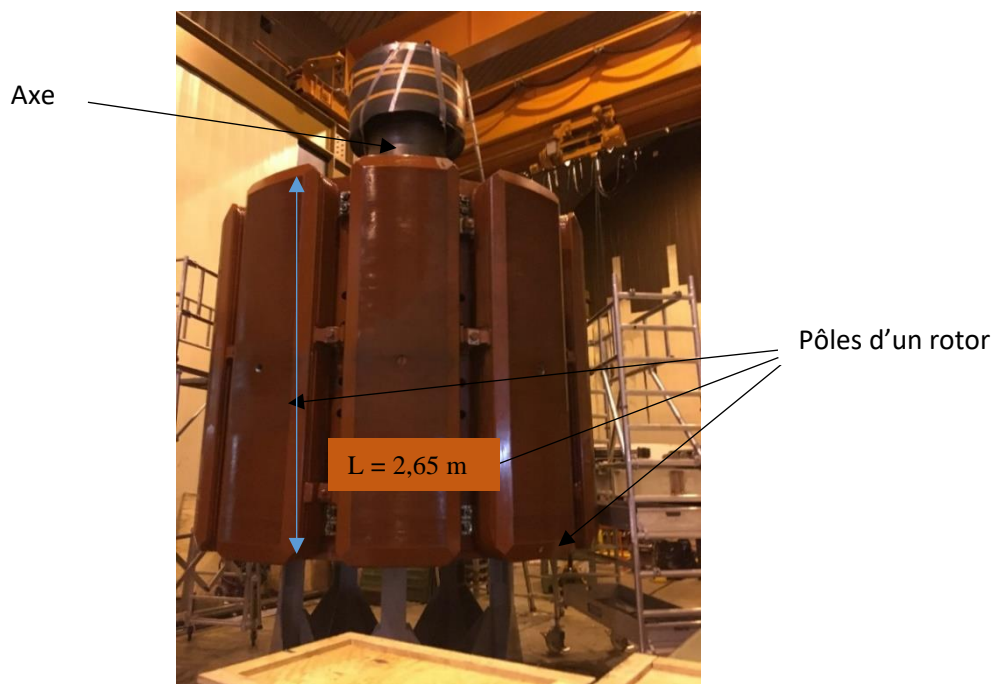


Figure 5-1. Le rotor à pôles saillants d'un alternateur de 170 MVA (600 tr/min)

Le rapport entre la fréquence du réseau et le nombre de paires de pôles donne la vitesse de rotation et peut être décrit par cette équation :

$$n = \frac{1}{p} f \quad \text{Eq. 19}$$

où n est la vitesse de rotation, p le nombre de paires de pôles, f la fréquence du réseau

5.1.1.2. Le stator

Un stator est constitué d'enroulements (ou bobinage), d'un noyau de fer (circuit magnétique) et d'une carcasse. Les enroulements du stator, ou bobines, sont composés de conducteurs en cuivre isolés électriquement. C'est dans le bobinage du stator que l'énergie mécanique est convertie en énergie électrique, par une interaction avec le flux électromagnétique rotatif fourni par le rotor. L'isolation du bobinage du stator est l'un des sous-composants les plus critiques pour la fiabilité d'alternateur, car il est très sensible aux températures élevées (Jamshidi, 2015). Les enroulements du stator sont encastrés et supportés par les encoches formées par l'assemblage entre la carcasse et le circuit magnétique. Le circuit magnétique est composé d'un empilement de tôles de fer fines. Chaque tôle ou lamelle est dotée d'une fine couche d'isolant qui l'isole électriquement de la lamelle adjacente. La carcasse du stator est divisée en une section intérieure et une section extérieure. La carcasse côté intérieur est une structure conçue pour supporter le circuit magnétique du stator et le bobinage. La carcasse côté extérieur est formée de tôles d'acier ajourées qui supporte les entrées d'air du système de refroidissement. Dans la Figure 5-2 est présenté le stator du rotor de la Figure 5-1 et leurs dimensions, les deux sous-composants forment ensemble un alternateur de 170 MVA.

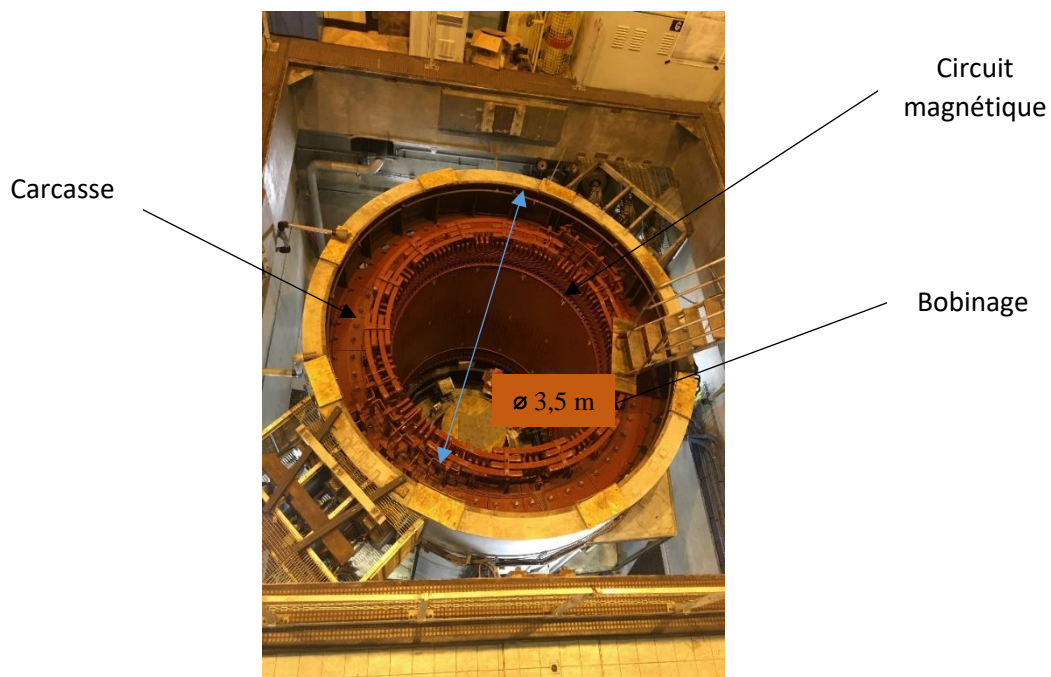


Figure 5-2. Le stator d'un alternateur de 170 MVA (600 tr/min)

La principale préoccupation lors de la conception d'un bobinage de stator est de le rendre le plus durable possible face aux contraintes électriques, thermiques et mécaniques subies en exploitation. En général, les bobinages de stator sont conçus pour durer plus de 40 ans. En d'autres termes, il est très important de le concevoir de manière à ce qu'il puisse supporter dans le temps des courants et des températures élevés (jusqu'à 120°C) (Karlsson and Karlsson, 2006).

5.1.1.3. Le système d'isolation du stator

Les bobinages statoriques des alternateurs sont fabriqués à partir de bobines ou de barres individuelles. La plupart des machines utilisent des bobines à barres. L'isolation des enroulements du stator comprend généralement du mica avec des matériaux de renforcement, de liaison et d'imprégnation qui offrent une excellente résistance diélectrique ainsi qu'une résistance à long terme aux décharges partielles. Les alternateurs en service d'aujourd'hui ont été généralement fabriqués en utilisant l'asphalte (car mis en service avant 1965 environ) et plus récemment les résines époxy (Abdi, 2015). A titre, d'exemple, dans la Figure 5-3 est présentée la barre statorique d'un alternateur où l'on peut identifier l'isolant (Schlupp, 2009).

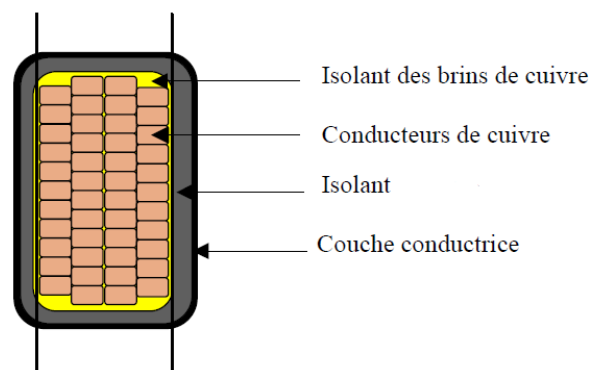


Figure 5-3. Barre statorique d'un alternateur

5.1.1.4. La diversité des alternateurs du parc hydraulique d'EDF

Le parc hydraulique des alternateurs d'EDF est très diversifié (Garcia and Cabrera, 2020). Il y a au total environ 1300 alternateurs de technologies différentes, de puissances et d'âges différents. La puissance des alternateurs varie de moins de 100 W jusqu'à plus de 200 MW. La répartition d'âge des stators en pourcentage est représentée dans la Figure 5-4. La majorité des stators a entre 30 et 70 ans. Nous les considérons comme une seule unité homogène et nous discutons ensuite leur dégradation. Cette hypothèse d'homogénéité a été annoncée par les experts d'EDF qui d'après leur expérience, même s'il y a cette variété de technologies et puissances, la différence de durée de vie des alternateurs provient principalement du mode d'exploitation des centrales, et plus particulièrement de la fréquence de démarrage et d'arrêt, intensifiée pour le groupe cyclé.

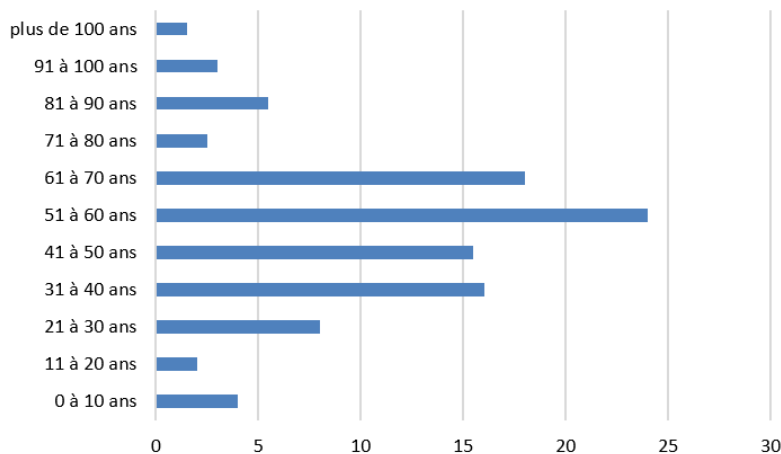


Figure 5-4. Répartition d'âge actuelle en pourcentages des stators du parc hydraulique EDF (Garcia and Cabrera, 2020)

5.1.2. Études sur les défauts affectant les composants d'un alternateur dans la littérature et à EDF

L'investigation menée par le CIGRE (Conseil international des grands réseaux, 2009) présente des résultats détaillés sur 69 incidents d'un parc international d'alternateurs en 10 ans. Plus de la moitié des machines défaillantes présentaient un dommage d'isolation. L'étude menée par (Monge-Guerrero and Irizarry-Rivera, 2005) a montré que les défauts les plus courants survenant sur les alternateurs étaient des défauts électriques liés au bobinage du stator qui représentaient la plupart du temps un défaut majeur grave. La conclusion d'une autre étude (Milano, 2016) est que « il est généralement connu et accepté que le mode de défaillance primaire en fin de vie des bobinages du stator est associé à une *défaillance de l'isolation* due à la détérioration de celle-ci ». Les principaux facteurs de vieillissement associés à la détérioration de l'isolation sont les forces mécaniques, les phénomènes thermiques et électriques (Milano, 2016).

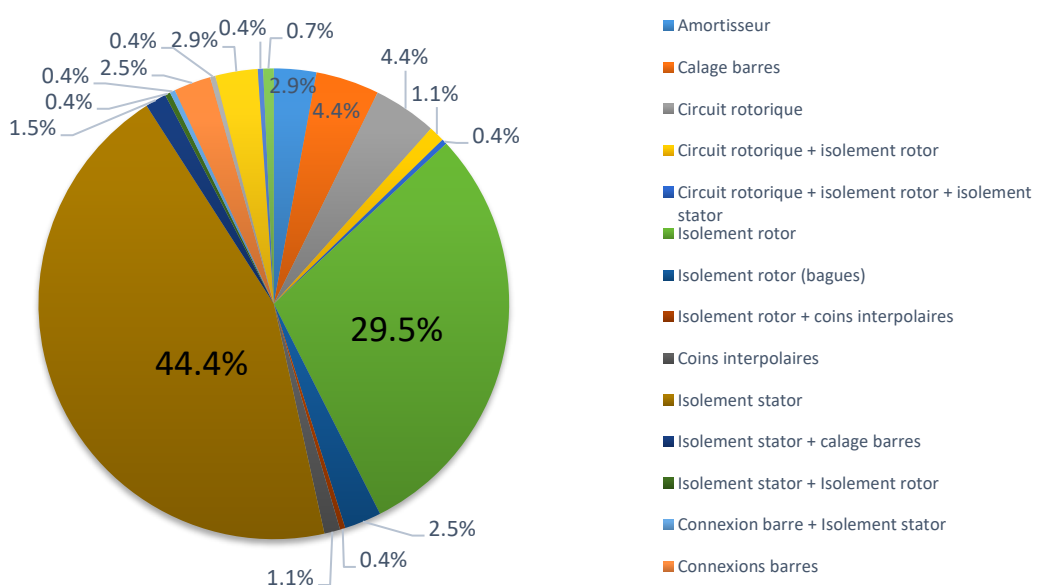


Figure 5-5. Analyse de défauts alternateurs EDF (1982-2006) (O. Savin et al., 2021)

Une même analyse a été réalisée de 1982 à 2006 sur 297 alternateurs d'EDF (O. Savin et al., 2021). Les résultats sont présentés dans la Figure 5-5. Ils montrent que l'isolation du stator est la partie la plus touchée, elle représente presque 45% des défauts affectant les alternateurs. Elle est suivie par l'isolation du rotor qui constitue presque 30% des défauts.

Stone a analysé les problèmes de bobinage du stator (Stone & Wu, 2009), (Stone et al., 2009) et il a pointé les défauts récurrents, liés à une dégradation. Ce sont quasiment les mêmes que ceux recensés à EDF : défauts d'isolation stator (Figure 5-6), calages et connexion des barres, circuit rotorique, desserrage, etc. Les autres défaillances observées sont liées à la fabrication, à l'installation, à la maintenance (Figure 5-7) et ne sont donc pas associées à des pertes de vie dues aux processus de vieillissement normal et aux cycles (incendie, défaut d'amortisseur (Figure 5-9) etc.).

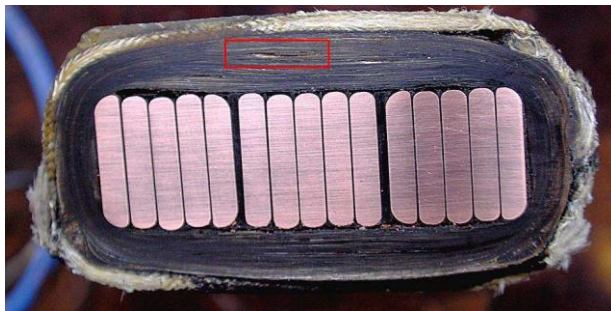


Figure 5-6. Défaut d'isolation du stator (Istad et al., 2011)



Figure 5-7. Montages des barres de stator (Velo, 1990)

D'autres défauts affectant le rotor ont été découverts sur l'isolement du bobinage rotorique ou sur les coins inter-polaires (Figure 5-8). Des ruptures de synchronisme, des vibrations qui produisent des balourds magnétiques ou des défauts de température sur le palier ont été enregistrés. Ces défauts sont tout aussi importants vis-à-vis de la durée de vie de l'alternateur mais moins fréquents que les défauts du stator. Enfin, les conclusions de l'état de l'art de la littérature internationale (Conseil international des grands réseaux, 2009) et sur le parc français (Figure 5-5) montrent que la dégradation principale d'alternateur est liée à l'isolation du stator. Ensuite, nous analysons les méthodes permettant d'estimer la durée de vie des alternateurs.

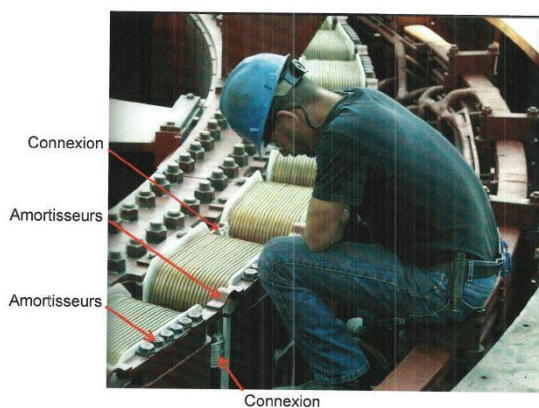


Figure 5-10. Les connexions et les amortisseurs du rotor (Velo, 1990)

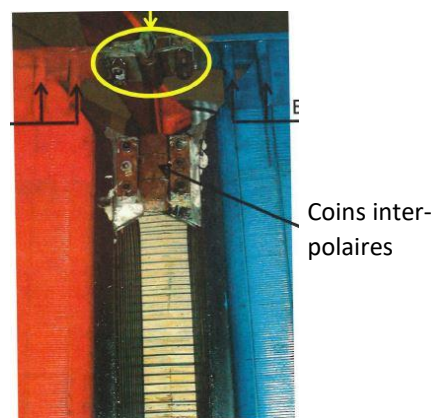


Figure 5-9. Défaut coins inter-polaires du rotor (Velo, 1990)

5.1.3. Dégradations affectant l'alternateur

Les alternateurs sont des produits industriels qui ont une longue durée de vie. Le bobinage statorique représente l'un des composants les plus importants d'une telle machine électrique. Une défaillance inattendue de bobinage peut entraîner un arrêt de machine pouvant aller jusqu'à 1 an (Klamt et al., 2011). Ce matériel est soumis à toute une série de mécanismes complexes de détérioration et de contraintes thermiques, électriques, ambiantes et mécaniques (TEAM) (Sumereder and Muhr, 2005). Nous décrirons brièvement les mécanismes de dégradation et nous nous concentrerons sur la dégradation thermique.

La détérioration ambiante est liée aux facteurs externes (par exemple des objets étrangers qui peuvent entrer dans la machine) ou à un mauvais entretien.

Les décharges partielles sont la principale origine de la dégradation électrique d'un bobinage de stator. L'un des problèmes des décharges partielles est le dommage mécanique qu'elles causent à la protection. L'effet couronne est une multitude de décharges lumineuses et audibles qui se produit lorsqu'un gradient de champ électrique localisé excessif est appliqué sur l'alternateur et provoque la rupture électrique possible de l'air adjacent à ce point. Les décharges partielles donnent également lieu à un vieillissement chimique sous forme d'ionisation et de création d'ozone qui endommage l'isolation. En outre, les décharges partielles peuvent provoquer des décharges secondaires, qui endommagent également l'isolation (Karlsson and Karlsson, 2006).

Dans la détérioration mécanique, il y a deux types de contraintes : la force radiale et tangentielle et les vibrations. Ces deux types dépendent des caractéristiques des machines (dimensions, vitesse de rotation, design). Pour le stator, la force mécanique radiale (et parfois tangentielle) contribue largement à accélérer la détérioration du système d'isolation (délaminages et formation de vides) une fois que la force d'adhérence de l'isolation et la surface du liant ont été réduites en raison du vieillissement thermique. Les autres contraintes mécaniques sont générées par les vibrations inhérentes à la machine. Elles sont associées au noyau, aux zones rugueuses, à l'équilibre de la machine, à la turbine et à d'autres perturbations du même type (Milano, 2016).

Il est considéré qu'il y a un lien entre la détérioration thermique et les détériorations électrique et mécanique (Kokko, 2011). Ce type de vieillissement est probablement la cause la plus courante de la dégradation du bobinage du stator. Elle est liée à la température de fonctionnement de l'isolation. La température de la machine s'élève de quelques dizaines de degrés quand la machine produit ; démarrer et arrêter génère des cycles thermiques. Lorsque la machine est en fonctionnement, l'échauffement prolongé d'une couche d'isolant conduit à une détérioration chimique, une adhérence réduite et éventuellement une perte totale d'adhérence entre les couches de l'isolant (délaminations) (Karlsson and Karlsson, 2006).

Deux sources de détérioration thermique avec deux effets distincts ont été identifiées par les experts EDF. La première est liée à l'élévation de la température pendant le fonctionnement stabilisé, où la température est maximale. La deuxième source de détérioration est un phénomène thermomécanique qui se produit lors du cyclage thermique généré par les

démarrages et arrêts et produit une déformation dimensionnelle (par une dilatation thermique différentielle). Lorsque le groupe démarre, des forces de cisaillement liées à la dilatation thermique sont développées en raison des différences de coefficient de dilatation entre le cuivre et l'isolant (Coffin, 1953). En effet, l'alternateur est composé essentiellement des matériaux hétérogènes (fer, cuivre, isolant) avec chacun un coefficient de dilatation thermique différent (Mihaila et al., 2014). Le passage du courant génère une élévation de température dans le cuivre quasi instantanée, alors que le circuit magnétique évacue les calories et met plus de temps à chauffer. Selon les experts, cet écart de dilatation, avec les phénomènes mécaniques qu'il implique, semble avoir l'impact le plus contraignant sur le matériel. Cette dilatation thermique différentielle est d'autant plus importante que les machines sont rapides et puissantes, avec des longueurs de fer plus importantes.

L'alternateur étant un composant complexe, les causes de dégradation résultent souvent d'un autre ensemble de causes, que l'on pourrait appeler les « causes intermédiaires », qui peuvent être le résultat d'autres causes encore (Geraldo and Le Bourlot, 2007). À titre d'exemple, une faiblesse de l'isolant qui conduit à un défaut du bobinage statorique dans le circuit magnétique peut avoir pour origine une dégradation du mur isolant ayant pour causes des mécanismes de dégradation thermique ou mécanique. Une étude sur les modes de défaillances est présentée dans un rapport interne EDF qui décrit les mécanismes de détérioration des alternateurs avec des réseaux bayésiens (Zappellini, 2011). Dans la même étude, l'analyse des relevés de maintenance EDF montre que les défauts les plus courants sont ceux du stator. Par exemple, plusieurs défauts d'isolement du bobinage statorique dans le fer ou à l'extérieur du fer ont été découverts en 2014 sur plusieurs groupes de production d'une centrale. En 2003, sur une autre centrale, une ouverture du circuit statorique a été trouvée, et sur d'autres centrales, des vibrations au niveau du stator ont été enregistrées. Ces défauts ont nécessité une maintenance corrective qui a engendré des arrêts de production de longue durée (Sueur, 2018).

5.1.4. État de l'art sur les méthodes permettant d'estimer la durée de vie des alternateurs

L'un des premiers articles (Anders et al., 1990) pour estimer la durée de vie résiduelle de l'isolation des machines tournantes électriques présente un modèle théorique de fiabilité par chaînes de Markov. Deux cas sont discutés : une méthode à paramètres discrets pour identifier deux stades de détérioration et une seconde méthode à paramètres continus permettant de déterminer la durée de vie restante moyenne du système d'isolation pour un état de détérioration donné. Le modèle prend en compte l'évolution de la détérioration en passant d'un état à un autre (état neuf, faible dégradation, détérioration significative, défaut isolation), en supposant que le système d'isolation, s'il n'est pas entretenu, se détériorera par étapes et une maintenance préventive est effectuée : une telle activité de maintenance ramènera le système à son état de détérioration antérieur. En supposant que l'état actuel du vieillissement de l'isolation peut être déterminé à partir de l'historique de la machine et d'inspections régulières par des experts, le modèle permet de calculer le temps moyen avant qu'une défaillance de l'isolation ne se produise.

L'un des inconvénients de la méthode est la difficulté de déterminer l'état et le degré de détérioration ; il y a besoin de machines similaires (même producteur, technologie, design et conditions de fonctionnement) et des études complémentaires doivent être réalisées en prenant en compte les avis d'expert ou des essais de diagnostic (cette dernière possibilité ne peut être pleinement exploitée en raison du manque d'instruments permettant de surveiller tous les facteurs importants). Un autre inconvénient de la méthode est la détermination des différents taux de transition entre les étapes de détérioration.

Les essais de vieillissement accélérés en laboratoire révèlent une corrélation entre l'augmentation des cycles thermiques et la détérioration des bobinages, (Stone et al., 1991), (Morin et al., 1995), (Bruetsch et al., 2008), (Stone and Culbert, 2010), (Istad et al., 2011). Pour le vieillissement thermique, ces essais accélérés ont permis d'établir la « règle de 10 degrés » : la durée de vie de l'isolation des bobines diminuera de 50 % pour chaque augmentation de 10 °C de la température de fonctionnement.

Une analyse statistique sur des essais axés sur le vieillissement électromécanique réalisés sur barres statoriques est présentée pour tenter d'estimer la durée de vie de l'isolation (Cimino et al., 2020). Au préalable, des évaluations initiales utilisant la distribution de Weibull ont été utilisées. Ensuite, en raison du nombre limité des essais, la technique de bootstrapping est utilisée. Les barres ont été testées dans des conditions extrêmes. Les résultats montrent que pour une température de 100° C (en général, la température dans les alternateurs ne dépasse pas cette limite), la durée de vie peut aller jusqu'à une heure pour des contraintes de flexion très élevées (jusqu'à sept fois plus élevées que la normale).

Certaines études (Bureau of Reclamation, 2014a) suggèrent encore que la détérioration de l'isolant n'est peut-être pas visible sur le terrain car les conditions de fonctionnement ne sont pas aussi sévères que celles rencontrées en laboratoire. Ainsi, il est difficile de corréler les résultats d'essais avec le fonctionnement normal (Boucher, 2010). Les experts remettent en question la représentativité des essais de vieillissement : (Kokko, 2010) dans une étude expérimentale a constaté qu'il y a une différence entre les résultats de cet essai et les bobinages du stator qui fonctionnent pendant une longue période. Il a proposé une méthode pour faire correspondre les résultats d'essais d'alternateurs à l'historique des temps de fonctionnement d'alternateurs en service en utilisant un modèle de vieillissement à partir d'une loi de puissance inverse qui a été présentée à l'origine par (Montanari and Simoni, 1993). L'une des raisons pour lesquelles les experts s'interrogent est que les essais accélérés sont généralement effectués pour les nouveaux bobinages dans des conditions propres de laboratoire. Cependant, les conditions de fonctionnement des bobinages statoriques réels sont souvent moins favorables, ce qui peut entraîner un affaiblissement des propriétés d'isolation.

L'un des modèles les plus utilisés pour la simulation et la modélisation du mécanisme de vieillissement est la loi de puissance inverse pour le vieillissement électrique et mécanique et la loi d'Arrhenius pour le vieillissement thermique (Kokko, 2011). Sur la base de ces lois, d'autres ont utilisé la loi Simoni (dérivée de l'équation de Coffin-Manson) qui décrit un modèle de détérioration de la résistance électrique. Ce modèle dépend des contraintes thermiques (température) et électriques (tension) (Anders et al., 1990).

(Karlsson and Karlsson, 2006) présentent une méthode pour estimer la durée de vie basée sur l'analyse de régression multiple et les réseaux bayésiens, en utilisant un outil de diagnostic hors ligne appelé DSD (Dielectric Stator Diagnostics). Le nombre de cycles de démarrage et d'arrêt a été inclus dans la régression mais la méthode est basée sur des mesures hors ligne. Seul l'état actuel des bobinages est connu, ce qui rend difficile la caractérisation de la durée de vie totale de l'alternateur.

(Sumereder, 2008) présente une étude statistique pour estimer la durée de vie d'alternateurs basée sur la probabilité d'échec et les données historiques de rebobinage en utilisant une distribution de Weibull. Dans le document, il a été montré qu'il est très important et utile de collecter les données opérationnelles des machines car elles fournissent les informations nécessaires aux statistiques sur la durée de vie.

Les problèmes théoriques et pratiques sur le sujet d'estimation de la durée de vie sont discutés par (Sumereder and Muhr, 2005). Les modèles de vieillissement ne correspondent souvent pas au comportement réel dans toutes les conditions de fonctionnement. Pour cette raison, l'avis des experts pour interpréter les données des historiques de fonctionnement, la statistique de défauts, les essais et les investigations optiques sont nécessaires. De plus, les modèles ne donnent pas tout de suite la durée de vie et ne couvrent pas tous les phénomènes de détérioration (électrique, thermique et mécanique). Ces modèles et essais fournissent des observations sur les facteurs potentiels de vieillissement des bobinages statoriques et donnent une indication du niveau de détérioration potentielle. (Greisen and Norlin, 2016) ont examiné les informations existantes et disponibles dans l'industrie et le lien avec le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt. Les enquêteurs ont suggéré que des recherches supplémentaires doivent être effectuées pour comprendre les effets du cyclage. Dans la section suivante, nous présenterons les études sur notre problématique de démarrage et arrêt.

5.1.5. Études sur les alternateurs dans le contexte des démarrages et arrêts

Dans la plupart des études (section 5.1.4), le bobinage du stator est le sous-composant critique le plus touché. De nombreuses études ainsi que le retour d'expérience des experts d'EDF dans le domaine et la littérature (section 5.1.2) suggèrent que les cyclages thermiques pourraient affecter la performance et la durée de vie d'un stator.

L'une des premières études sur l'impact d'un cycle de démarrage et d'arrêt a été réalisée par (EPRI, 1984). La conclusion qu'ils ont tirée est que la détérioration de l'isolation du stator due aux cycles de démarrage et d'arrêt est équivalente à 10 heures de fonctionnement normal. D'autres proposent la valeur de 15 heures de fonctionnement normal. Cette valeur a été estimée soit en comparant les coûts de nombre de cycles et d'heures de fonctionnement des deux, soit par l'expertise de personnels qualifiés (Bakken and Bjorkvoll, 2002), (Bureau of Reclamation, 2014a). En général, ces études sont fortement basées sur l'analyse de base de données et l'avis d'expert estimant la part du coût attribué à la détérioration due au cycle de démarrage et d'arrêt (Nilsson and Sjelvgren, 1997), (Bahleda, 2001), (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006).

Les dernières études au sein du CEATI ont examiné les effets des cycles de démarrage et d'arrêt des alternateurs. (Milano, 2016) discute les problèmes de bobinages du stator et l'influence des démarrages et arrêts sur la durée de vie des alternateurs. D'après lui, l'évaluation de l'état du matériel (*condition assessment*) peut fournir deux indicateurs : le délaminage de l'isolation et le degré d'activité lié à la décharge partielle. Cela ne peut donner qu'une information sur l'état actuel de la machine : savoir si le matériel est usé et doit être remplacé, par exemple ou s'il peut encore fonctionner.

Pour déterminer si la détérioration thermomécanique est un facteur important de vieillissement, une analyse par éléments finis a permis d'estimer les contraintes thermomécaniques dans les bobinages du stator (Elschich, 2017). La conclusion était que la détérioration est importante quand le taux d'échauffement et l'amplitude de la température augmentent. Pour appliquer cette méthode, il faut créer un modèle aux éléments finis (Dirani et al., 2017), comme présenté dans l'étude, pour chaque alternateur, ce qui peut prendre beaucoup de temps et rend la méthode difficile à généraliser à un parc d'alternateurs.

5.1.6. Positionnement de l'étude

L'analyse de la littérature montre que très peu de publications s'intéressent au coût des démarrages et arrêts sur les alternateurs. Les seules estimations de coût que nous avons pu trouver reposent sur des analyses économiques, en comparant les coûts de centrales cyclées et non cyclées (Bakken and Bjorkvoll, 2002). Aucune publication ne s'intéresse à l'évaluation de la dégradation engendrée par les cycles de démarrage et d'arrêt. Cependant, l'analyse de l'existant montre que le composant de l'alternateur le plus souvent affecté par un défaut est le stator. La défaillance principale de ce matériel est la dégradation de l'isolant du stator, qui conduit à un rebobinage de la machine. Cette défaillance représente presque 45% des défauts observés sur les alternateurs du parc EDF. D'après les experts EDF, la dégradation de l'isolant du stator provient principalement de contraintes thermiques dues à l'élévation de la température moyenne de la machine en fonctionnement. L'élévation de la température moyenne génère une dégradation de l'isolation par phénomène chimique et ainsi par phénomène mécanique. En effet, les coefficients de dilatation thermique sont très différents entre les matériaux qui composent le stator, ce qui crée des forces de cisaillement qui dégradent l'isolant. Des modélisations réalisées sur des isolants de stator à partir de méthodes à éléments finis publiées dans la littérature (Dirani et al., 2017) sont en concordance avec les avis des experts EDF. Des études bibliographiques présentant des résultats d'essais de vieillissement accéléré en laboratoire confirment aussi l'influence des cycles thermiques sur la dégradation de l'isolant du stator (Stone and Culbert, 2010). Ainsi, les cycles de démarrage et d'arrêt pourraient accélérer la dégradation de l'isolant du stator par les cycles thermiques qu'ils génèrent.

Nous allons donc conduire notre étude visant à évaluer les coûts des cycles de démarrage et d'arrêt sur un alternateur en cherchant à estimer la perte en durée de vie liée au cyclage thermique engendré par les cycles de démarrage et d'arrêt. Nous allons dans un premier temps vérifier l'hypothèse que le cyclage des centrales influe sur la durée de vie des alternateurs en conduisant une étude statistique sur deux populations d'alternateurs provenant de centrales, cyclées et non cyclées. Ensuite, nous utiliserons un modèle de vieillissement accéléré proposé

dans la littérature, reliant les cycles en température avec un facteur d'accélération du vieillissement. Nous choisirons le modèle de Coffin-Manson qui traduit un facteur d'accélération en fonction de la température moyenne, de l'amplitude et de la fréquence des cycles thermiques. Nous adapterons ce modèle aux alternateurs EDF en caractérisant les cycles en température générés par les démarrages et arrêts des centrales à l'aide de données de surveillance provenant de centrales du parc EDF.

5.2. Mise en évidence de l'influence du cyclage sur la durée de vie des alternateurs

L'objectif de cette section est de mettre en évidence l'influence du cyclage sur la durée de vie des alternateurs. Pour cela, nous allons comparer les durées de vie de deux types de centrales du parc EDF, soumises à des cyclages différents : les centrales fortement cyclées, avec au moins deux cycles de démarrage et d'arrêt par jour (dans cette catégorie nous avons principalement des centrales STEP mais il y a d'autres type de centrales, de lac aussi) et les centrales faiblement cyclées, avec moins d'un cycle de démarrage et d'arrêt (dans cette catégorie nous avons principalement des centrales au fil de l'eau).

L'hypothèse principale qui est faite dans cette étude est que les alternateurs de ces deux types de centrales, bien qu'ils puissent être de modèles différents et qu'ils puissent fonctionner à des puissances différentes, ont *a priori* des durées de vie équivalentes, c'est-à-dire qu'ils sont considérés homogènes en termes de loi de durée de vie intrinsèque, mais soumis à des phénomènes de contraintes différents dus aux cycles de démarrage et d'arrêt. Cette hypothèse a été formulée et validée par des experts d'EDF. Ainsi, la différence de durée de vie, si celle-ci est observée, proviendra du mode de fonctionnement des centrales et plus particulièrement de la fréquence du cyclage. Nous mesurerons la durée de vie d'un alternateur comme le temps entre la mise en service de l'alternateur et le rebobinage de son stator, qui est la plus grosse opération de maintenance réalisée et qui peut être assimilée à une remise à neuf. Suite à son remplacement, l'alternateur est considéré comme remis à neuf.

5.2.1. Distribution des durées de vie suivant une loi de Weibull. Notions de fiabilité

Nous faisons l'hypothèse que la durée de vie d'un d'alternateur est une variable aléatoire, notée T , qui suit une loi de Weibull à deux paramètres (Cygan and Laghari, 1990) plus fréquemment utilisée dans l'ingénierie de la haute tension pour décrire les durées de vie des composants. La densité de probabilité de la durée de vie T s'écrit :

$$\forall t \geq 0, \quad f(t; \beta, \alpha) = \frac{\beta}{\alpha} \left(\frac{t}{\alpha}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t}{\alpha}\right)^\beta} \quad \text{Eq. 20}$$

où $\beta > 0$ est le paramètre de forme ; $\alpha > 0$ est le paramètre d'échelle ;

et la fonction de répartition (Sumereeder, 2008) est définie par :

$$F(t, \beta, \alpha) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\alpha}\right)^\beta} \quad \text{Eq. 21}$$

avec les propriétés suivantes :

$$\lim_{t \rightarrow 0} F(t) = 0 \text{ et } \lim_{t \rightarrow \infty} F(t) = 1 \quad \text{Eq. 22}$$

La fiabilité d'un dispositif est son aptitude à accomplir une fonction requise dans des conditions données pour une période de temps donnée, (Bufferne, 2008). Elle se mesure par la probabilité que le dispositif fonctionne sans défaillance sur l'intervalle $[0, t]$, c'est-à-dire que la date aléatoire de défaillance T arrive après l'instant t , $T > t$:

$$\forall t \geq 0, \quad R(t) = P(T > t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(u) du \quad \text{Eq. 23}$$

Dans le cas d'une loi Weibull, nous pouvons aussi exprimer la fonction de fiabilité par :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\alpha}\right)^\beta} \quad \text{Eq. 24}$$

Une importante caractéristique utilisée pour définir la fiabilité d'un élément est le temps moyen de fonctionnement avant panne ou *MTTF (Mean Time To Failure)*. Il s'agit de la durée moyenne pendant laquelle le dispositif fonctionne bien avant sa défaillance. Dans ce cas-là, la durée de vie moyenne (espérance) est :

$$MTTF = \mathbb{E}(T) = \int_0^\infty t f(t) dt \quad \text{Eq. 25}$$

$$\text{si } MTTF < \infty, \quad MTTF = \int_0^\infty R(t) dt \quad \text{Eq. 26}$$

On a alors :

$$MTTF = \alpha * \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \quad \text{Eq. 27}$$

où Γ est la fonction gamma qui est défini par:

$$\Gamma(z) = \int_0^\infty t^{z-1} e^{-t} dt, \quad \Re(z) > 0 \quad \text{Eq. 28}$$

Ensuite, on rappelle quelques caractéristiques sur les deux paramètres (α et β) de la distribution de Weibull. Considérons la probabilité conditionnelle que le dispositif subisse une défaillance pendant la période de temps $[t; t + \delta t]$ sachant qu'elle fonctionnait encore à t , on obtient:

$$P(t < T \leq t + \Delta | T > t) = \frac{P(t < T \leq t + \Delta t)}{P(T > t)} = \frac{F(t + \Delta t) - F(t)}{R(t)} \quad \text{Eq. 29}$$

Pour obtenir le taux de défaillance $z(t)$, il suffit de diviser la probabilité conditionnelle par la longueur de l'intervalle de temps Δt puis de faire tendre Δt vers 0.

$$\forall t \geq 0, \quad z(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \times \frac{P(t < T \leq t + \Delta t)}{P(T > t)} = \frac{f(t)}{R(t)} \quad \text{Eq. 30}$$

Une caractéristique importante de l'effet de paramètre de forme, β , sur la distribution de Weibull peut être observée sur le taux de défaillance (ou taux de panne). Le taux de défaillance $z(t)$ fournit des informations sur l'usure ou le vieillissement du dispositif, et dans le cas d'une loi de Weibull :

- $\beta < 1$ correspond à un taux de défaillance $z(t)$ qui diminue avec le temps, ce qui correspondent aux défaillances infantiles ou à la période de jeunesse ;
- β proche ou égal à 1 correspond à un taux de défaillance assez constant, correspondant à la vie utile ;
- $\beta > 1$ correspond à un taux de défaillance qui augmente avec le temps, ce qui correspond aux défaillances d'usure ou la période de vieillissement.

Ces 3 plages de valeurs pour β correspondent aux trois intervalles de la classique « courbe en baignoire » (Figure 5-11) :

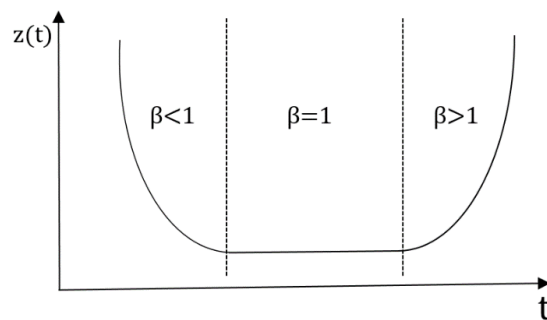


Figure 5-11. Comportement général du taux de défaillance ou « courbe en baignoire »

Un changement de la valeur du paramètre d'échelle, α , a un effet sur la densité de probabilité $f(t)$. Si la valeur β est constante, on a les cas :

- si α augmente, la distribution s'étire vers la droite et sa hauteur diminue, tout en conservant le paramètre de forme β ;
- si α diminue, la distribution est déplacée vers la gauche (c'est-à-dire vers son début ou vers 0), et sa hauteur augmente.

Dans le cas d'une loi de Weibull, la durée de vie moyenne dépend de ces deux paramètres (α et β , cf. Eq. 30), mais on pourrait aussi l'estimer directement à partir des données des durées de vie par une estimation de la moyenne empirique. On passe par une loi de Weibull parce qu'on cherche à estimer α pour expliciter l'effet du facteur d'accélération.

La Figure 5-12 présente l'effet du paramètre d'échelle à titre d'exemple avec des valeurs fictives :

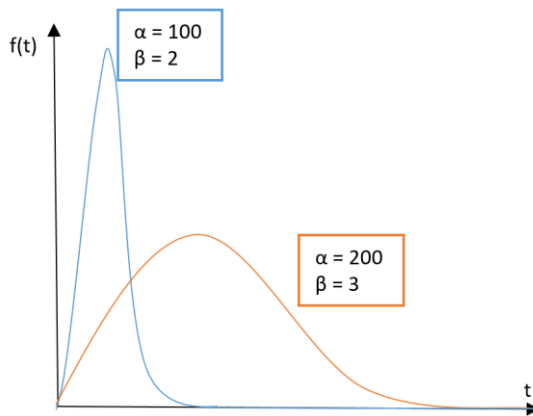


Figure 5-12. La densité de probabilité selon la valeur du paramètre d'échelle α

5.2.2. Données utilisées

Une collecte des données a été réalisée à partir d'une base de données de maintenance d'EDF afin de constituer les deux groupes d'étude. Le premier groupe est composé d'alternateurs situés dans des centrales ayant réalisé au plus un cycle de démarrage et d'arrêt par jour (valeur moyenne calculée depuis la mise en service de la centrale). Ce groupe est constitué principalement de centrales au fil de l'eau (cf. §2.2.1.1). En effet, de par leur fonctionnement avec les turbines qui sont actionnées par le débit d'un cours d'eau, celles-ci sont très peu arrêtées. Le deuxième groupe est constitué d'alternateurs ayant réalisé en moyenne au moins 2 cycles de démarrage et d'arrêt par jour. Ils proviennent en majorité de centrales STEP ou de lac (cf. §2.2.1.1), dont la turbine est actionnée par une chute d'eau provenant d'une retenue d'eau, qui sont utilisées aussi bien en modes turbine que pompage et qui participent au réglage du réseau.

Les données disponibles se présentent sous la forme de durée de vie X_i (pour la centrale i). De nombreuses centrales n'ayant pas été rebovinées jusqu'à présent, les données disponibles (X_i) sont censurées à droite, c'est-à-dire qu'à la fin de la période d'observation, certains individus de la population considérée ne sont pas tombés en panne. On rappelle que la durée de vie est définie dans notre étude comme la durée entre la mise en service et le rebovinage. Pour se rendre compte de cette situation, l'estimation de la loi de durée de vie va être menée avec un modèle de censure de type III (Kohler et al., 2002) (ou censure aléatoire de type 1) (Figure 5-13).

Pour un alternateur i , notons T_i , la variable aléatoire qui représente la durée entre sa mise en fonctionnement et son premier rebovinage et notons C_i la durée entre sa mise en service et l'arrêt du recueil de données (sans qu'un rebovinage n'ait été effectué). Tous les alternateurs n'ont bien sûr pas été mis en service à la même date, et les recueils de données dans les bases n'ont pas tout être arrêtés à la même date. On fait l'hypothèse que les variables C_i sont des variables indépendantes et identiquement distribuées (i.i.d.).

Sur les parcs d'alternateurs considérés, les données réellement observés dont on dispose sont donc les données X_i :

$$X_i = (T_i, C_i) \quad \text{Eq. 31}$$

L'information disponible peut être résumée par : une durée réellement observée X_i et un indicateur $\delta_i = I_{\{X_i \leq C_i\}}$ qui indique si cette durée correspond ou non à un rebobinage :

- $\delta_i = 1$ si le rebobinage a été fait (d'où $X_i = T_i$, la période de la mise en service jusqu'au rebobinage), c'est-à-dire qu'on observe les « vraies » durées de vie ou les durées complètes d'alternateurs.
- $\delta_i = 0$ si la durée de vie a été censurée à droite (d'où $X_i = C_i$, la durée de service sans rebobinage), c'est-à-dire qu'on observe des durées de vie incomplètes d'alternateurs.

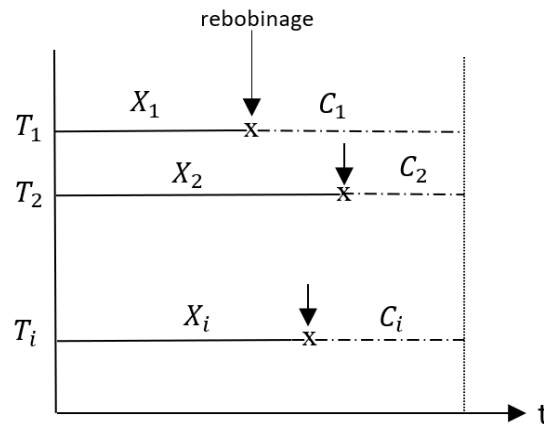


Figure 5-13. Représentation de durées de vie incomplètes, censurées à droite

Le Tableau 5-1 présente le nombre d'alternateurs dans chacun des deux groupes. Le groupe 1 contient 299 alternateurs, dont plus de la moitié (57%) ont été rebobinés. Le groupe 2 est beaucoup plus faible en effectif, avec seulement 43 alternateurs, dont la moitié (49%) a été rebobinée. Cette différence d'effectifs dans les deux groupes provient de la répartition du nombre de centrales STEP et au fil de l'eau dans le parc d'EDF qui contient plus de centrales de basse et moyenne chute que de centrales de haute chute. La répartition du nombre d'alternateurs rebobinés est néanmoins du même ordre de grandeur dans les deux groupes (cyclés et non-cyclés).

	Centrales non cyclées	Centrales cyclées	Total
Nombre d'alternateurs	299	43	342
Rebobinés	171	21	192
Pourcentage rebobinés (%)	57	49	56

Tableau 5-1. Population des données utilisées pour estimer la durée de vie des alternateurs

5.2.3. Résultats - Estimation de la durée de vie pour des centrales cyclées et non cyclées

Une loi de Weibull a été estimée pour chaque groupe (cyclés et non-cyclés) à partir de ces données censurées à droite, en intégrant ainsi les données pour tous les alternateurs du Tableau 5-1 (cf. §5.2.1 et 5.2.2.) Nous vérifions dans un premier temps si les données suivent une distribution Weibull, ensuite nous estimons les paramètres de la loi.

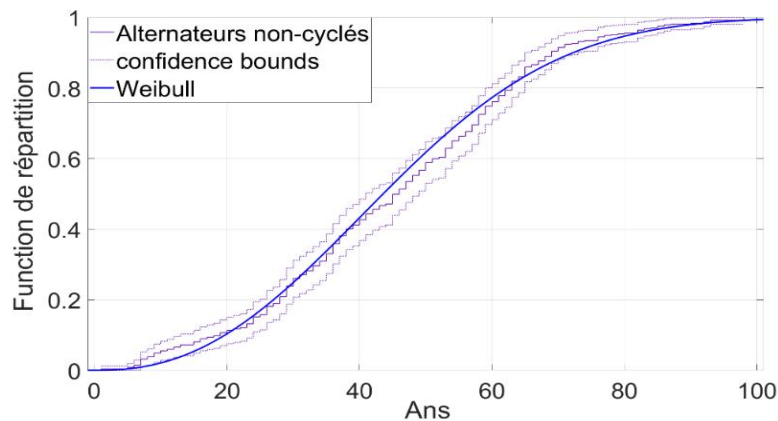


Figure 5-14. Fonction de répartition de la durée de vie des alternateurs non cyclés

Pour déterminer si les données suivent une distribution Weibull, dans la Figure 5-14 et la Figure 5-15, nous représentons la fonction de répartition de la durée de vie des alternateurs pour les groupes non cyclé et cyclé. La distribution est dans l'intervalle de confiance (*confidence interval*) de 99,9% qui est représenté avec des lignes pointillées pour chaque groupe.

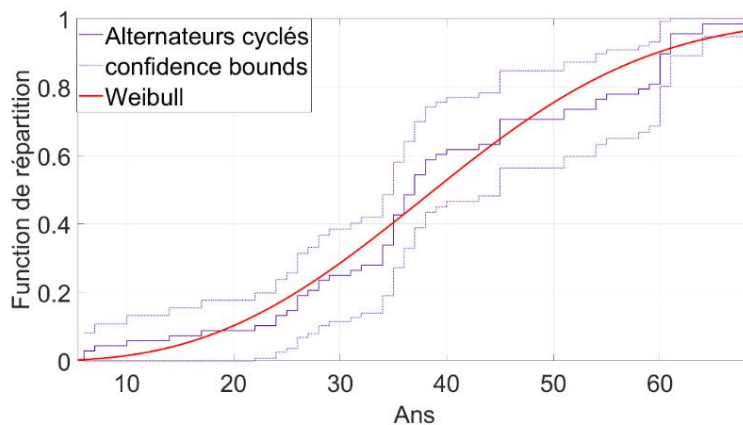


Figure 5-15. Fonction de répartition des durées de vie des alternateurs cyclés

Les Figure 5-16 et Figure 5-17 montrent les histogrammes de durée de vie des deux groupes d'alternateurs, non cyclés et cyclés, ainsi que les densités de probabilité les approchant, en utilisant une loi de Weibull (O. Savin et al., 2021).

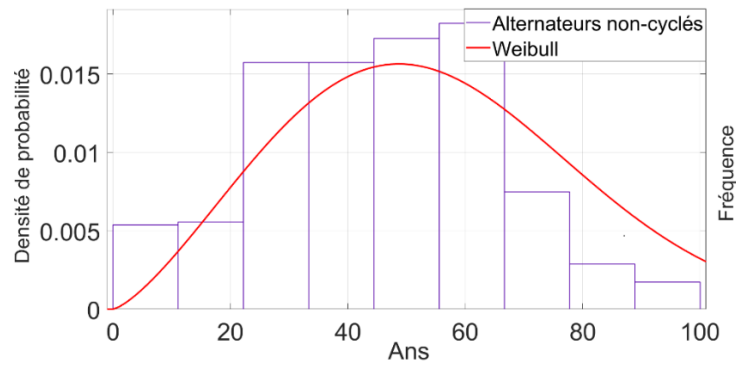


Figure 5-16. Histogramme et fonction de densité de probabilité de Weibull pour les alternateurs non cyclés

Le premier histogramme montre qu'une grande proportion d'alternateurs non cyclés ont été rebobinés à un âge plus avancé, tandis que les alternateurs cyclés ont été rebobinés à un âge plus jeune. Le terme α de la loi de Weibull, qui dimensionne la durée de vie des alternateurs, a été estimée à 62 ans pour le groupe non cyclé et à 51 ans pour le groupe cyclé, montrant un facteur d'accélération entre les groupes égal à 1,2. Un test statistique à deux échantillons a été mené qui a conclu que la différence de durée de vie entre des deux groupes était significativement différente de 0, avec un risque α de 5%. En accord avec l'hypothèse, validée par les experts EDF, posant que les deux groupes d'alternateurs sont a priori homogènes du point de vue de leur durée de vie et ne diffèrent que par leur cyclage, la différence de vie peut être attribuée à la différence de cyclage.

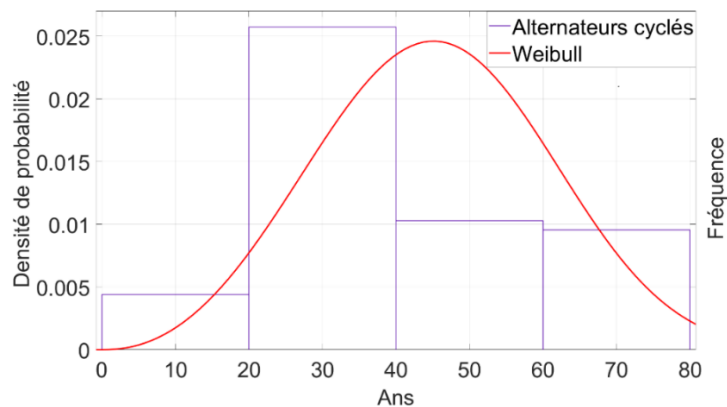


Figure 5-17. Histogramme et fonction de densité de probabilité de Weibull pour les alternateurs cyclés

Le facteur de forme β est égal à 3,2 pour les centrales cyclées et à 2,4 pour les centrales non cyclées, ce qui signifie également un vieillissement plus rapide pour les alternateurs qui subissent plus de cycles par jour.

La durée de vie moyenne (MTTF) a été calculée pour les deux catégories d'alternateurs considérés : elle est de 55 ans pour les alternateurs non-cyclés et de 46 ans pour les alternateurs cyclés. Il faut noter que la différence entre le paramètre de forme pour les deux estimations n'affecte pas significativement la durée de vie moyenne, qui est principalement affectée par la différence sur le paramètre d'échelle.

5.3. Estimation de la diminution de la durée de vie des alternateurs due au cyclage

L'analyse de l'existant sur la durée de vie des alternateurs a montré que la détérioration de l'isolant du stator était la cause principale de la défaillance de l'alternateur, ce qui conduisait au rebobinage du stator. D'après les experts d'EDF, cette détérioration de l'isolant est accélérée par les variations thermiques induites par les cycles de démarrages et d'arrêts. L'analyse des profils en température enregistrés sur les centrales montre effectivement un effet important des démarrages et arrêts sur la température. Ainsi, pour estimer l'impact des cycles de démarrage et d'arrêt sur la durée de vie des alternateurs, nous allons utiliser un modèle de vieillissement accéléré, exprimant un facteur d'accélération du vieillissement en fonction des caractéristiques des cycles thermiques. Le modèle que nous avons retenu est le modèle de Coffin-Manson, qui traduit l'accélération du vieillissement en fonction de la température moyenne, mais aussi de l'amplitude et de la fréquence des cycles en température.

Une fois les paramètres du modèle de Coffin-Manson identifiés à partir d'une analyse de la littérature, nous utiliserons des données de surveillance des centrales EDF nous donnant accès aux profils de température enregistrés en continu au cours du temps. Ces profils de température nous permettront de caractériser les cycles thermiques liés aux démarrages et arrêts et ainsi d'évaluer le facteur d'accélération résultant du cyclage des alternateurs.

5.3.1. Présentation du modèle de durée de vie accélérée

On suppose qu'une loi de fiabilité peut être influencée par les conditions d'utilisation et d'environnement appelées « sollicitations », telles que la température, dans notre cas (El Hami et al., 2018).

On note $x = (x_1, x_2, \dots, x_p)$ les valeurs prises par les sollicitations analysées. Un modèle de vie accélérée donne la relation entre la fiabilité sous une valeur donnée du vecteur de sollicitation x_{nom} dite nominale ou de base, qui est dans notre cas la température d'un cycle par jour, et une valeur dite accélérée du vecteur de sollicitation x_{acc} , qui représente la température de plusieurs cycles par jour.

Si l'on note $R_{nom}(\cdot)$ la fiabilité sous la sollicitation x_{nom} et $R_{acc}(\cdot)$ la fiabilité sous la sollicitation x_{acc} , alors il existe un facteur numérique $AF(x_{nom}, x_{acc})$ tel que :

$$R_{acc}(t) = R_{nom}(AF(x_{nom}, x_{acc}).t) \quad Eq. 32$$

C'est-à-dire qu'en termes de fiabilité, le temps t sous la sollicitation x_{acc} est équivalent au temps $t_{acc} = AF(x_{nom}, x_{acc}).t$ sous la sollicitation x_{acc} . Ainsi, dans le cas d'une loi Weibull :

$$R_{acc}(t) = R_{nom}\left(t, \frac{\alpha}{AF}, \beta\right) \quad Eq. 33$$

En d'autres termes, il y a une modification du paramètre d'échelle par un facteur d'accélération. Cette loi à *facteur d'échelle* ne change pas le type de loi de fiabilité ni son

paramètre de forme, mais divise le paramètre d'échelle par un facteur d'accélération (AF). Quand le paramètre α est divisé par le facteur d'accélération (AF), cela signifie que la durée de vie moyenne (Eq. 5) est divisée par ce facteur AF. Dans ce cas, la densité de probabilité des temps de défaillances est décalée vers la gauche (durées de vie moins longues) et le vieillissement intrinsèque (caractérisé par β) n'est pas impacté par la sollicitation. Plus le facteur AF est grand (à cause de la sollicitation), plus on réduit la durée de vie moyenne (cf. discussion sur les paramètres α et β dans la section 5.2.1).

Dans notre cas, les sollicitations considérées sont les cycles de température. Celles-ci sont nominales sur les centrales non cyclées, et accélérées sur les centrales cyclées. Le facteur d'accélération AF traduira donc le facteur de vieillissement entre les centrales non cyclées et cyclées.

5.3.1.1. Modélisation du facteur d'accélération avec la loi de Coffin-Manson

L'équation d'Arrhenius représente la loi d'accélération la plus courante pour traduire l'effet de la température sur le vieillissement d'un matériau. Elle prend en compte la température moyenne à laquelle est soumis le matériau (Norris and Landzberg, 1969), (El Hami et al., 2018) :

$$AF(T_0, T_1) = \exp\left(\frac{E_a}{k} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1}\right)\right) \quad \text{Eq. 34}$$

où T_0 est la température du niveau de base [Kelvin], T_1 la température du niveau accéléré [Kelvin], E_a le paramètre d'énergie d'activation (eV), k la constante Boltzmann $8.6 \cdot 10^{-5}$ eV/K.

L'équation de Coffin-Manson (Coffin, 1953) associe à l'effet de l'élévation de la température modélisé par la loi d'Arrhenius (1889), l'effet du cyclage en température en prenant en compte la fréquence des cycles ainsi que leur amplitude :

$$AF(T_0, T_1) = \exp\left(\frac{E_a}{k} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1}\right)\right) * \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_0}\right)^p * \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^q \quad \text{Eq. 35}$$

où T_0 est la température du niveau de base [Kelvin], T_1 la température du niveau accéléré [Kelvin], ΔT_0 l'amplitude du cyclage de base, ΔT_1 l'amplitude du cyclage accéléré, F_0 la fréquence de cyclage de base, F_1 la fréquence de cyclage accéléré ; p – paramètre d'effet de la différence d'amplitude; q – paramètre d'effet de la différence de fréquence; E_a – paramètre d'énergie d'activation (eV) ; k – constante Boltzmann $8,6 \cdot 10^{-5}$ eV / K

La loi de Coffin-Manson nous donne la possibilité de vérifier si les démarrages et arrêts ont un effet de vieillissement ou d'augmentation de la durée de vie des alternateurs. Le facteur d'accélération estimé peut avoir une valeur inférieure à 1, ce qui signifie que la vie va augmenter, mais ce n'est pas notre cas. La valeur du facteur est toujours supérieure à 1, ce qui signifie que la durée de vie diminue en fonction du nombre de cycles.

5.3.1.2. *Choix des paramètres du modèle pour les alternateurs de centrales électriques*

Dans la formule de Coffin-Manson (Eq. 35), trois paramètres sont inconnus : l'exposant de la fréquence cyclique (q), le paramètre du ratio de fréquence (p), et l'énergie d'activation (E_a). Une recherche dans la littérature a été menée pour trouver les valeurs les plus adaptées aux alternateurs des centrales hydrauliques. Les valeurs typiques pour le paramètre d'effet de la différence d'amplitude est $p = 1,9$ et pour le paramètre de la différence de fréquence est $q = -0,33$ (NXP, 1998) qui sont utilisées pour extrapoler les données relatives aux cycles thermiques accélérés en laboratoire jusqu'à la défaillance avec une courte durée (haute fréquence) à un cycle de fonctionnement sur le terrain avec une longue durée (basse fréquence) (Ghaffarian, 2000). Nous adoptons ces valeurs qui sont utilisées dans la formule de Coffin-Manson pour les essais accélérés dans le domaine mécanique et électrique ((Cui, 2005), (Bosco et al., 2009)). Le dernier paramètre inconnu est l'énergie d'activation, notée E_a . L'énergie d'activation reflète le taux moyen des réactions chimiques qui se produisent entre la cellulose et les sous-produits du vieillissement (par exemple l'oxygène, l'humidité). La valeur d' E_a est affectée par la teneur en humidité du papier de l'isolation (Verma et al., 2017). Elle est déterminée par des expériences où elle peut être évaluée en corrélant les données et le modèle. En général, les valeurs se situent entre 0,3 et 1 (El Hami et al., 2018). Néanmoins, pour la majorité des alternateurs, la résine époxy imprégnée est utilisée et les valeurs pour ce type d'isolation se situent autour de 0,8. On considère par ailleurs que cette valeur n'est pas sensible aux variations de températures qui nous concernent. Dans l'annexe 4, une analyse plus détaillée sur l'énergie d'activation est réalisée.

5.3.2. Présentation des cycles en température

Les centrales EDF les plus significatives sont équipées depuis 10 ans environ d'un outil de surveillance en ligne. Celui-ci permet d'enregistrer les valeurs d'un certain nombre de variables, récupérées à partir des capteurs installés sur les machines et équipements des centrales hydroélectriques, à une période d'échantillonnage de 10 minutes. Nous avons réalisé une extraction des températures et des puissances sur des centrales de type STEP, qui sont des centrales soumises à un nombre important de cycles de démarrage et d'arrêt et qui fonctionnent en « tout ou rien », ce qui signifie qu'il n'y a pas de fluctuations de puissance, elles fonctionnent uniquement à la puissance nominale.

La Figure 5-18 présente un profil de température enregistré sur une centrale STEP, sur une durée de 10 jours. La figure du haut montre l'évolution de la température [T°], celle du bas l'évolution de la puissance [MVA]. Une puissance négative traduit un fonctionnement en pompe, une puissance positive, un fonctionnement en turbine. On constate que les cycles de démarrage et d'arrêt influent fortement sur la température de l'alternateur qui crée des créneaux d'une amplitude de près de 40°C (O. Savin et al., 2021).

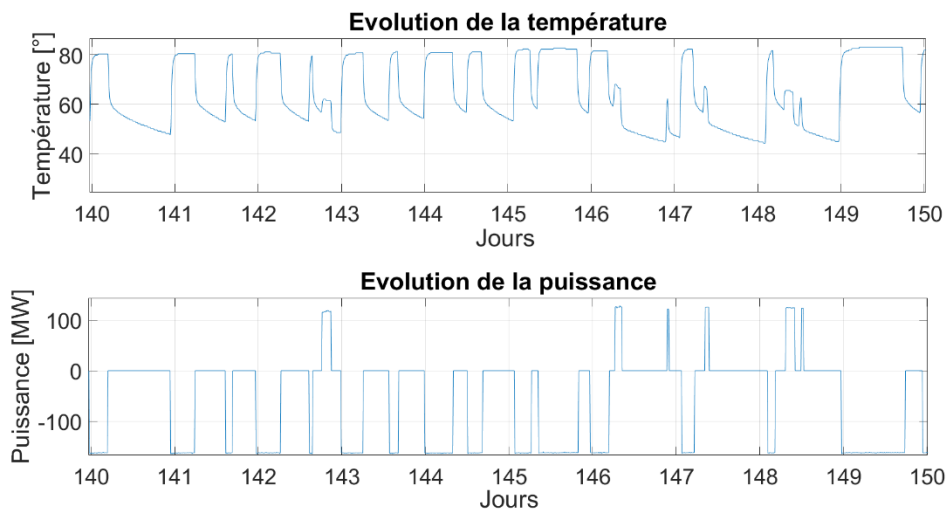


Figure 5-18. Exemple d'évolutions de la température ($^{\circ}\text{C}$, haut) et de la puissance (MW, bas) sur une période de 10 jours, sur une centrale STEP

5.3.2.1. Le cyclage thermique

Le cyclage thermique apparaît lorsque l'alternateur démarre puis s'arrête. Au démarrage, une fois le groupe connecté au réseau, la température au niveau de l'isolation augmente rapidement en raison des pertes par l'effet Joule qui produisent des contraintes thermiques sur l'isolant. Après quelques minutes, la température se stabilise et devient constante pendant le fonctionnement à la puissance nominale. Lorsque le groupe est déconnecté du réseau, la température baisse jusqu'à revenir à la température ambiante. Les cycles thermiques peuvent être observés sur le graphique de la Figure 5-18.

On distingue le mode de fonctionnement en mode pompe et en mode turbine. L'amplitude en température d'un démarrage en mode pompe est plus grande que l'amplitude en mode turbine. En fonction de la technologie (design, puissance, refroidissement, etc.), la température maximale du stator de l'alternateur est entre 70°C et 90°C et lorsqu'il s'arrête pendant une longue période, la température diminue jusqu'à la température ambiante (entre 10°C et 30°C). Par conséquent, au démarrage, l'amplitude de la température peut être d'environ $50\text{-}60^{\circ}\text{C}$ sur un démarrage à froid. Si la machine a déjà démarré et n'a pas eu le temps de se refroidir complètement, l'amplitude moyenne peut varier entre 10°C et 40°C en fonction de nombre de cycles par jour (1 – 7 cycles par jour). À l'arrêt de la machine, on observe dans un premier temps une diminution rapide de la température, le temps que la machine s'arrête, suivi d'une phase de refroidissement plus lent, une fois la machine immobile, Le retour de la machine à température ambiante prend plusieurs heures (par inertie thermique). Cela est dû au fait qu'il y a un stock de calories assez important avec une masse pour refroidir la machine (jusqu'à plus de 200 tonnes).

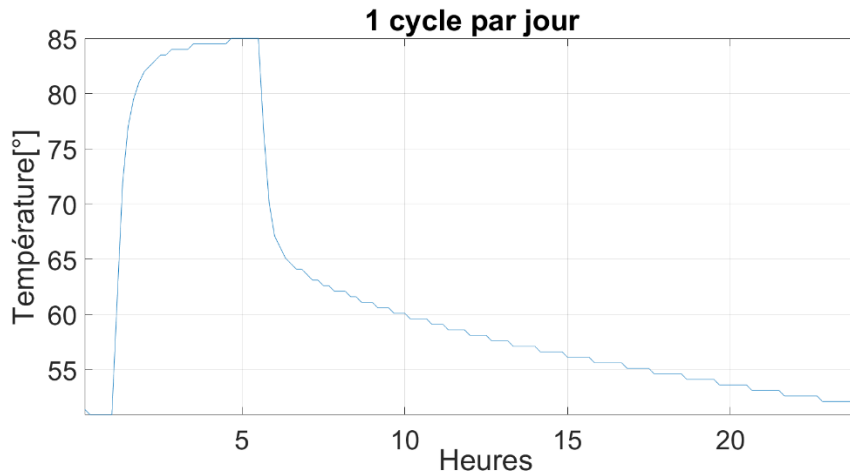


Figure 5-19. Exemple d'un cycle de démarrage et d'arrêt en température : phases de montée en température et refroidissement sur un jour

Dans la Figure 5-19 est illustrée un cycle type de démarrage et arrêt en mode pompe d'une centrale STEP. Une analyse plus fine d'un cycle de démarrage et d'arrêt en mode pompe est réalisée ci-dessous (Figure 5-21).

➤ **en démarrage:**

- phase (a) - montée rapide (1h - environ 90% de l'amplitude)
- phase (b) - montée progressive (1h30 min et <math>< 5^{\circ}</math>) jusqu'à une température établie

➤ **en arrêt :**

- phase (d) - baisse rapide de température (la 1^{er} heure - environ 50% de la température de démarrage). Lorsque l'on coupe la puissance, la machine continue à tourner du fait de son inertie ce qui fait ventilation, elle se refroidit rapidement (mode refroidissement avec ventilation).
- phase (e) - baisse lente jusqu'au prochain démarrage: c'est le refroidissement par dissipation thermique dans l'environnement (refroidissement libre ou naturel).

5.3.2.2. *Création de cycles simulés de température*

Notre objectif est d'extraire des profils de température les valeurs caractéristiques des cycles – température moyenne, amplitude – lorsque la centrale est soumise à un cycle de démarrage et d'arrêt par jour (conditions nominales) et lorsque le nombre de cycles de démarrage et d'arrêt est plus important. Cependant, l'analyse des profils de température d'une centrale STEP sur un an montre des variations importantes de température en fonction de la saison, de la durée de fonctionnement et du temps séparant deux cycles. Il n'a donc pas été possible d'évaluer ces caractéristiques directement à partir des profils de température. C'est pourquoi nous avons choisi de simuler des cycles de température à partir de l'observation que nous avons pu faire d'un cycle type, tel que présenté Figure 5-19.

Nous avons choisi de simuler les cycles en mode pompe car ils ont une plus grande amplitude et une température moyenne plus élevée, ce qui signifie qu'ils dégradent plus fortement la machine.

5.3.2.2.1. Cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement

Dans la première simulation, nous créons des cycles avec des phases de fonctionnement et de refroidissement de durées égales. Ainsi, la durée de fonctionnement reste la même pendant une journée, quel que soit le nombre de cycles effectué. Seul le cyclage a un effet sur la température. La Figure 5-20 représente les cycles simulés (pour 1,2,3,4,6 et 7 cycles par jour) en différentes couleurs. La ligne pointillée rouge représente le cycle type utilisé.

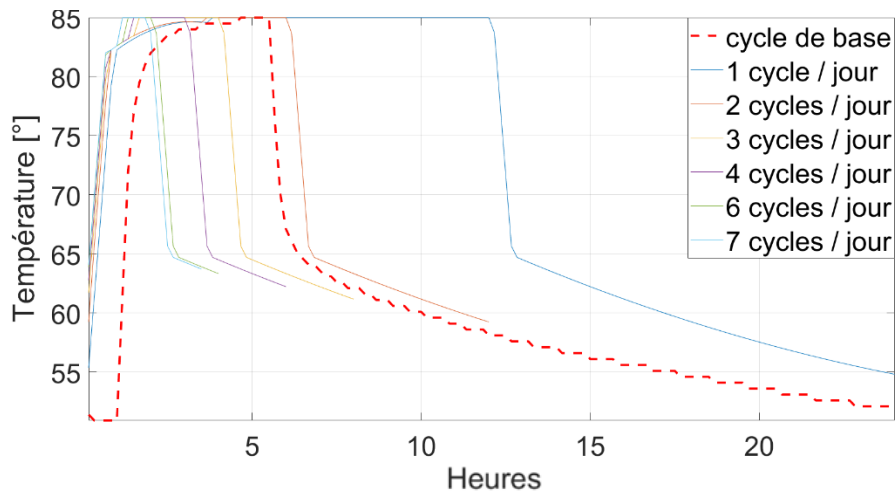


Figure 5-20. Cycles simulés avec le temps de refroidissement équivalent avec le temps de fonctionnement

Chaque cycle simulé a été réalisé l'aide d'un modèle polynomial par morceaux, traduit par 5 équations polynomiales de 1^{er} et 2^{ème} degré représentant les phases a, b, c, d, e. Dans la Figure 5-21 est représenté le cycle réel en mode pompe utilisé comme référence suivant les 5 phases.

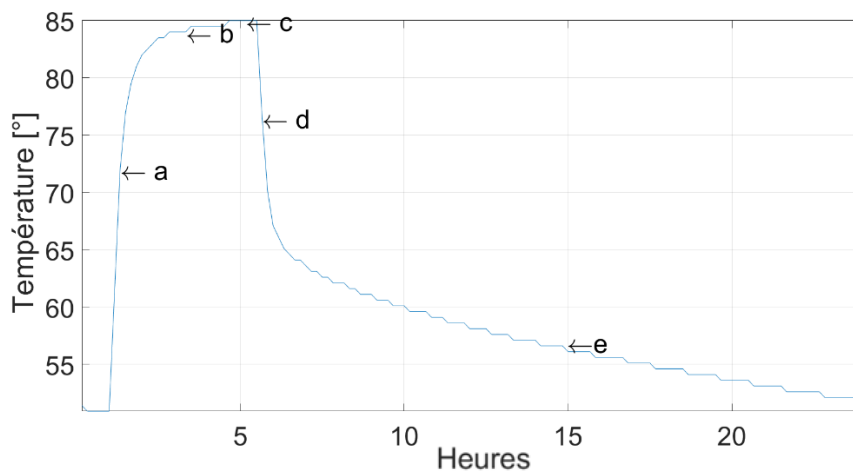


Figure 5-21. Décomposition d'un cycle par un modèle polynomial de 5 équations (O. Savin et al., 2021)

5.3.2.2.2. Cycles avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage

Pour une deuxième simulation, le cycle de référence (Figure 5-19) a été dupliqué, de manière à simuler un profil en température de 2 à 5 cycles par jour (Figure 5-22). Pour chaque cycle, la durée de la *phase c* (fonctionnement nominal) ne change pas, seule la durée de la *phase e* (temps de refroidissement) change. Le temps de fonctionnement de la machine augmente donc avec le nombre de cycles. Un tel fonctionnement correspond à un scénario proche du mode de fonctionnement réel des centrales où le temps de fonctionnement ne diminue pas avec les cycles (par exemple une centrale de lac en hiver). La Figure 5-22 représente les différents profils en température réalisés (O. Savin et al., 2021).

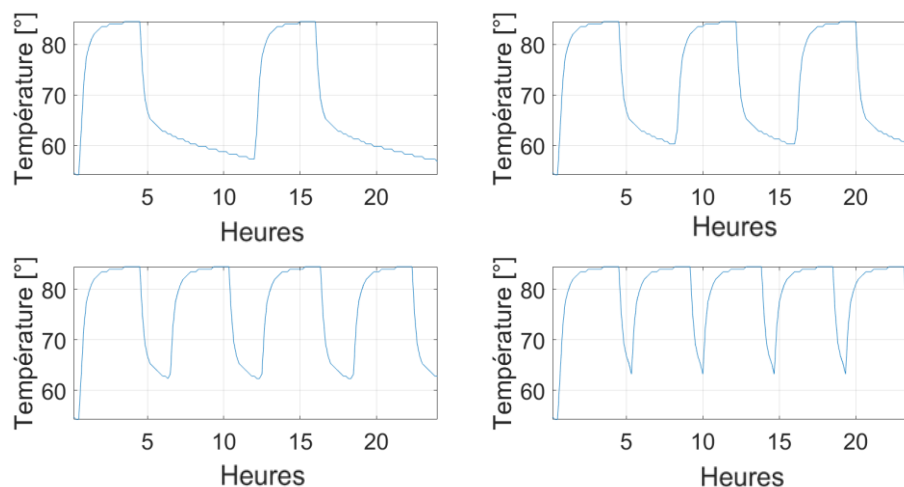


Figure 5-22. Cycles simulés avec le même temps de fonctionnement (2,3,4,5 cycles par jour)

5.3.3. Résultats et discussion

Dans cette section, nous présentons les résultats obtenus pour le facteur d'accélération avec les simulations et qu'une analyse de sensibilité des paramètres du modèle de Coffin Manson.

5.3.3.1. Facteur d'accélération

Nous estimons le facteur d'accélération pour les deux types de simulation : cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement et cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage.

5.3.3.1.1. Cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement

Le Tableau 5-2 présente les caractéristiques des cycles en température en fonction du nombre de cycles de démarrage et d'arrêt par jour ainsi que le facteur d'accélération obtenu et la diminution en durée de vie qui en résulte. Le niveau de base correspond à 1 cycle par jour

(T_0 , ΔT_0). Le facteur d'accélération (AF) est calculé pour un passage du niveau de base à des niveaux accélérés allant jusqu'à 7 cycles par jour (T_1 , ΔT_1).

Cycles	1 (T_0)	2	3	4	6	7
Température moyenne (T_m) [°C]	71,8	73	73,5	73,8	74	74,8
Différence de température moyenne T_1-T_0		1,2	1,7	2	2,2	3
Amplitude	30,2	25,8	23,8	22,8	21,7	21,3
Rapport d'amplitude $\Delta T_1/\Delta T_0$		1,2	1,3	1,3	1,4	1,4
AF		1,02	1,05	1,08	1,15	1,24
Réduction (%)		2	5	8	13	20

Tableau 5-2. Valeurs et résultats pour les cycles simulés avec le temps de fonctionnement égal au temps de refroidissement

On constate que la température moyenne augmente légèrement (environ 3 °C) avec le nombre de cycles, passant de près de 72°C pour un cycle par jour à 75°C pour 7 cycles par jour. L'amplitude des cycles diminue elle d'environ 9 °C, en passant de 30°C à près de 21°C.

Les résultats montrent que le cyclage a bien un impact sur la diminution de la durée de vie, relativement faible quand on passe de 1 à 3 cycles par jour (de l'ordre de 5%), mais augmentant jusqu'à 20% lorsque le cyclage passe à 7 cycles par jour.

Afin de mieux analyser l'effet du cyclage en température sur le facteur d'accélération, nous avons tracé la contribution de chacun des effets (différence de température moyenne (T_m), rapport d'amplitude (ΔT) et rapport de fréquence de cyclage) sur le facteur d'accélération (Figure 5-23 et Tableau 5-2). C'est-à-dire que les trois termes de l'équation 35 ont été calculé séparément (température moyenne, amplitude et fréquence de cycles) et un facteur d'accélération a été estimé pour chacun. On constate que l'élévation de la température de 3°C observée quand on passe de 1 à 7 cycles génère une contribution au facteur d'accélération de 1,2. À l'inverse, l'amplitude du cycle (ΔT) diminue (de presque 9°C pour 7 cycles par jour), ce qui a un effet bénéfique sur le vieillissement avec une contribution inférieure à 0,5. Celle-ci est contrebalancée par la fréquence de cycles, qui génère une contribution proche de 2 (Figure 5-23). Ainsi, malgré une élévation en température relativement faible et une diminution de l'amplitude des cycles, un fort cyclage a bien un effet néfaste sur la durée de vie de l'équipement. Dans la Figure 5-23 le facteur de chaque terme est affiché avec des points et le facteur d'accélération de l'équation 35 et Tableau 5-2 est affiché avec la ligne bleue.

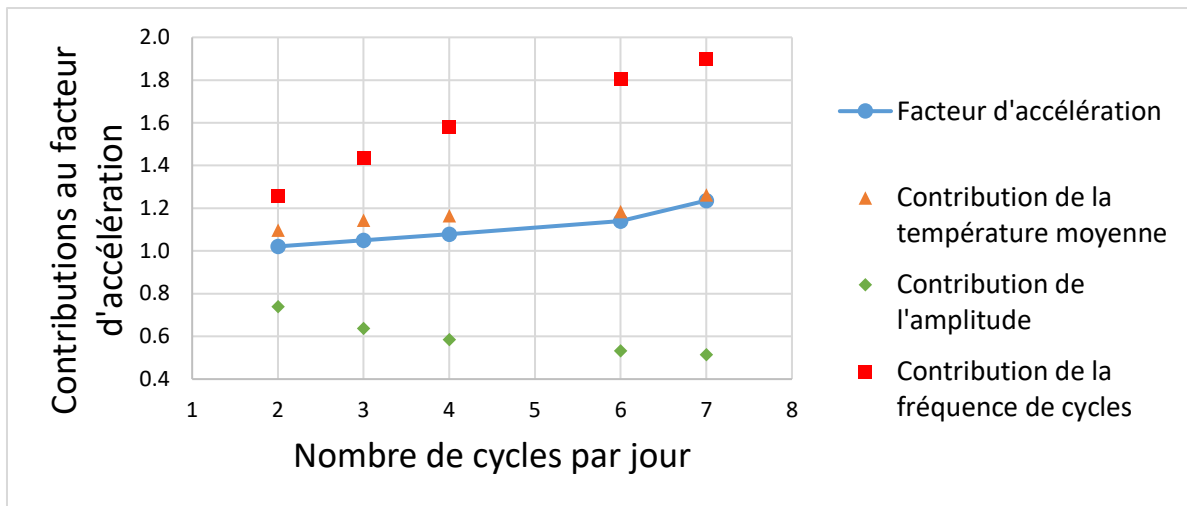


Figure 5-23. Évolution du facteur d'accélération en fonction du nombre de cycles et contributions de la température moyenne, de l'amplitude et de la fréquence pour la première simulation

5.3.3.1.2. Cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage

Le même type d'analyse a été mené pour identifier les températures moyennes, amplitudes et facteur d'accélération pour les cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage (Tableau 5-3). Sans surprise, l'élévation en température observée avec le nombre de cycles est beaucoup plus importante (environ 20°C pour 5 cycles par jour) que lors des simulations précédentes (environ 3°C), où la durée de fonctionnement de la machine par jour était identique quel que soit le nombre de cycles par jour. Cette très forte élévation de la température n'est pas due au cyclage mais au fait que la machine fonctionne plus longtemps. L'amplitude des cycles diminue avec le cyclage, elle, dans un ordre de grandeur équivalent à la simulation précédente. En effet, la baisse de la température est très rapide juste après l'arrêt de la machine, du fait du mouvement de rotation qui perdure, compte tenu de la forte inertie de la machine et de la ventilation. Même quand le temps séparant un redémarrage d'un arrêt est court, la machine refroidit de plusieurs dizaines de degrés. L'impact de ce scénario de cycles de démarrage et d'arrêt est donc beaucoup plus important sur la durée de vie de la machine, avec un facteur d'accélération d'environ 4 pour 5 cycles, du fait de l'élévation de la température moyenne.

Cycles	1 (T ₀)	2	3	4	5
Démarrage a n heure	24h	12h	8h	6h	~5h
Température moyenne (T _m) [°]	60,8	67,7	72,4	76,2	79,5
Différence de température moyenne T ₁ -T ₀		6,9	11,6	15,4	18,7
Amplitude	30,3	28,8	26,4	24	21,7
Rapport d'amplitude ΔT ₁ /ΔT ₀		1,1	1,2	1,3	1,4
AF		2	2,81	3,47	3,96
Réduction (%)		50	64	71	75

Tableau 5-3. Valeurs et résultats pour les cycles simulés avec le temps de fonctionnement fixe et le temps de refroidissement qui diminue avec le cyclage

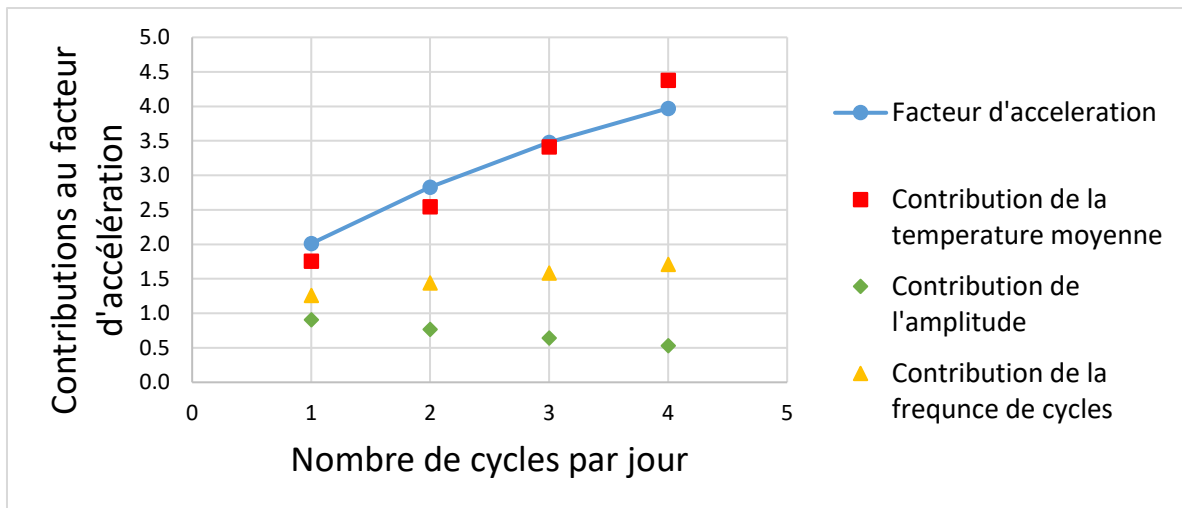


Figure 5-24. Évolution du facteur d'accélération en fonction du nombre de cycles et contributions de la température moyenne, de l'amplitude et de la fréquence pour la deuxième simulation

Bien que ce scénario ne quantifie pas uniquement l'impact du cyclage sur la durée de vie, il correspond à une utilisation de la centrale EDF assez proche de la réalité. Il est cependant pessimiste car les cycles simulés sont des cycles en mode pompe, qui génèrent une élévation de la température en fonctionnement supérieure à un celle du mode turbine.

5.3.3.2. Analyse de sensibilité sur le paramètre d'énergie d'activation de la formule de Coffin-Manson

Les résultats présentés dans le paragraphe précédent ont été obtenus pour la valeur de paramètre E_a sélectionnés au paragraphe (section 5.3.1.2) après une analyse bibliographique sur des matériaux similaires à ceux composant un alternateur. Nous allons maintenant étudier l'impact sur la réduction de la durée d'une variation des valeurs de ce paramètre. Une analyse de sensibilité a été menée en calculant le facteur d'accélération et la réduction en durée de vie pour des valeurs allant de 0,6 à 1 pour E_a (soit 20% de variation autour de 0,8). Nous choisissons ces valeurs parce que, comme il est présenté dans l'annexe 4, l'énergie d'activation peut varier en fonction du type d'isolation. De plus, à partir de l'étude menée par EDF (Figure 0-1 de l'annexe 4), nous pouvons observer pour 4 matériaux différents une énergie d'activation comprise entre 0,69-0,96. Les caractéristiques des cycles en température utilisées pour cette analyse sont ceux des cycles simulés avec un temps de fonctionnement égal au temps d'arrêt. La variation du facteur d'accélération est présentée sur la Figure 5-25 et la diminution en pourcentage de la durée de vie sur la Figure 5-26.

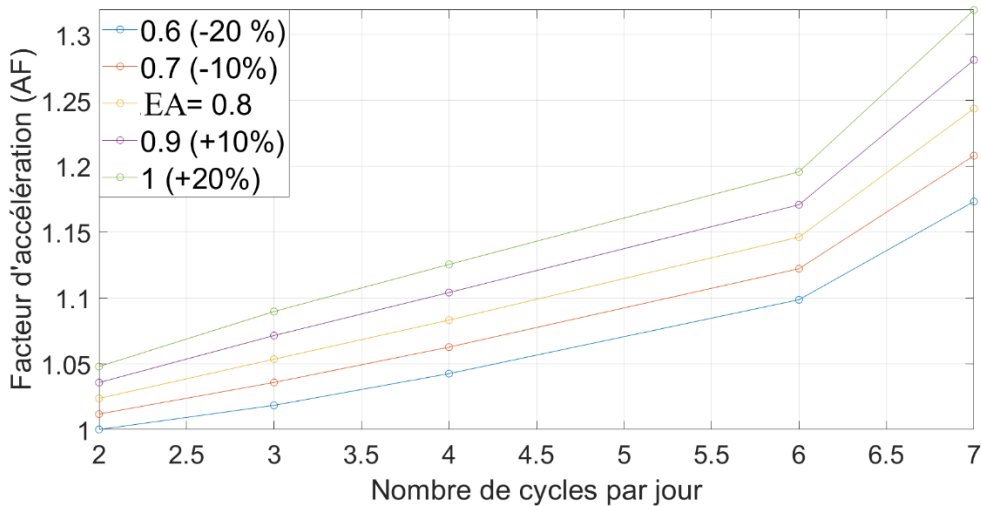


Figure 5-25. Variation du facteur d'accélération en fonction de différentes valeurs d'énergie d'activation

La Figure 5-25 présente les résultats de l'analyse de sensibilité pour le paramètre E_a sur le facteur d'accélération AF. Une variation d' E_a de plus ou moins 20% génère une variation du facteur AF d'environ 10%. La variation d'énergie d'activation montre que si le paramètre a des valeurs plus élevées, le facteur d'accélération et le pourcentage pour la perte en durée de vie augmente (Figure 5-26). Par exemple, pour 2 cycles par jour la perte en durée de vie peut varier de 1 à 6% en fonction du type d'isolant. Cette différence est plus importante si on cycle plus. Pour une fréquence de cyclage de 7 cycles par jour, la perte en durée de vie varie entre 15 et 25% pour E_a allant de 0,6 à 1. Une variation de 0,2 pour 6 cycles par jour sur l'énergie d'activation peut entraîner une variation d'environ 0,05 sur le facteur d'accélération qui signifie une perte en durée de vie d'environ 5% sur l'unité. Cette analyse est pratique pour estimer le facteur d'accélération en fonction du matériau de l'isolant.

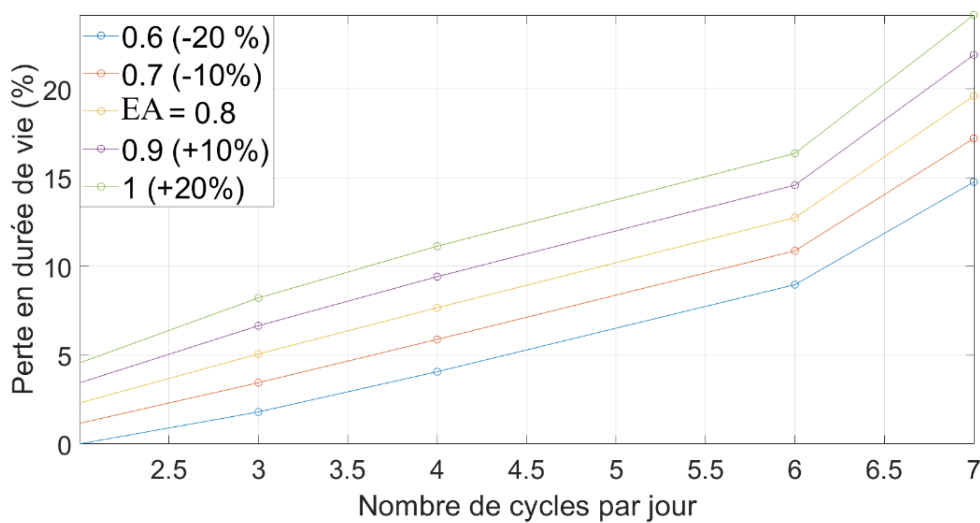


Figure 5-26. Évolution de la perte en durée de vie en fonction du nombre de cycles par jour et de la valeur du facteur d'accélération

5.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons mis en évidence l'effet négatif des démarrages et arrêts sur la durée de vie des alternateurs et nous avons proposé une méthode pour estimer l'impact des cycles de démarrage et d'arrêt sur les alternateurs (O. Savin et al., 2021).

La première méthode utilise une loi Weibull pour l'estimation de la durée de vie en utilisant les années de rebobinage. Deux groupes avec une fréquence de cycles différente ont été étudiés. L'estimation de la durée de vie des deux groupes est utilisée pour calculer le coût de démarrage et d'arrêt en divisant le prix d'achat et maintenance par le nombre de cycles sur la durée de vie estimée. Cet aspect est traité dans le document (Savin, 2021) où la différence de presque 20% entre les deux catégories (centrales cyclées et non cyclées) est attribuable aux coûts de démarrage et arrêt.

La deuxième méthode utilise la cause principale de défaillance des alternateurs qui est considérée le défaut d'isolation du stator, dont la dégradation est accélérée par les cycles en température induits par les cycles de démarrage et d'arrêt. Nous avons choisi d'utiliser un modèle de Coffin-Manson, permettant d'estimer un facteur d'accélération du vieillissement en fonction de caractéristiques de cycles en température. Nous avons utilisé les données de surveillance disponibles toutes les 10 minutes sur des centrales EDF de type STEP, pour extraire les caractéristiques des cycles thermiques engendrés par les démarrages et arrêts en mode pompe. L'analyse des profils sur plusieurs années montre qu'il est difficile d'évaluer avec précision les variations de température dues aux cycles de démarrage et d'arrêt. En effet, la température de l'alternateur varie en fonction de plusieurs facteurs dont la température extérieure, le mode de fonctionnement, la durée de fonctionnement de la centrale, etc. Aussi, pour une meilleure compréhension de l'effet des cycles sur la durée de vie des alternateurs, nous avons choisi de simuler des cycles en température correspondant à deux scénarios d'utilisation : un cycle de démarrage et d'arrêt où le temps de fonctionnement de la centrale est égal au temps d'arrêt et un cycle de démarrage et d'arrêt où seul le temps de fonctionnement de la centrale est de durée fixe. Dans le premier scénario, la diminution de durée de vie est faible quand la fréquence du cyclage est inférieure à 3 cycles par jour mais atteint les 20 % quand on passe à 7 cycles par jour. Le 2^{ème} scénario engendre une perte en durée de vie bien supérieure, qui peut aller jusqu'à 75% pour 5 cycles par jour. Dans ce cas, la perte en durée de vie est surtout engendrée par la forte élévation de la température moyenne due à l'augmentation du temps de fonctionnement quand le nombre de cycles est important. Ce scénario est l'un des plus pessimistes car les cycles simulés correspondent à un fonctionnement de la centrale en mode pompe, qui est le plus dommageable pour la machine. Ce mode provoque un échauffement plus important. Pour élargir le domaine d'analyse, les démarrages et arrêts en mode turbine doivent être étudiés aussi. Le 1^{er} scénario permet, quant à lui, une estimation de perte en durée de vie uniquement due au cyclage. Les cycles simulés sont cependant là encore des cycles en mode pompe. Une analyse de sensibilité du facteur de vieillissement aux paramètres du modèle de Coffin Manson, choisis à l'aide d'une analyse de la littérature, montre qu'une variation de 10% de l'énergie d'activation E_a engendre une variation de 5% sur la perte en durée de vie. Ainsi cette étude à l'aide de cycles simulés, bien qu'elle ne nous permette pas de quantifier précisément l'impact réel du cyclage sur la durée de vie des alternateurs, nous fournit un ordre

de grandeur ainsi qu'une borne maximale de la perte en durée de vie des alternateurs due au cyclage.

La méthode proposée dans ce chapitre est basée sur le phénomène principal de dégradation, le cyclage thermique. Ce fait peut engendrer des incertitudes et comme le montre la Figure 5-5, il y a aussi d'autres défauts, environ 50%, qui peuvent être étudiés. Ainsi, nous avons essayé de capturer l'effet de cyclage avec les deux études proposées qui sont basées sur des hypothèses et des analyses de sensibilité ont été réalisées. Les résultats en termes de réduction de durée de vie sont à prendre avec les incertitudes associées.

Pour la méthode développée dans ce chapitre, qui permet d'évaluer la perte en durée de vie engendrée par des cycles thermiques caractérisés à l'aide de données de surveillance, les cycles en mode turbine doivent être analysés. Ensuite, cette méthode pourrait être utilisée pour d'autres composants, comme le transformateur (Leijon et al., 2001), par exemple, dont la problématique de vieillissement peut être similaire (Sanchez, 2006). La même étude a été menée sur les transformateurs et présentée dans le rapport (Savin, 2021). Il est à noter qu'il y a trois types de démarrages pour les transformateurs (Castro Cezar, 2015) (mise sous tension brusque, mise sous tension progressive et toujours sous tension) et d'après les experts EDF, seulement les transformateurs avec une mise sous tension brusques sont impactés par les démarrages et arrêts. Concernant le transformateur, d'autres études peuvent être envisageables, comme par exemple des modèles de choc (Nakagawa, 2007) ou des modèles en utilisant les analyses de furane (Cheim et al., 2011), (Duval et al., 2017).

6. La dégradation des vannes de pied et disjoncteurs due au cyclage, par retour d'expérience et avis d'expert

6.	La dégradation des vannes de pied et disjoncteurs due au cyclage, par retour d'expérience et avis d'expert	119
6.1.	Modélisation par retour d'expérience et avis d'expert pour les vannes de pied.....	120
6.1.1.	La dégradation des vannes de pied.....	120
6.1.2.	Corrélation entre la profondeur des fissures des tourillons et le nombre de cycles.....	121
6.1.2.1.	Description d'un robinet sphérique	121
6.1.2.2.	Hypothèses de l'étude de corrélation.....	122
6.1.2.3.	Corrélation et causalité.....	122
6.1.2.4.	Résultats	123
6.1.3.	Conclusion sur les vannes de pied.....	123
6.2.	Modélisation en fonction de l'indicateur de dégradation pour les disjoncteurs	124
6.2.1.	La dégradation des disjoncteurs	124
6.2.2.	Classifications des disjoncteurs	126
6.2.2.1.	Petits disjoncteurs (ou de série) ($I_r < 3$ kA).....	126
6.2.2.2.	Disjoncteurs intermédiaires ($I_r = 3$ kA ~ 5 kA).....	126
6.2.2.3.	Gros disjoncteurs ($I_r > 5$ kA).....	127
6.2.3.	Conclusion sur les disjoncteurs	127
6.3.	Conclusion.....	127

Dans ce chapitre, nous proposons un troisième type d'approche pour estimer la dégradation de matériels tels que la vanne de pied et le disjoncteur, composants des groupes hydrauliques. Toujours dans l'objectif de modéliser la dégradation due aux cycles de démarrage et d'arrêt, nous proposons une méthodologie basée sur le retour d'expérience et l'avis d'expert. Ce chapitre est divisé en deux sections selon le composant étudié. Pour le premier matériel, les vannes de pied, nous mènerons une étude de corrélation entre les fissures des tourillons des robinets sphériques et le nombre de cycles afin de vérifier si l'on trouve un lien entre les deux. Ensuite, on affecte un pourcentage pour la dégradation due aux cycles de démarrage et d'arrêt par avis d'expert. Pour le deuxième matériel, selon les constructeurs et les experts, la durée de vie des disjoncteurs est donnée par le nombre de manœuvres mécaniques et/ou la somme des coupures de courants. Dans notre méthode nous utilisons l'expérience et l'historique des données d'EDF pour estimer le nombre de cycles et on classifie les disjoncteurs en trois catégories en fonction de leur courant nominal.

6.1. Modélisation par retour d'expérience et avis d'expert pour les vannes de pied

On trouve peu d'études de l'impact des cycles de démarrages et d'arrêt sur les vannes de pied d'un groupe hydraulique (introduite à la section 2.3.4). Nous avons mentionné la méthodologie (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) où les auteurs ont estimé que 75% du coût total d'un cycle de démarrage et d'arrêt est représenté par l'alternateur et les vannes de pied. Selon les experts EDF, l'usure mécanique des vannes de pied due aux cycles de démarrage et d'arrêt est importante et doit être prise en compte pour le calcul de coûts de démarrage et d'arrêt. Dans ce sous-chapitre, nous discutons la dégradation des vannes de pied en cherchant s'il y a une corrélation entre le nombre de cycles et l'usure d'une des pièces mécaniques de cet équipement, les tourillons qui sont des axes qui soutiennent l'opercule devant l'écoulement pour les robinets sphériques de deux centrales STEP. Si cette corrélation existe, nous pouvons attribuer un certain pourcentage d'usure ou de dégradation au démarrage et à l'arrêt en se basant sur des avis d'expert car les vannes sont manœuvrées et détériorées lors d'un démarrage et arrêt.

6.1.1. La dégradation des vannes de pied

Une note technique d'EDF présente le retour d'expérience et les modes de dégradation des vannes (Saint-Joanis, 2012). Parmi ces modes de dégradation, une importance a été donnée aux dégradations des pièces d'étanchéité et de guidage. La dégradation de l'étanchéité d'une vanne pourra être due à l'usure liée aux frottements. Ces pièces sont plus sollicitées lors d'un cycle de démarrage et d'arrêt. Dans la Figure 6-1 sont présentées les conséquences d'un défaut d'étanchéité. D'autres types de dégradation qui sont liés à la maintenance (par exemple, dégradation spécifique des pièces moulées ou dégradation des assemblages) ou des défauts d'exploitation (par exemple une surpression accidentelle) sont détaillés. Un autre défaut très important pour les vannes sont les fissures des tourillons. (Oppé et al., 2017) et (Bryla, 2020) décrit l'apparition de fissures importantes au niveau des tourillons sur deux centrales différentes d'EDF. Ce défaut sévère nécessite une action de maintenance corrective immédiate, et plus grave encore, le remplacement de la pièce (Maureau, 2018).

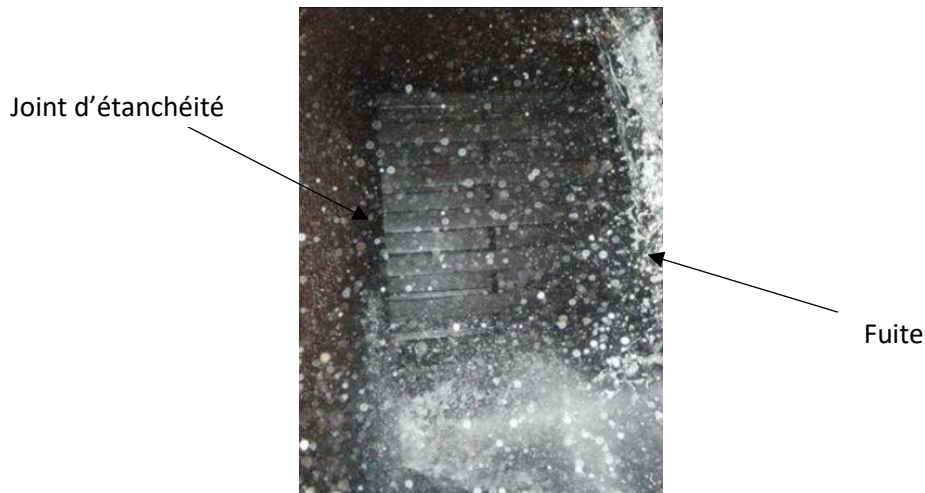


Figure 6-1. Fuite d'une vanne lors d'un défaut d'étanchéité (Saint-Joanis, 2012)

Lors de nos recherches dans la littérature internationale, nous avons trouvé dans la méthodologie de (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) que la plupart des défauts se situent sur les pièces d'étanchéité (anneaux mobiles et les sièges fixes) et les organes de manœuvres (vérins et tourillons). Ces pièces s'usent principalement lors de l'ouverture et de la fermeture des vannes et sont généralement renouvelées ou remplacées après une usure importante. Nous avons interrogé les experts EDF et il est généralement admis que les manœuvres répétées d'ouverture et de fermeture produisent une dégradation accélérée du matériel. En général, la périodicité caractéristique de maintenance de ces pièces d'étanchéité est de 10 ans pour une maintenance simple (inspections visuelles, etc.) et de 40 ans pour une maintenance lourde (pièces d'étanchéité, sablage, peinture et joints).

6.1.2. Corrélation entre la profondeur des fissures des tourillons et le nombre de cycles

Avant de présenter l'étude de corrélation entre le nombre de cycles et les fissures des tourillons, nous décrivons un robinet sphérique et ses sous-composants ainsi que son mode de fonctionnement

6.1.2.1. Description d'un robinet sphérique

Dans la Figure 6-2 est représenté le système élémentaire d'un robinet sphérique de la première centrale STEP que nous avons étudié (Centrale 1), qui comporte deux vannes en série, de type sphérique, dont les rôles ne sont pas rigoureusement identiques. La vanne la plus proche du groupe (à gauche) est dénommée « vanne de service » et la plus éloignée est appelée « vanne de sécurité » (à droite). Les deux équipés avec un tourillon long côté servomoteur et un tourillon court de l'autre côté. La vanne de service assure la coupure du débit de la machine par fermeture de l'obturateur puis placage de l'anneau d'étanchéité. La vanne de sécurité assure l'isolement du circuit haute pression et permet de secourir la vanne de service en cas de non fermeture de celle-ci. En fonction des vannes, la taille des tourillons diffère. Pour la deuxième centrale (Centrale 2), le système comporte un robinet sphérique avec un obturateur et tourillons monobloc. Les manœuvres de l'anneau mobile et de fermeture de l'obturateur se font avec la pression de la conduite forcée. L'ouverture de l'obturateur se fait par pression d'huile d'une

centrale oléo-hydraulique propre à chaque groupe à l'aide des servomoteurs par l'intermédiaire d'un levier et le tourillon long.

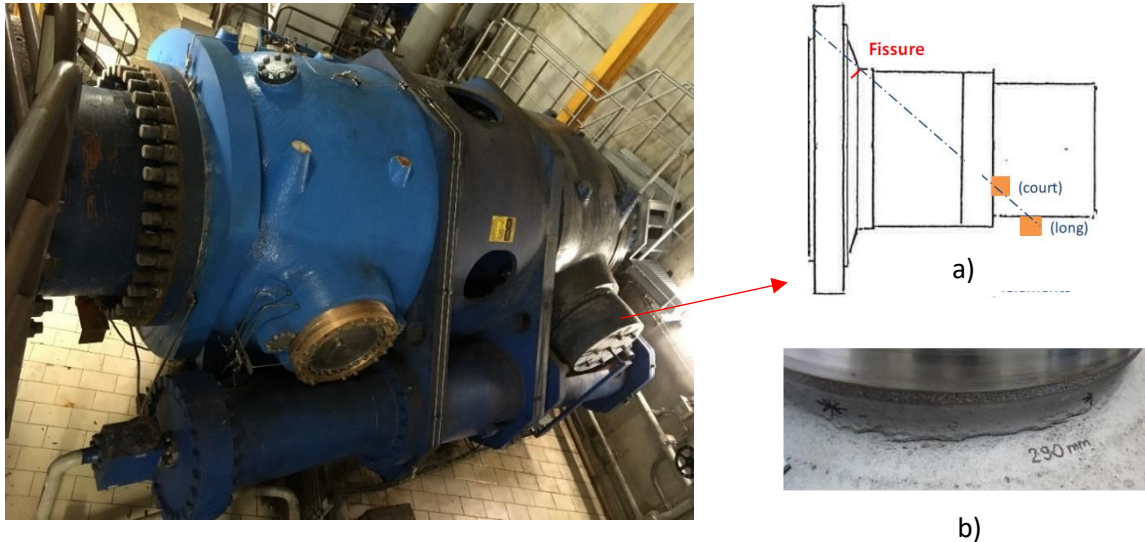


Figure 6-2. Le robinet sphérique de la Centrale 1 (service et sécurité) (Savin, 2018) avec la fissure (b - zoom) sur le tourillon court et une coupe transversale d'un tourillon avec l'indication de la fissure (a) (Bryla, 2020)

6.1.2.2. Hypothèses de l'étude de corrélation

Suite à des contrôles périodiques de maintenance des robinets sphériques des deux centrales de type turbinage pompage (STEP), des fissures sur les tourillons au niveau du congé de raccordement amont ont été détectées. Ensuite, une expertise a été menée par EDF pour vérifier les tailles des fissures (Oppé et al., 2017). Elles ont été comparées avec le nombre de cycles. Quand les personnels spécialisés ont fait le contrôle, ils ont seulement découvert la fissure mais la date de l'apparition est inconnue. Ainsi, nous cherchons à trouver une corrélation entre le nombre de cycles et l'usure trouvée sur les vannes (fissure des tourillons). Afin d'effectuer la comparaison et de voir s'il y a une corrélation, nous faisons deux hypothèses :

- (1) Comme la période d'apparition de la fissure n'est pas connue, ni l'évolution dans le temps, à titre d'hypothèse, on considère que le tourillon a commencé à se fissurer depuis la mise en service et que l'évolution est constante avec le temps.
- (2) Le nombre de cycles a été enregistré 6 ans après la mise en service de deux usines, donc une estimation pour une période d'environ 20% de la période totale d'analyse a été effectuée (avec la moyenne de la période connue).

6.1.2.3. Corrélation et causalité

Pour estimer la corrélation le coefficient de Pearson (Galton, 1877) est utilisé. Le coefficient de Pearson est un indice reflétant une relation linéaire entre deux variables continues. Le coefficient de corrélation varie entre -1 et +1, 0 reflétant une indépendance entre les deux variables, une valeur négative (corrélation négative) signifiant que lorsqu'une des variables augmente, l'autre diminue ; tandis qu'une valeur positive (corrélation positive) indique que les deux variables varient ensemble dans le même sens. La formule de calcul est :

$$r = \frac{Cov(X, Y)}{\sigma_x \sigma_y} \quad \text{Eq. 36}$$

où $Cov(X, Y)$ désigne la covariance des variables X et Y (dans notre cas les cycles et la taille de la fissure) ; σ_x et σ_y désignent leurs écarts types.

Ce coefficient de corrélation est complété par une p-valeur, comprise entre 0 et 1, qui décrit la probabilité de rejeter l'hypothèse nulle H_0 quand celle-ci est vraie, H_0 étant l'hypothèse que les données sont en fait indépendantes, i.e. que les cycles n'ont aucun lien avec la taille de la fissure dans notre cas. Afin de s'assurer de la robustesse de la corrélation observée, on veut avoir une p-valeur aussi faible que possible. En pratique, on validera qualitativement une corrélation pour une p-valeur inférieure 0,05, ce qui correspond à une probabilité de 95% que les cycles et la taille de la fissure soient corrélés.

6.1.2.4. Résultats

La profondeur de la fissure de quatre tourillons et le nombre de cycles sont affichés dans le Figure 6-3 pour les deux centrales. Pour la Centrale 1, la fissure a été mesurée sur le tourillon long (Bryla, 2020) et le nombre de cycles a été estimé pour le mode pompe pour les quatre groupes (t_{1_1} , t_{2_1} , t_{3_1} , t_{4_1}). On peut observer que la fissure devient plus grande avec le nombre de cycles. Pour la Centrale 2 (Maureau, 2018), on observe la même tendance entre la profondeur de la fissure et le nombre de cycles en mode pompe pour les quatre groupes (t_{1_2} , t_{2_2} , t_{3_2} , t_{4_1}).

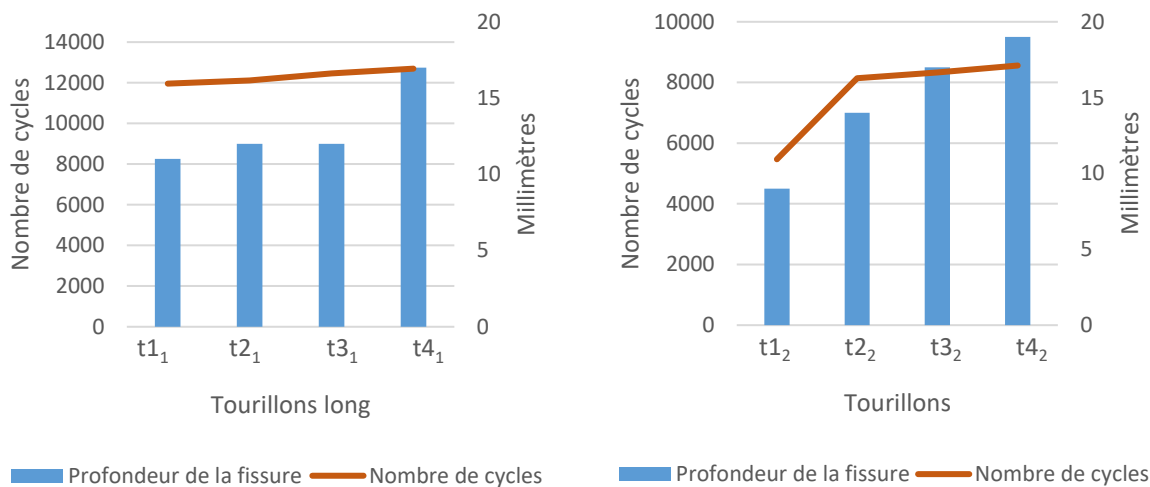


Figure 6-3. Représentation du nombre de cycle et la profondeur de la fissure pour les quatre tourillons de la Centrale 1 (à gauche) et de la Centrale 2 (à droite)

6.1.3. Conclusion sur les vannes de pied

Le coefficient de Pearson prend la valeur de 0,89 avec une p-valeur de 0,036 pour la Centrale 1 et 0,85 avec un p-valeur de 0,05 pour la Centrale 2. Ces premiers résultats montrent qu'un nombre de cycles élevé peut avoir un impact sur la hauteur de la fissure, et par la suite sur la durée de vie de la vanne de pied.

Nous utilisons ces constatations avec prudence, compte tenu du nombre d'exemples disponibles, et nous avons ensuite demandé l'avis des experts EDF (pages 5-6). Selon l'analyse de dégradation et la moyenne des avis d'expert (Rouard and experts des métiers, 2010), la dégradation qui peut être attribuable aux cycles de démarrage et d'arrêt est liée à la dégradation des pièces de manœuvres. Celle-ci représente 75% de la dégradation totale, le reste à la dégradation due à l'âge (peinture, sablage) (Saint-Joanis, 2012). Pour arriver à cette conclusion, nous avons interrogé les experts des métiers (par questionnaire) et une analyse sur les actions de maintenance a été menée. Cette analyse est explicitée en détail dans le rapport (Savin, 2021).

6.2. Modélisation en fonction de l'indicateur de dégradation pour les disjoncteurs

Le disjoncteur est un matériel dont le coût est intégré dans les modélisations pour estimer le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt. Dans la méthodologie (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006) le coût total attribué aux démarrages et arrêts est 5-10% du coût de remplacement. Dans une autre méthodologie (Bureau of Reclamation, 2014b) le coût total attribué aux démarrages et arrêts représente 50% du coût de remplacement. D'après l'avis d'expert d'EDF (pages 5-6), lors d'un achat de disjoncteur, le fournisseur estime les périodes de la maintenance et sa durée de vie dépend du nombre de manœuvres mécaniques, c'est-à-dire de cycles de démarrage et d'arrêt. Pour avoir plus d'informations, nous avons effectué une recherche dans la littérature pour trouver les causes de la dégradation. Ensuite, nous classons les disjoncteurs en fonction de courant nominal et de nombre de cycles.

6.2.1. La dégradation des disjoncteurs

Le (CIGRE Working Group 13.06, 1994) (Conseil International des grands réseaux électriques) a fourni des informations sur les statistiques de défaillance des composants des disjoncteurs. La plupart des défaillances observées dans les centrales hydroélectriques sur les disjoncteurs peuvent être attribuées à des problèmes mécaniques et aux circuits de contrôle auxiliaires. Plus précisément, 43 à 44 % des défaillances majeures sont de nature mécanique, 20 à 29 % sont liées aux circuits auxiliaires et de contrôle, et 21 à 31% peuvent être attribués à des problèmes liés aux coupures de courant. (Zhang et al., 2009) classent les défauts en deux catégories : majeurs et mineurs. Une défaillance majeure est une défaillance complète d'un disjoncteur qui entraîne la perte d'une ou plusieurs de ses fonctions fondamentales. Une défaillance majeure entraîne un changement immédiat des conditions de fonctionnement du système, ou la mise hors service obligatoire du disjoncteur pour une maintenance non programmée. Toute autre défaillance est considérée comme une défaillance mineure. La répartition des défauts est affichée dans la Figure 6-4. Même si les fuites de gaz représentent une partie importante des défauts mineurs (environ 40%), qui ne sont pas aussi dangereux que les défauts majeurs, les paramètres de diagnostic les plus efficaces sont le fonctionnement mécanique (i.e. la position du contact, etc.) et l'observation visuelle.

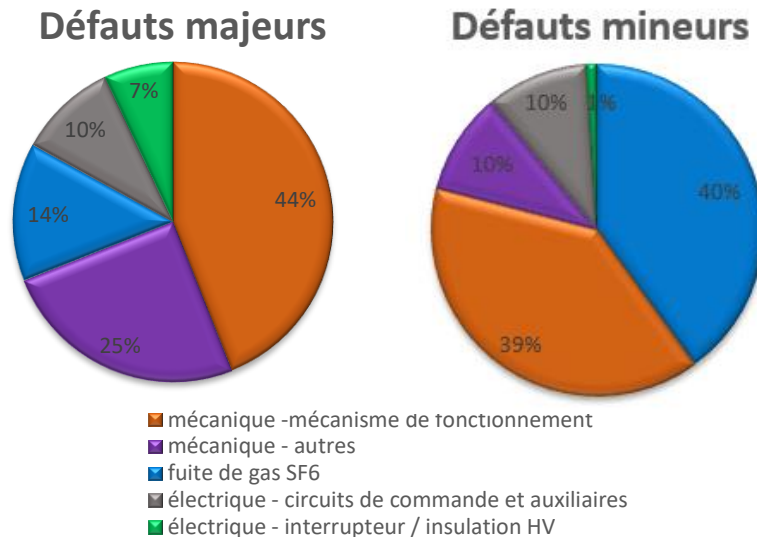


Figure 6-4. Répartition des défauts des disjoncteurs (Zhang et al., 2009)

(Andrusca et al., 2012) passent en revue les défauts des disjoncteurs reprenant les résultats des études ci-dessus où les défauts mécaniques représentent la majorité des défauts des disjoncteurs.

Dans un rapport technique d'EDF (Dia, 2018) est décrit un cas d'analyse sur la dégradation des disjoncteurs. Après une étape d'expertise par des contrôles visuels, les méthodes de diagnostic non intrusives appliquées ont permis d'obtenir une idée de l'usure. Les conclusions ont été confirmées par radiographie au regard de l'état des tiges de contact d'arc et par les contrôles dimensionnels effectués ultérieurement sur les pôles, lesquels laissaient entrevoir une usure importante avec une estimation de perte importante de la course des contacts d'arc. En effet, lors des cycles de démarrage et d'arrêt, il y a une usure mécanique importante. Cette usure est due aux manœuvres mécaniques mais aussi au courant de coupure.

Dans la Figure 6-5, nous présentons trois différents profils d'usure mécanique d'un contact d'un disjoncteur : pour chaque profil, le contact le plus usé est au premier plan, et le contact le moins usé et en arrière-plan. L'analyse des surfaces donne une estimation de l'usure réelle en volume avec la matière perdue.

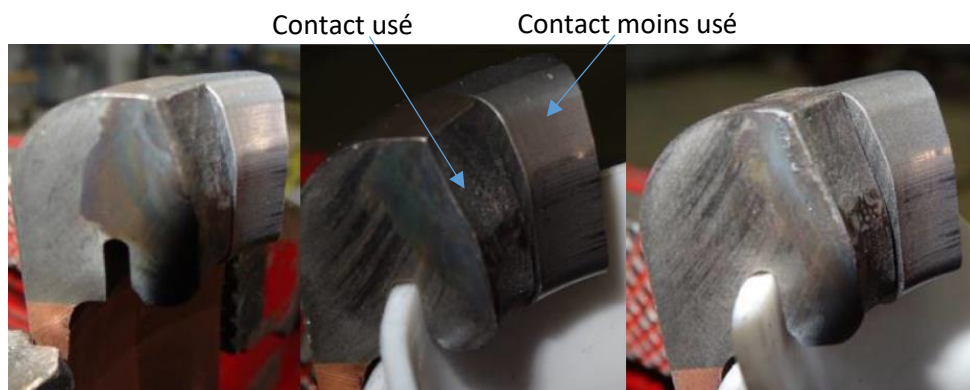


Figure 6-5. Analyse de profil des contacts d'un disjoncteur avec le contact le plus usé en premier plan et le contact moins usé en arrière-plan (Dia, 2018)

6.2.2. Classifications des disjoncteurs

Dans cette section, nous classifions les disjoncteurs du parc hydraulique EDF en trois catégories en fonction du nombre de manœuvres. Dans une brochure technique ©Alstom, le producteur et fournisseur classe les disjoncteurs en fonction de leurs caractéristiques : la puissance [MW], le courant nominal (I_r [A]) et le courant de court-circuit (I_{sc} [A]) comme présenté dans la Figure 6-6. En général et en France, les disjoncteurs dépassant $I_r > 13500$ A sont utilisés dans les centrales de grosse production électrique (centrales thermiques et nucléaires). Pour les centrales hydroélectriques, on utilise des disjoncteurs avec des valeurs de courant nominal plus petites ($I_r < 13500$ A) et on les classe en 3 catégories pour couvrir tout le parc hydraulique d'EDF.

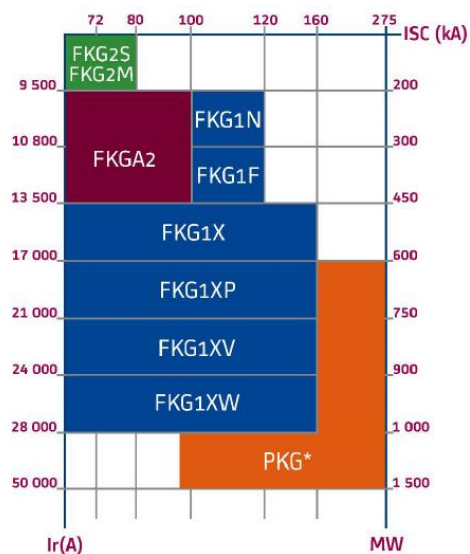


Figure 6-6. Modèles de disjoncteurs en fonction de la puissance [MW], le courant de court-circuit (I_{sc}) et le courant nominal (I_r) © Alstom

6.2.2.1. Petits disjoncteurs (ou de série) ($I_r < 3$ kA)

Les disjoncteurs dont le courant nominal est inférieur à 3 kA sont fabriqués en série, il n'y a pas besoin d'une commande spéciale et ils sont utilisés, en général, sur des petites centrales. Ils peuvent être achetés au constructeur sans aucune exigence particulière. En raison de leur taille de construction, la fiabilité de pièces et les coûts, les disjoncteurs sont garantis pour 10000 cycles puis doivent être changés. Normalement, aucune mesure d'entretien n'est effectuée jusqu'à la date du changement. Pour ce type de disjoncteurs, uniquement le prix d'achat doit être pris en compte pour le calcul du coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt, parce qu'il n'y a aucune action de maintenance.

6.2.2.2. Disjoncteurs intermédiaires ($I_r = 3$ kA ~ 5 kA)

Dans la deuxième catégorie se trouvent les disjoncteurs intermédiaires qui sont utilisés selon des conditions de fonctionnement variables sur site et ils sont utilisés, en général, sur des centrales de puissance moyenne. Par exemple, s'il y a besoin d'un courant de court-circuit (I_{sc}) plus élevé et le courant nominal (I_r) et la puissance reste dans les valeurs usuelles, un disjoncteur

intermédiaire peut satisfaire ce besoin. Selon le retour d'expérience et l'avis d'expert, ce type de disjoncteur effectue aussi environ 10000 manœuvres mécaniques (cycles de démarrage et d'arrêt) au cours de sa vie. Ils sont généralement plus chers que les disjoncteurs de série : pour ce type de disjoncteurs, le prix d'achat et de la maintenance doivent être pris en compte pour le calcul de coût de démarrage et d'arrêt.

6.2.2.3. Gros disjoncteurs ($I_r > 5kA$)

Pour les groupes de production d'énergie hydraulique, les disjoncteurs de grande puissance ou de grande taille sont utilisés en général pour des courants de court-circuit ($I_{sc}[A]$) jusqu'à 120 kA et des courants de phase ($I_r[A]$) jusqu'à 13500 A. Ils sont utilisés sur des centrales de grosse puissance, comme par exemple les centrales STEP. Ces disjoncteurs sont fabriqués sur mesure conformément aux conditions sur site et le nombre de cycle peut varier en fonction de la centrale. Ils nécessitent une maintenance régulière et leurs pièces mécaniques sont remplacées par des pièces neuves de même type au cours de la vie. Pour ce type de disjoncteurs, le prix d'achat, de la maintenance, ainsi que le prix des pièces remplacées doivent être pris en compte pour le calcul du coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt.

6.2.3. Conclusion sur les disjoncteurs

Les études mentionnées dans la section 6.2.1. confirment la position des experts d'EDF selon laquelle les manœuvres mécaniques de démarrage et d'arrêt ont un impact important sur la durée de vie des disjoncteurs. Une fois que nous avons identifié l'importance des manœuvres mécaniques (démarrages et arrêts), nous les considérons comme indicateur de la dégradation pour notre cas d'étude. Nous classifions les disjoncteurs en trois catégories en fonction du courant et par conséquent en fonction du nombre des manœuvres.

Il est à noter que les méthodes proposées dans ce chapitre et les résultats reposent sur des hypothèses selon lesquelles les incertitudes associées doivent être prises en compte. Pour le passage à l'évaluation des coûts associés faite dans le rapport (Savin, 2021) il est important de les avoir à l'esprit et qu'un travail important serait encore à réaliser pour quantifier ces incertitudes.

6.3. Conclusion

Dans ce chapitre, nous discutons la dégradation des vannes de pieds et des disjoncteurs.

Concernant les vannes de pied, une étude a été menée afin de trouver un lien entre la dégradation des vannes de pied et le nombre de cycles. Une corrélation entre la profondeur des fissures des tourillons des robinets sphériques et le nombre de cycles de démarrage et d'arrêt apparaît pour les robinets sphériques de deux centrales STEP. Avec le retour d'expérience et l'avis des experts EDF, nous avons estimé un pourcentage de 75% associé à la dégradation des démarrages et d'arrêts (section 6.1.3).

Concernant les disjoncteurs, selon les constructeurs, les périodes de maintenance et la durée de vie sont donnés par le nombre de manœuvres (informations qui sont stipulées dans le contrat d'achat et qui sont confidentielles). Suite à une analyse sur le parc hydraulique EDF,

trois catégories en fonction du courant nominal ont été proposées : de série, intermédiaires et de grande puissance. Pour les deux premières, une durée de vie d'environ 10000 manœuvres est estimée selon leur producteurs et pour la troisième catégorie, le nombre moyen de manœuvres depuis la mise en service jusqu'au remplacement peut être calculée.

Comme vu sur les autres composants, les méthodes utilisées sur les deux composants sont basées sur le phénomène principal de dégradation, les manœuvres mécaniques pour les disjoncteurs et la fatigue engendrée par les manœuvres de démarrages et arrêts pour les vannes de pied. Les fuites de gaz représentent une autre cause importante de dégradation (Figure 6-4) pour les disjoncteurs et pour les vannes de pied, le pourcentage associé à la dégradation de démarrages et arrêts peut être affiné. Ces défauts et estimations doivent être encore étudiées et les estimations en termes de coûts doivent intégrer les incertitudes associées.

Pour les deux composants la méthode économique peut être appliquée pour estimer le coût et cycle de démarrage d'arrêt. Selon les cas, la catégorie de disjoncteurs ou type de vanne de pied, le prix d'achat et de maintenance peut être calculé. Ensuite, une estimation pour le nombre de cycles peut être menée à partir d'historiques de données. Le coût de cycle de démarrage et d'arrêt peut être estimé en divisant les prix selon le matériel par le nombre de démarrages et arrêts. Les détails d'estimation du coût sont exposés dans le rapport (Savin, 2021).

7. Conclusions et perspectives

7.1. Conclusions et bilan du travail réalisé

Dans ces travaux de thèse, nous avons étudié la dégradation du matériel hydroélectrique afin d'estimer le coût de démarrage et d'arrêt. Après la dérégulation du marché d'énergie, les centrales hydroélectriques fonctionnent aujourd'hui avec jusqu'à 6-7 cycles par jour, ce qui peut être considéré comme beaucoup plus de ce pour quoi elles ont été conçues. Ce mode de fonctionnement peut être très dommageable pour les matériels des centrales hydrauliques (dégradation thermique, électrique, ambiante, mécanique) (Sumereder and Muhr, 2005). Jusqu'à présent, très peu de méthodes ont été proposées pour estimer le coût supplémentaire de ce mode d'opération, toutes très différentes dans la manière de quantifier la détérioration et ensuite d'estimer le surcoût (Savin et al., 2020).

Cela a créé la motivation pour établir une méthodologie ad-hoc. Ainsi, l'ensemble du système, donc dans notre cas une centrale hydroélectrique, est décomposé en sous-composants et chaque matériel est étudié, avec l'objectif d'identifier les phénomènes de dégradation et l'origine des surcoûts (section 3.3).

En raison de la diversité des équipements présents dans une centrale hydroélectrique (matériels mécaniques et électriques), la réalisation de cette thèse a fait appel à plusieurs compétences, travaillant chacune dans un référentiel autonome avec des besoins documentaires et des méthodes spécifiques (cf. les domaines de la liste du personnel spécialisé) pour étudier les effets de dégradation de différentes natures (hydraulique, mécanique, électrique et thermique). La particularité est représentée par la diversité des méthodes (modèles probabilistes, modèles de vieillissement, modèles de dégradation, avis d'expert) qui sont adaptées en fonction de chaque matériel et qui sont appliquées dans le domaine de l'hydroélectricité (section 3.3). La multiplicité des phénomènes de dégradation, des causes de défaillance et des compétences mobilisées rend complexe la réalisation d'un modèle unique pour tous les composants d'un groupe de production hydraulique (section 3.2).

Pour répondre à la problématique, d'abord un état de l'art de la littérature existante a été mené (Savin et al., 2020). Celui-ci a dégagé deux familles de méthodologies : économique (section 3.1.1) et technico-économique (section 3.1.2), ayant des avantages et des inconvénients distincts et complémentaires. Dans ces deux groupes, nous avons identifié différentes méthodes

pour estimer le coût (modélisations économiques, formules) et des méthodes pour estimer la dégradation (essais, statistiques, avis d'expert). Pour la première méthodologie, la modélisation économique, la dégradation est supposée soit équivalente à un nombre d'heures de fonctionnement (Bakken and Bjorkvoll, 2002) soit le coût est estimé par comparaison des deux groupes (Bahleda, 2001). L'inconvénient de ces deux méthodes est que la dégradation n'est pas discutée et des études supplémentaires doivent être menées pour renforcer les deux hypothèses mentionnées ci-dessus. Dans la méthodologie technico-économique, la dégradation est abordée par différentes méthodes, par exemple, les essais (Norconsult/Statkraft SF and Vattenfall AB, 2006), le retour d'expérience (Bureau of Reclamation, 2014b) ou l'avis d'expert (Nilsson and Sjelvgren, 1997) et à partir de ces méthodes le coût de démarrage et arrêt est estimé. Même si nous trouvons ces méthodes intéressantes, elles sont en partie difficilement auditables parce qu'elles ne s'appuient pas sur une modélisation explicite des détériorations et de consommation de durée de vie dues à un démarrage et arrêt ou parce que ces méthodes ne sont pas testées au niveau d'un parc hydraulique. Ainsi, pour développer une méthodologie qui définit des méthodes pour estimer le coût de démarrage et d'arrêt et prendre en compte les effets de la dégradation, nous avons divisé le travail en plusieurs études en fonction de différents composants (section 3.3).

En tenant compte de tous ces éléments mentionnés ci-dessus, nous résumons et discutons les méthodes que nous proposons, ainsi que les perspectives :

- *Endommagement comparé sur la roue*

La méthode proposée au chapitre 4 utilise des mesures de déformation au niveau de la roue, dans le cadre d'une étude de fatigue (O. Savin et al., 2021). Nous estimons la dégradation des phases transitoires (démarrage et arrêt) et nous les comparons avec la phase de fonctionnement normal pour déterminer un certain nombre d'heures de fonctionnement normal pour les phases transitoires. Nous utilisons cette méthode lorsque la fatigue est le principal phénomène de dégradation, dans notre cas, pour les roues Francis et Pelton. L'étude a été menée sur des courbes S-N réglementaires ou probabilistes. Nous avons obtenu des résultats de 6 heures de fonctionnement stabilisé (N_{HFE}) pour le démarrage et arrêt jusqu'à quelques centaines d'heures en fonction de la courbe S-N utilisée. Il faut tenir compte du fait que pour différents matériaux, les courbes S-N peuvent également être différentes. Comme application, un avantage de cette méthode est qu'elle peut être utilisée sur d'autres matériels pour lesquels la fatigue est le principal phénomène de dégradation, comme par exemple dans le cas d'une centrale hydroélectrique, pour les directrices, servomoteurs, conduites forcées, etc. Ensuite, une fois que nous avons un nombre d'heures équivalent estimés pour les phases de démarrage et d'arrêt (N_{HFE}), nous les multiplions avec le nombre de démarrages et d'arrêts de la roue et les ajoutons aux heures de fonctionnement normal (H_i) que la machine a déjà effectuées et nous pouvons estimer le nombre d'heures équivalentes totales (HFE_i) sur la durée de vie. Nous pouvons estimer le coût d'une heure de fonctionnement (C_h) en divisant le prix d'achat et de la maintenance (si la roue a fait l'objet d'une maintenance quelconque) par le nombre d'heures équivalents totales (HFE_i). Enfin, le coût d'une heure (C_h) est multiplié par le nombre d'heures équivalent de démarrage et arrêt (N_{HFE}) et on obtient le coût d'un démarrage et d'un arrêt d'une roue (C_R).

- *Estimation de la durée de vie et modèle prédictif sur l'alternateur*

Nous avons proposé deux méthodes qui peuvent être utilisées ensemble ou bien séparément (O. Savin et al., 2021). Nous identifions le principal phénomène de dégradation des alternateurs qui est le cyclage thermique du stator. Dans la première méthode, nous mettons en évidence l'effet du cyclage sur la durée de vie des alternateurs. Nous estimons la durée de vie par une loi de fiabilité Weibull en utilisant les données historiques des années de rebobinage pour deux catégories d'alternateurs ayant vécu différents cyclages au cours de leur vie. Nous utilisons cette loi parce que nous la trouvons la plus adaptée, mais d'autres lois peuvent également être utilisées. La durée de vie estimée pour des centrales cyclées est inférieure à la durée de vie estimée pour des centrales moins cyclées. La deuxième méthode consiste à estimer un facteur d'accélération en intégrant les caractéristiques de profil de température dû au cyclage dans la loi de durée de vie. L'avantage de cette méthode est qu'elle permet d'utiliser les mesures de surveillance sur une période de quelques jours à quelques années. Un autre avantage de cette méthode est qu'elle peut être utilisée sur d'autres matériels où le cyclage thermique participe clairement à la dégradation, comme par exemple dans le cas d'une centrale hydroélectrique, pour les transformateurs (C_T). Deux scénarios ont été testés à partir des cycles simulés en mode pompe. Dans les deux cas, l'augmentation du nombre de démarrages et arrêts entraîne une réduction de la durée de vie. La méthode peut être testée sur différents alternateurs et le mode turbine doit être ajouté. Enfin, le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt d'un alternateur (C_A) peut être calculé à partir de la différence entre les centrales cyclées et non cyclées. Le prix d'achat et de la maintenance est divisé par le nombre total de cycles effectués par un alternateur sur les durées de vie estimées (cyclés et non-cyclés).

- *Retour d'expérience et l'avis d'expert sur les vannes de pied et disjoncteurs*

La dernière méthode consiste à estimer la dégradation des vannes de pied et disjoncteurs par le retour d'expérience et l'avis d'expert. Pour certains matériels, comme les disjoncteurs, les experts affirment que la durée de vie et la maintenance se font en fonction du nombre des manœuvres mécaniques, qui coïncident avec le nombre de cycles de démarrages et d'arrêts. Dans ce cas, le nombre de cycles de démarrages et arrêts peut être directement considéré comme un indicateur de dégradation et le coût d'un cycle de démarrage et d'arrêt d'un disjoncteur (C_D) peut être estimé en fonction du nombre de manœuvres mécaniques. Pour la vanne de pied, le lien entre le nombre de démarrages et d'arrêts et la dégradation n'était pas aussi évident. Pour cette raison, nous avons cherché à savoir s'il y avait une corrélation entre un défaut important, la fissuration des tourillons et le nombre de cycles. En effet, une corrélation a été trouvée. Le fait que les vannes soient sollicitées surtout lors de leur ouverture et de leur fermeture et que la plupart des défauts soient liés à ces manœuvres, a permis aux experts d'attribuer 75% de la dégradation aux cycles de démarrage et d'arrêt et le reste à la dégradation due à l'âge (sablage, peinture). Le coût de démarrage et arrêt pour les vannes (C_V) peut être calculée en divisant le prix d'achat et de la maintenance par le nombre de cycles estimée sur la durée de vie et en tenant en compte le pourcentage de 75% affectée à la dégradation due aux cycles de démarrage et arrêt.

- *Le coût de démarrage et arrêt*

Le coût de démarrage et arrêt représente l'addition de tous les coûts des matériels étudiés (Eq. 40). Les détails de cette étude sont présentés dans le rapport confidentiel d'EDF ((Savin, 2021)).

$$C_{DA} = C_R + C_A + C_D + C_V + C_T \quad \text{Eq. 37}$$

Ces conclusions montrent que les contributions de la thèse permettent de répondre aux objectifs industriels et aux défis méthodologiques initialement définis. Les méthodes ont été appliquées dans le rapport (Savin, 2021) sur les données EDF afin d'estimer le coût du démarrage et d'arrêt.

7.2. Perspectives

Les méthodes ont été proposées en tenant compte des principaux phénomènes de dégradation, considérés comme premières causes d'une fin de vie prématurée. D'autres phénomènes de dégradation peuvent également être explorés. Pour les matériels mécaniques, la cavitation et la détérioration due à l'abrasion de l'eau sont des phénomènes qui peuvent accélérer la dégradation. Pour les matériels électriques, la dégradation électrique et mécanique sont d'autres phénomènes qui peuvent conduire à une fin de vie (section 5.1.2 et témoignage constructeur 1 de l'annexe 3). Dans les sous-sections suivantes, nous énumérons des perspectives à court terme et long terme.

7.2.1. Court terme

Il est à noter que la quantité et la qualité de données reste un point important pour une meilleure estimation de la dégradation et de la durée de vie. Ainsi, des données spécifiquement orientées à la dégradation de démarrage et arrêt, comme des historiques de données ou expérimentations sont nécessaires. Plus précisément, des données issues d'une surveillance pensée pour évaluer l'effet de démarrage et arrêt sont à acquérir ou des expérimentations pour une meilleure compréhension des phénomènes sur ces phases transitoires sont à réaliser.

- Endommagement comparé

Les roues de turbines fonctionnent dans des zones critiques en fonction de la puissance. Dans ces zones, différents phénomènes (cavitation, vortex inter-aubes, interaction rotor-stator, etc.) peuvent plus au moins impacter la roue (section 4.3.1.1). L'influence de la zone de fonctionnement (donc la puissance) doit être étudiée.

En fonction de l'équipement analysé (roue, directrice, servomoteur, etc.) différents types de matériaux peuvent être étudiés (Kermabon and Mossé, 1959) et différentes courbes S-N peuvent être étudiées (section 4.2.2). En outre, une attention supplémentaire peut être donnée sur les mesures qui ont déterminées le facteur de concentration des contraintes (Kt) pour une estimation plus précise.

- Estimation de la durée de vie et modèle prédictif

Comme certaines centrales électriques ont été construites bien avant l'ère numérique (environ 1880), il est nécessaire de disposer de données fiables sur le nombre de cycles et les années de rebobinage pour appliquer des lois de fiabilité.

Un objet d'une extension de l'étude peut être l'analyse de l'évolution de la température des différents modes de fonctionnement (par exemple en mode turbine ou compensateur-synchrone) qui sont soumis à un cyclage important. Ainsi, élargir la plage d'études avec différentes centrales hydroélectriques peut représenter une extension.

7.2.2. Long terme

Cependant, le travail de cette thèse représente une fondation et une étape de base vers une estimation du coût de démarrage et d'arrêt (aspect matériel) des centrales hydroélectriques. À cet égard, d'autres composants mécaniques et électriques (conduites forcées, directrices, servomoteurs, paliers, pivots, patins, freins, régulateurs de vitesse, systèmes auxiliaires et de contrôle, etc.) doivent être étudiés pour voir s'ils sont impactés par les cyclages et pour une estimation plus détaillée des coûts de démarrages et arrêts. D'autres aspects (économique ou non-matériels) doivent être étudiés, comme les coûts engendrés, la production réduite (l'indisponibilité, l'efficacité, etc.) ou par l'eau perdue lors des démarrages et arrêts. De ce point de vue, nous avons estimé les coûts les plus optimistes et nous considérons que les coûts mentionnés ci-dessus devraient être intégrés.

Comme perspectives à plus long terme, une meilleure connaissance de la dégradation liée au démarrage et arrêt peut conduire à proposer des protocoles de démarrage et arrêt moins stressantes. Par exemple, des démarrages optimisés peuvent réduire les contraintes sur les roues (Gagnon et al., 2014) ou des différentes stratégies d'utilisation les centrales peuvent réduire la diminution de la durée de vie des alternateurs en tenant en compte du cyclage thermique (Savin et al., 2021).

Bibliographie

- Abdi, A., 2015. Start and stop costs for secondary regulation of Fortum hydropower plants (Master thesis). KTH Royal Institute of Technology School of Electrical Engineering and Computer Science, Stockholm, Sweden.
- AFCEN, 2007. Design and Construction Rules for Mechanical Components of PWR Nuclear Islands. RCC-M Addendum dec. 2008.
- Alvarez-Idaboy, J.R., Mora-Diez, N., Vivier-Bunge, A., 2000. A Quantum Chemical and Classical Transition State Theory Explanation of Negative Activation Energies in OH Addition To Substituted Ethenes. *J. Am. Chem. Soc.* 122, 3715–3720. <https://doi.org/10.1021/ja993693w>
- Amzallag, C., Gerey, J., Robert, J., Bahuaud, J., 1994. Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis. *International Journal of Fatigue* 16, 287–293. [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(94\)90343-3](https://doi.org/10.1016/0142-1123(94)90343-3)
- Anders, G.J., Endrenyi, F.J., Ford, G.L., Stone, G.C., 1990. A probabilistic model for evaluating the remaining life of electrical insulation in rotating machines. *IEEE Transactions on Energy Conversion* 5, 7.
- Anderson, T.L., 2017. Fracture mechanics: fundamentals and applications, Fourth edition. ed. CRC Press/Taylor & Francis, Boca Raton.
- Andritz Hydro GmbH, EDF, 2019. Pelton Turbine - Strain gauge measurements at runner (Technical Report No. HDE/801-6/2019-023). EDF HYDRO, France.
- Andrusca, M., Adam, M., Irimia, F.D., Baraboi, A., 2012. Aspects about the monitoring and diagnosis of high voltage circuit breakers, in: 2012 International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering. Presented at the 2012 International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering (EPE), IEEE, Iasi, pp. 154–158. <https://doi.org/10.1109/ICEPE.2012.6463613>
- Anton, A., Steinle, J.L., 1997. Micas et produits micacés (Technical Report No. D2360 v1).
- Arrhenius, S.A., 1998. Über die Dissociationswärme und den Einfluss der Temperatur auf den Dissociationsgrad der Elektrolyte. *Zeitschrift für Physikalische Chemie*, 4U, 96–116. <https://doi.org/10.1515/zpch-1889-0408>
- ASME, 2013. Rules for Construction of Nuclear Facility Components. American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code.
- ASTM E1049-85, 2011. Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis, West Conshohocken, PA.
- Badin, B., 2013. Vannes papillons (EDF - CIH Referentiel Technique No. IH.RT.11323.A). Electricité de France, CIH Bourget du Lac.
- Bahleda, M., 2001. Hydropower Technology Roundup Report: Accommodating Wear and Tear Effects on Hydroelectric Facilities Operating to Provide Ancillary Services TR-113584-V4 (Technical Report No. TR-113584-V4). EPRI, Palo Alto, California.
- Bakken, B.H., Bjorkvoll, T., 2002. Hydropower unit start-up costs, in: IEEE Power Engineering Society Summer Meeting,. Presented at the IEEE PES Summer Meeting, IEEE, Chicago, IL, USA, pp. 1522–1527. <https://doi.org/10.1109/PSS.2002.1043646>
- Ballester, J.L., 1992. Contribution à l'étude du vieillissement des roues Pelton: L'endommagement comparé (Rapport technique No. H-44201036-2017-001230). EDF Hydro - DTG service "Essais hydrauliques," Grenoble.
- Basquin, O.H., 1910. The exponential law of endurance tests. *American Society for Testing and Materials Proceedings* 10, 625–630.
- Bernoulli, D., 1738. *Hydrodynamica*. Bibliothèques de l'Université de Strasbourg.
- Bosco, N., Sweet, C., Kurtz, S., 2009. Reliability testing the die-attach of CPV cell assemblies, in: 2009 34th IEEE Photovoltaic Specialists Conference (PVSC). Presented at the 2009 34th IEEE

- Photovoltaic Specialists Conference (PVSC), IEEE, Philadelphia, PA, USA, pp. 000917–000922. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2009.5411139>
- Boucher, V., 2010. Etude du vieillissement de matériaux hautes températures pour machines tournantes et définition de méthodes d'essais accélérées (thèse de doctorat). UNIVERSITE DE GRENOBLE, Grenoble.
- Brand, A., Flavenot, J., Gregoire, R., Tournier, C., 1999. Données technologiques sur la fatigue, Centre Technique des Industries Mécaniques. Senlis CETIM.
- Breeze, P., 2019. Chapter 8 - Hydropower, in: Power Generation Technologies. Elsevier Science, p. 462.
- Brekke, H., 2001. HYDRAULIC TURBINES Design, Erection and Operation. NTNU.
- Bruetsch, R., Tari, M., Froehlich, K., Weiers, T., Vogelsang, R., 2008. Insulation Failure Mechanisms of Power Generators. IEEE Electrical Insulation Magazine 24, 17–25. <https://doi.org/10.1109/MEI.2008.4581636>.
- Bryla, P., 2020. Tourillons des vannes de garde des groupes d'une centrale: analyse de la nocivité des défauts (note technique No. H-44201033-2016-000573). EDF Hydro - DTG.
- Bryla, P., Pillou, M., Bennebach, M., 2013. Operation of the Bois Plant Hydraulic Turbine in Bypass Operating Mode: Analysis of Fatigue Behaviour. Procedia Engineering 66, 435–450. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.097>
- Bufferne, J., 2008. Fiabiliser les équipements industriels, Editions d'Organisation. ed, Livres outils - Performance. Eyrolles, Paris.
- Bureau of Reclamation, 2014a. Hydrogenerator Start / Stop Costs.
- Bureau of Reclamation, 2014b. Hydrogenerator Start / Stop Costs (Technical Report). U.S. Department of the Interior, United State of America.
- Burkanudeen, A., Ramesh, P., 2012. Novel latent epoxy curing agent for secondary insulation in electrical rotors and stators. IEEE Trans. Dielect. Electr. Insul. 19, 1791–1798. <https://doi.org/10.1109/TDEI.2012.6311529>
- Buxbaum, O., Ostermann, H., 1983. Ausfallsichere Bemessung von Laufrädern für Wasserkraftmaschinen aus rostfreiem Stahlguss unter Berücksichtigung von Korrosion und Gefügestand (Technical report). Fraunhofer Institute for Structural Durability, Darmstadt.
- Castillo, E., Fernández-Canteli, A., Koller, R., Ruiz-Ripoll, M.L., García, A., 2009. A statistical fatigue model covering the tension and compression Wöhler fields. Probabilistic Engineering Mechanics 24, 199–209. <https://doi.org/10.1016/j.probenmech.2008.06.003>
- Castro Cezar, V.O., 2015. Contribution au renvoi de tension et à la reconstitution du réseau. Estimation des flux rémanents dans un transformateur (thèse de doctorat). Université de Grenoble, Grenoble.
- Cavalier, J., Combes, G., 2016. Robinet Sphérique - Généralités et phénomènes de clapet battant (Note technique No. H-44201036-2016-000440). EDF Hydro - DTG service MPSH, Grenoble.
- Cebulla, F., Naegler, T., Pohl, M., 2017. Electrical energy storage in highly renewable European energy systems: Capacity requirements, spatial distribution, and storage dispatch. Journal of Energy Storage 14, 211–223. <https://doi.org/10.1016/j.est.2017.10.004>
- CEN, 2011. Evaluation et qualification des systèmes d'isolation électrique, C 26-207.
- CEN, 2003. Eurocodes structuraux - Bases de calcul des structures, P 06-100-1.
- Chatenet, Q., Gagnon, M., Tôm-Thât, L., Fouladirad, M., Remy, E., Tahan, A.S., 2019. Stochastic modelling of cavitation erosion in Francis runner. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 240, 062017. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/6/062017>
- Cheim, L., Platts, D., Prevost, T., Xu, S., 2011. Furan analysis for liquid power transformers. IEEE Electr. Insul. Mag. 27, 29–42. <https://doi.org/10.1109/MEI.2011.6059981>
- Chopra, O.K., Shack, W.J., 2003. Review of the margins for ASME code fatigue design curve - effects of surface roughness and material variability. (No. ANL-02/39, 925073). <https://doi.org/10.2172/925073>

- Chuang, A.S., Schwaegerl, C., 2009. Ancillary services for renewable integration. Cigre / IEEE Power & Energy Society, Calgary 2009 14.
- CIGRE Working Group 13.06, 1994. Final report of the second international enquiry on high voltage circuit breaker failures and defects in service (Technical Report No. 83). CIGRE, Paris.
- Cimino, A., Horst, J., Jenau, F., 2020. Statistic Based Method for Post-processing Analysis in Lifetime Investigations of Multi-factor Aged Winding Insulation. Proceedings of the 21st International Symposium on High Voltage Engineering, Lecture Notes in Electrical Engineering 825–837. https://doi.org/10.1007/978-3-030-31676-1_77
- Coffin, Jr.L.F., 1953. A STUDY OF THE EFFECTS OF CYCLIC THERMAL STRESSES ON A DUCTILE METAL (Technical Report No. KAPL-853). Knolls Atomic Power Lab., United States.
- Conseil international des grands réseaux, W.G.A. 10, 2009. Survey of hydrogenerator failures. CIGRÉ, Paris.
- Cui, H., 2005. Accelerated temperature cycle test and Coffin-Manson model for electronic packaging, in: Annual Reliability and Maintainability Symposium, 2005. Proceedings. Presented at the Annual Reliability and Maintainability Symposium, 2005., IEEE, Alexandria, VA, USA, pp. 556–560. <https://doi.org/10.1109/RAMS.2005.1408421>
- Cygan, P., Laghari, J.R., 1990. Models for insulation aging under electrical and thermal multistress. IEEE Trans. Elect. Insul. 25, 923–934. <https://doi.org/10.1109/14.59867>
- Darveniza, M., Hill, D.J.T., Le, T.T., Saha, T.K., Williams, B., 1994. Chemical degradation of cellulosic insulation paper for power transformers, in: Proceedings of 1994 4th International Conference on Properties and Applications of Dielectric Materials (ICPADM). Presented at the 1994 4th International Conference on Properties and Applications of Dielectric Materials (ICPADM), IEEE, Brisbane, Qld., Australia, pp. 780–783. <https://doi.org/10.1109/ICPADM.1994.414127>
- Dia, I., 2018. Expertises des pôles des disjoncteurs HTA FKG1N d’une centrale hydraulique (CR d’expertise No. 6125-2013-2018- 02075- FR). EDF R&D.
- Dirani, H.C., Merkhof, A., Kedjar, B., Giroux, A.-M., Al-Haddad, K., 2017. Finite element simulation of hydro generators with rotor inter turn short circuit, in: 2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC). Presented at the 2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC), IEEE, Miami, FL, USA, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1109/IEMDC.2017.8002187>
- Dixon, R., 1980. Thermal Aging Predictions from an Arrhenus Plot with Only One Data Point. IEEE Trans. Elect. Insul. EI-15, 331–334. <https://doi.org/10.1109/TEI.1980.298259>
- Dorji, U., Ghomashchi, R., 2014. Hydro turbine failure mechanisms: An overview. Engineering Failure Analysis 44, 136–147. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.04.013>
- Doujak, E., Eichhorn, M., 2017. An Approach to Evaluate the Lifetime of a High Head Francis Runner 11.
- Duval, M., De Pablo, A., Atanasova-Hoehlein, I., Grisar, M., 2017. Significance and detection of very low degree of polymerization of paper in transformers. IEEE Electr. Insul. Mag. 33, 31–38. <https://doi.org/10.1109/MEI.2017.7804314>
- EDF, G.R., 2020. Les aménagements hydroélectriques du Rhin franco-allemand.
- EDF R&D Prisme, 2020. Viellissement stators de GMPP 900 MWe: Températures (stator, RRI, BR) en régimes transitoires et permanent - provisoire.
- Egre, D., Milewski, J.C., 2002. The diversity of hydropower projects. Energy Policy 6.
- Eichhorn, M., 2016. A Method to Evaluate the Lifetime of a High Head Francis runner. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery 10.
- El Hami, A., Delaux, D., Greskowiak, H., 2018. Fiabilité des systèmes mécatroniques de forte puissance 2, Iste. ed, Génie mécanique et mécanique des solides.
- Elschich, A., 2017. Thermo-mechanical Fatigue of Electrical Insulation System in Electrical machines (Master thesis). Karlstads Universitet - Faculty of Health, Science and Technology, Karlstads, Sweden.

- EPRI, 2001. Hydropower Technology Roundup Report: Accommodating Wear and Tear Effects on Hydroelectric Facilities Operating to Provide Ancillary Services TR-113584-V4 (Technical Report No. TR-113584-V4).
- EPRI, 1984. Hydropower Reliability Study (Research Project 1745-5 No. EM-3435).
- Fabra, N., Matthes, F.C., Newbery, D., Colombier, M., Mathieu, M., Rudinger, A., 2015. The energy transition in Europe: initial lessons from Germany, the UK and France. Towards a low carbon European power sector. Centre on Regulation in Europe (CERRE) 152.
- Fouchereau, R., Celeux, G., Pamphile, P., 2014. Probabilistic modeling of S–N curves. *International Journal of Fatigue* 68, 217–223. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.04.015>
- Fox, R.W., McDonald, A.T., Pritchard, P.J., 2004. Fluid Machinery. Introduction to Fluid Mechanics, Sixth Edition. ed. John Wiley & Sons, Inc, United State of America.
- Frunzaverde, D., Muntean, S., Marginean, G., Campian, V., Marsavina, L., Terzi, R., Serban, V., 2010. Failure analysis of a Francis turbine runner. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012115>
- Gagnon, M., Jobidon, N., Lawrence, M., Larouche, D., 2014. Optimization of turbine startup: Some experimental results from a propeller runner. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 22, 032022. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/3/032022>
- Gagnon, M., Tahan, A., Bocher, P., Thibault, D., 2013. A probabilistic model for the onset of High Cycle Fatigue (HCF) crack propagation: Application to hydroelectric turbine runner. *International Journal of Fatigue* 47, 300–307. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2012.09.011>
- Gagnon, M., Tahan, A., Bocher, P., Thibault, D., 2012. On the stochastic simulation of hydroelectric turbine blades transient response. *Mechanical Systems and Signal Processing* 32, 178–187. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.02.006>
- Gagnon, M., Tahan, S.A., Bocher, P., Thibault, D., 2010. Impact of startup scheme on Francis runner life expectancy. IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 12, 012107. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012107>
- Gagnon, M., Thibault, D., 2015. Response Spectra and Expected Fatigue Reliability: A Look at Hydroelectric Turbines Behavior. *Procedia Engineering* 133, 613–621. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.638>
- Gagnon, M., Thibault, D., Blain, M., 2018. On the Expected Monetary Value of Hydroelectric Turbine Start-up Protocol Optimisation, in: Liyanage, J.P., Amadi-Echendu, J., Mathew, J. (Eds.), *Engineering Assets and Public Infrastructures in the Age of Digitalization*, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer International Publishing, Cham, pp. 209–216. https://doi.org/10.1007/978-3-030-48021-9_24
- Galton, F., 1877. Typical laws of heredity. *Proceedings of the Royal Society of London* 15, 388, 389, 390): 492–495, 512–514, 532–533. <https://doi.org/10.1038/015492a0>
- Garcia, R.M., Cabrera, F.D.P., 2020. Evolution du parc alternateurs d’EDF HYDRO (Technical Report No. H-41973201-2020-000347). EDF HYDRO.
- General Electric, EDF, 2018. Prototype air injection test (No. H-44201036-2018-001269). GE - EDF.
- Georgievskaja, E., 2019. Hydraulic turbines lifetime in terms of fracture mechanics. *Engineering Failure Analysis* 105, 1296–1305. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.08.003>
- Geraldo, P., Le Bourlot, K. Ian, 2007. Analyse des modes de dégradation et de défaillance des alternateurs hydrauliques (Technical Report No. H-R15-2006-04416-FR). EDF R&D.
- Ghaffarian, R., 2000. Accelerated Thermal Cycling and Failure Mechanisms for BGA and CSP Assemblies. *Journal of Electronic Packaging* 122, 335–340. <https://doi.org/10.1115/1.1289627>
- Ginocchio, R., Viollet, P.-L., 2012. L’énergie hydraulique, 2e édition. ed, Collection EDF R&D. Lavoisier.
- Greisen, L., Norlin, J., 2016. The effects of variable operations on hydropower equipment with a focus on start/stop (CEATI REPORT No. T152700- 0391). Hydraulic plant life interest group (HPLIG) for CEATI.

- Hašková, S., Chládek, I., Kolář, P., 2014. Contribution to the Formulation of Economically Efficient Subsidy Policy in the Area of Small Hydro Power Plants. *Littera Scripta* 14.
- Hassanipour, M., Verreman, Y., Lanteigne, J., Chen, J.Q., 2016. Effect of periodic underloads on fatigue crack growth in three steels used in hydraulic turbine runners. *International Journal of Fatigue* 85, 40–48. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.11.027>
- Head, T.M., 1989. Flexible operations. *Nursing Standard* 3, 46–46. <https://doi.org/10.7748/ns.3.22.46.s62>
- Helgeson, A., Gafvert, U., 1999. Dielectric response during curing of a resin-rich insulation system for rotating machines, in: 1999 Annual Report Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena (Cat. No.99CH36319). Presented at the Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena, IEEE, Austin, TX, USA, pp. 289–292. <https://doi.org/10.1109/CEIDP.1999.804646>
- Huang, K., Zhao, S., 2012. Evaluation of residual service life of high voltage circuit breaker, in: 2012 China International Conference on Electricity Distribution. Presented at the 2012 China International Conference on Electricity Distribution (CICED), IEEE, Shanghai, China, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/CICED.2012.6508698>
- Hughes, R.T., 1996. Expert judgement as an estimating method. *Information and Software Technology* 38, 67–75. [https://doi.org/10.1016/0950-5849\(95\)01045-9](https://doi.org/10.1016/0950-5849(95)01045-9)
- Huth, H.-J., 2005. Fatigue Design of Hydraulic Turbine Runners. Norwegian University of Science and Technology (ntnu), Trondheim, Norway.
- IEC Afnor, 2011. Transformateurs de puissance – Partie 1: Généralités. International Electrotechnical Commission.
- International Energy Agency, 2020. Electricity Market Report – December 2020 103.
- International hydropower association, 2020. Hydropower Status Report - Sector trends and insights.
- International Renewable Energy Agency, (IRENA), 2020. Renewable Energy Statistics 408.
- ISO 20816-5, 2018. ISO 20816-5:2018: Vibrations mécaniques — Mesurage et évaluation des vibrations des machines — Partie 5: Groupes de machines équipant des centrales hydroélectriques et des stations de pompage et de stockage.
- Istad, M., Runde, M., Nysveen, A., 2011. A Review of Results From Thermal Cycling Tests of Hydrogenerator Stator Windings. *IEEE Trans. Energy Convers.* 26, 890–903. <https://doi.org/10.1109/TEC.2011.2127479>
- Jabbado, M., 2006. Fatigue polycyclique des structures métalliques: durée de vie sous chargements variables. (doctorat). Ecole Polytechnique.
- Jacquemoud, R., 1994. Recherche, pour une turbine Kaplan, d'un domaine de fonctionnement fiable, situé au-déla du domaine garanti, à partir d'une approche prenant en compte les processus d'endommagement par fatigue des matériaux. XVII IAHR Symposium, Beijing, China 13.
- Jamshidi, H., 2015. Ventilation of a Model Hydro-Generator 40.
- Jeumont Schneider, n.d. Thermalastic Epoxy - Procédé d'isolation avec imprégnation globale des machines de tension inférieure à 16,5 kV, Division Matériel Electromécanique. ed, Archives CNDA.
- Karlsson, A., Karlsson, T., 2006. Estimating Lifetimes for Stator Windings in Hydropower Generators, in: 2006 International Conference on Probabilistic Methods Applied to Power Systems. Presented at the 2006 International Conference on Probabilistic Methods Applied to Power Systems, IEEE, Stockholm, Sweden, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1109/PMAPS.2006.360285>
- Kaunda, C.S., Kimambo, C.Z., Nielsen, T.K., 2012. Hydropower in the Context of Sustainable Energy Supply: A Review of Technologies and Challenges. *ISRN Renewable Energy* 2012, 1–15. <https://doi.org/10.5402/2012/730631>
- Kermabon, R., Mossé, G., 1959. Comportement en exploitation des alliages et revêtements utilisés dans les turbines hydrauliques. *Turbines et pompe hydrauliques Journées de l'hydraulique*, 328–337.
- Klamt, T., Hillmer, T., Vannay, F., 2011. Assessment of insulation condition of hydro generator stator bars after 40 years in service, in: 2011 Electrical Insulation Conference (EIC). Presented at the

- 2011 Electrical Insulation Conference (EIC) (Formerly EIC/EME), IEEE, Annapolis, MD, USA, pp. 244–248. <https://doi.org/10.1109/EIC.2011.5996155>
- Kohler, M., Máthé, K., Pintér, M., 2002. Prediction from Randomly Right Censored Data. *Journal of Multivariate Analysis* 80, 73–100. <https://doi.org/10.1006/jmva.2000.1973>
- Kokko, V., Ahtiainen, J., 2014. Estimation de la Durée de Vie des Turbines et Générateurs: Vieillessement du aux cycles arrêt-démarrage et à la Régulation, in: *Enhancing Hydropower Plants*. Presented at the Congrès SHF, Grenoble, p. 16.
- Kokko, V.I.J., 2011. Electro-thermal ageing in lifetime estimation of hydroelectric generator stator windings, in: *8th IEEE Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics & Drives*. Presented at the 2011 8th IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives - (SDEMPED 2011), IEEE, Bologna, Italy, pp. 294–299. <https://doi.org/10.1109/DEMPED.2011.6063639>
- Kokko, V.I.J., 2010. Electrical ageing in lifetime estimation of hydroelectric generator stator windings, in: *The XIX International Conference on Electrical Machines - ICEM 2010*. Presented at the 2010 XIX International Conference on Electrical Machines (ICEM), IEEE, Rome, Italy, pp. 1–5. <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2010.5608311>
- Kung, P., 2018. Generator Insulation-Aging On-Line Monitoring Technique Based on Fiber Optic Detecting Technology, in: Sánchez, R.A. (Ed.), *Simulation and Modelling of Electrical Insulation Weaknesses in Electrical Equipment*. InTech. <https://doi.org/10.5772/intechopen.78065>
- Lawson, W.G., Simmons, M.A., Gale, P.S., 1977. Thermal Ageing of Cellulose Paper Insulation. *IEEE Transactions on Electrical Insulation EI-12*, 61–66. <https://doi.org/10.1109/TEI.1977.298010>
- Lei, X., Yuan, L., Peng, L., Sun, C., Wei, B., Wei, Y., 2021. Fatigue endurance limit and crack front evolution in metallic glass. *International Journal of Fatigue* 143, 106004. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.106004>
- Leijon, M., Dahlgren, M., Walfridsson, L., Li Ming, Jaksts, A., 2001. A recent development in the electrical insulation systems of generators and transformers. *IEEE Electr. Insul. Mag.* 17, 10–15. <https://doi.org/10.1109/57.925298>
- Ling, Y., Shantz, C., Mahadevan, S., Sankararaman, S., 2011. Stochastic prediction of fatigue loading using real-time monitoring data. *International Journal of Fatigue* 33, 868–879. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.015>
- Liu, X., Luo, Y., Wang, Z., 2015. A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025>
- Lowitzsch, J. (Ed.), 2019. *Energy Transition: Financing Consumer Co-Ownership in Renewables*. Springer International Publishing, Cham. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-93518-8>
- Luna-Ramírez, A., Campos-Amezcuca, A., Dorantes-Gómez, O., Mazur-Czerwicz, Z., Muñoz-Quezada, R., 2016. Failure analysis of runner blades in a Francis hydraulic turbine — Case study. *Engineering Failure Analysis* 59, 314–325. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.10.020>
- March, P., 2003. Quantifying the maintenance cost associated with variable operating conditions. *Hydro Performance Processes Inc.*
- Marcouiller, L., Thibault, D., 2015. Obtaining stress measurements on runners as a key contribution to reducing their degradation and improving the reliability of hydroelectric production units. *Conference: HYDRO 2015 Bordeaux France* 13.
- Marec, G., 2013. Étude diélectrique des contraintes sur la chambre de coupure d'un disjoncteur très haute tension type "dead - tank", afin de répondre aux spécifications des normes IEEE, ANSI et CEI (Projet de fin d'études). INSA de Strasbourg, Alstom Grid USA.
- Matsuiski, M., Endo, T., 1969. Fatigue of metals subjected to varying stress. *Japan Soc. Mech. Engrg.*
- Maureau, J., 2018. Rénovation des RS aval d'un aménagement (No. H-30576004-2018-000025). EDF Hydro - DTG.
- Mercier-Allart, E., 2017. CR de la réunion de retour d'expérience des experts du DP de l'impact des arrêts-démarrages des aménagements hydrauliques sur les avaries-défauts rencontrés (Technical Report No. H-44201036-2017-000260-A). Electricité de France.

- Mihaila, V., Nguyen, M.Q., Duchesne, S., Velu, G., Roger, D., Malec, D., Cambronner, J.-P., 2014. Solutions d'isolation électrique pour les machines fonctionnant à Hautes Températures 12. Milano, B., 2016. Hydrogenerator Stator Winding Aging Processes and the Associated Synergies 17. Ministère de la transition écologique et solidaire, 2019. Stratégie française pour l'énergie et le climat (Projet pour consultation).
- Momčilović, D., Odanović, Z., Mitrović, R., Atanasovska, I., Vuherer, T., 2012. Failure analysis of hydraulic turbine shaft. *Engineering Failure Analysis* 20, 54–66. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.10.006>
- Monge-Guerrero, L.M., Irizarry-Rivera, A.A., 2005. A degradation model of synchronous generator stator insulation, in: *Proceedings of the 37th Annual North American Power Symposium, 2005. Presented at the 37th Annual North American Power Symposium, 2005.*, IEEE, Ames, IA, USA, pp. 281–286. <https://doi.org/10.1109/NAPS.2005.1560539>
- Montanari, G.C., Simoni, L., 1993. Aging Phenomenology and Modeling. *IEEE Transactions on Electrical Insulation* 28, 755–776.
- Morice, C.P., Kennedy, J.J., Rayner, N.A., Jones, P.D., 2012. Quantifying uncertainties in global and regional temperature change using an ensemble of observational estimates: The HadCRUT4 data set: THE HADCRUT4 DATASET. *J. Geophys. Res.* 117, n/a-n/a. <https://doi.org/10.1029/2011JD017187>
- Morin, R., Novak, J.P., Bartnikas, R., Ross, R., 1995. Analysis of in-service aged stator bars. *IEEE Trans. On energy Conversion* 10, 645–654. <https://doi.org/10.1109/60.475834>
- Morissette, J., Chamberland-Lauzon, J., Nennemann, B., Monette, C., Giroux, A., Coutu, A., Nicolle, J., 2016. Stress predictions in a Francis turbine at no-load operating regime. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 49, 072016. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/7/072016>
- Mozurkewich, M., Benson, S.W., 1984. Negative activation energies and curved Arrhenius plots. 1. Theory of reactions over potential wells. *J. Phys. Chem.* 88, 6429–6435. <https://doi.org/10.1021/j150669a073>
- Nakagawa, T., 2007. Shock and damage models in reliability theory, 1st ed, Springer Series in Reliability Engineering. Springer, London.
- Nechleba, M., 1957. Hydraulic turbines - Their Design and Equipment. Artia Prague.
- Nesbitt, M., 2017. Flexible Operation of Hydropower Plants (No. 3002011185).
- Nicolet, C., Avellan, F., Allenbach, P., Sapin, D.A., 2003. SIMULATION OF TRANSIENT PHENOMENA IN FRANCIS TURBINE POWER PLANTS: HYDROELECTRIC INTERACTION 12.
- Nicolle, J., Morissette, J.F., Giroux, A.M., 2012. Transient CFD simulation of a Francis turbine startup. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 15, 062014. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062014>
- Nilsson, O., Sjelvgren, D., 1997. Hydro unit start-up costs and their impact on the short term scheduling strategies of Swedish Power Producers. *IEEE Transactions on Power Systems* 12, 7.
- Norconsult/Statkraft SF, Vattenfall AB, 2006. COST OF START–STOP OPERATIONS (Technology Review No. No. T022700-0315). CEATI, Montreal, Quebec, Canada.
- Norris, K C, and AH Landzberg. "Reliability of Controlled Collapse Interconnections." *IBM Journal of Research and Development* 13, no. 3(1969): 266-271
- NXP, 1998. Modified Coffin-Manson Equation for AF Calculations.
- Oppé, J.-M., Bryla, P., Pons, Y., Gravaleine, D., Niess, J.-P., Gay, F., 2017. Fissuration par fatigue des tourillons des robinets sphériques de service (Rapport technique No. H-41973201-2018-002710). EDF Hydro - DTG, Grenoble.
- Pejovic, S., Zhang, Q.F., Karney, B., Gajic, A., 2011. Analysis of Pump-Turbine “S” Instability and Reverse Waterhammer Incidents in Hydropower Systems 16.
- Provencher, H., Noirhomme, B., David, E., 2008. Influence of Temperature and Moisture on the Dielectric Response of Oil-Paper Insulation System, in: 2008 Annual Report Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena. Presented at the 2008 Annual Report

- Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena (CEIDP), IEEE, Quebec City, QC, Canada, pp. 125–128. <https://doi.org/10.1109/CEIDP.2008.4772929>
- Pugno, N., Ciavarella, M., Cornetti, P., Carpinteri, A., 2006. A generalized Paris' law for fatigue crack growth. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 54, 1333–1349. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2006.01.007>
- Rao, K.B., Anoop, M., Raghava, G., Prakash, M., Rajadurai, A., 2013. Probabilistic fatigue life analysis of welded steel plate railway bridge girders using S–N curve approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O: Journal of Risk and Reliability* 227, 385–404. <https://doi.org/10.1177/1748006X13480754>
- Reboud, A., 2014. Notions de base sur la sûreté des conduites forcées - Partie Régulation de vitesse (Support de formation No. H-44201036-2014-002078). EDF Hydro - DTG service MPSH, Grenoble.
- REN21, 2020. Renewables 2020 - Global status report.
- Rouard, P., experts des métiers, 2010. Modélisation et Terminologie de la Famille Vanne (Rapport technique No. REN/CONC/330/REF/10-00324-001). EDF - Direction Production Ingénierie Hydraulique, Grenoble.
- Rychlik, I., 1987. A new definition of the rainflow cycle counting method. *International Journal of Fatigue* 9, 119–121. [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(87\)90054-5](https://doi.org/10.1016/0142-1123(87)90054-5)
- Saint-Joanis, P., 2012. Guide d'évaluation des vannes (Instruction technique No. D4133/IT/2010-00636-A). EDF Hydro - DTG.
- Sanchez, J., 2006. Aide au diagnostic de défauts des transformateurs de puissance (Génie Electrique). Université de Grenoble, Grenoble.
- Sarazin, J., Verdaguer, M., 1991. L'oxydoréduction, concepts et expériences 150, 169.
- Savin, O., 2021. Dossier Technique Secret - Thèse "Effet des cycles de démarrages et d'arrêts sur les centrales hydrauliques : modélisation de la détérioration des matériels pour l'évaluation des coûts de cyclage" (No. H-44201036-2021-000126). EDF Hydro - DTG.
- Savin, O., 2018. L'impact des arrêts-démarrages des turbines hydrauliques sur l'état des matériels d'un aménagement hydraulique. rapport projet de fin d'étude Grenoble INP Ense3 - EDF DTG.
- Savin, O., Badina, C., Baroth, J., Charbonnier, S., Bérenguer, C., 2020. Start and Stop Costs for Hydro Power Plants: A Critical Literature Review, in: *Proceedings of the 30th European Safety and Reliability Conference and 15th Probabilistic Safety Assessment and Management Conference*. Presented at the Proceedings of the 29th European Safety and Reliability Conference (ESREL), Research Publishing Services, Venice, Italy, pp. 342–349. https://doi.org/10.3850/978-981-14-8593-0_4102-cd
- Savin, Olivian, Badina, C., Drommi, J.-L., Baroth, J., Charbonnier, S., Berenguer, C., 2021. Influence of Starts and Stops on the Aging of Hydroelectric Generator Stators by Thermal Cycling: Empirical Study and Accelerated Lifetime Model, in: *Proceedings of the 31th European Safety and Reliability Conference*. Presented at the Proceedings of the 31th European Safety and Reliability Conference (ESREL 2021), Research Publishing, Angers, France, p. 8. https://doi.org/10.3850/978-981-18-2016-8_315-cd
- Savin, O., Baroth, J., Badina, C., Charbonnier, S., Bérenguer, C., 2021. Damage due to start-stop cycles of turbine runners under high-cycle fatigue. *International Journal of Fatigue* 153, 106458. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106458>
- Schlupp, P., 2009. Bilan de la thèse "Etude du vieillissement de matériaux isolants hautes températures pour machines tournantes et définition de méthodes d'essais accélérées" (Technical Report No. H-R25-2009-00696-FR). EDF R&D.
- Seddik, R., Ben Sghaier, R., Atig, A., Fathallah, R., 2017. Fatigue reliability prediction of metallic shot peened-parts based on Wöhler curve. *Journal of Constructional Steel Research* 130, 222–233. <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2016.12.015>
- Segal, M., 1965. *Hydroturbines*, Translated from Russian. ed. Israel Program for Scientific Translation Ltd., Jerusalem.

- Skjong, R., Wentworth, B.H., 2001. Expert Judgment and Risk Perception. Proceedings of the Eleventh (2001) International Offshore and Polar Engineering Conference 8.
- Sonsino, C.M., Dieterich, K., 1990. Fatigue strength of steel types G-X5CrNi134 and G-X5CrNi174 used for blades of water-power turbines and pumps - Korrosionsschwingfestigkeit der Stahlgussorten G-X5CrNi134 und G-X5CrNi174 fuer Laufraeder von Wasserkraftmaschinen und Pumpen. Germany.
- Stone, G.C., Culbert, I., 2010. Prediction of stator winding remaining life from diagnostic measurements, in: 2010 IEEE International Symposium on Electrical Insulation. Presented at the 2010 IEEE International Symposium on Electrical Insulation (ISEI), IEEE, San Diego, CA, USA, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/ELINSL.2010.5549791>
- Stone, G.C., Lyles, J.F., Braun, J.M., Kaul, C.L., 1991. A thermal cycling type test for generator stator winding insulation. IEEE Trans. On energy Conversion 6, 707–713. <https://doi.org/10.1109/60.103645>
- Stone, G.C., Sasic, M., Dunn, D., Culbert, I., 2009. Recent problems experienced with motor and generator windings, in: 2009 Record of Conference Papers - Industry Applications Society 56th Annual Petroleum and Chemical Industry Conference. Presented at the 2009 IEEE Petroleum and Chemical Industry Technical Conference (PCIC 2009), IEEE, anaheim, CA, USA, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1109/PCICON.2009.5297173>
- Stone, G.C., Wu, R., 2009. Examples of stator winding insulation deterioration in new generators, in: 2009 IEEE 9th International Conference on the Properties and Applications of Dielectric Materials. Presented at the 2009 IEEE 9th International Conference on the Properties and Applications of Dielectric Materials (ICPADM), IEEE, Harbin, China, pp. 180–185. <https://doi.org/10.1109/ICPADM.2009.5252475>
- Sudret, B., 2013. Probabilistic Design of Structures Submitted to Fatigue, in: Bathias, C., Pineau, A. (Eds.), Fatigue of Materials and Structures. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, pp. 223–263. <https://doi.org/10.1002/9781118616789.ch5>
- Sueur, R., 2018. Etude de REX sur les maintenances des turbines du parc hydraulique d'EDF - Méthodologie de l'étude (Technical Report No. 6125-3119-2018- 01199- FR). EDF R&D - PRISME.
- Sumereder, C., 2008. Statistical lifetime of hydro generators and failure analysis. IEEE Trans. Dielect. Electr. Insul. 15, 678–685. <https://doi.org/10.1109/TDEI.2008.4543104>
- Sumereder, C., Muhr, M., 2005. Estimation of Residual Lifetime – Theory and Practical Problems. 8th Höfler's Days 6.
- Susmel, L., 2009. The Modified Wöhler Curve Method calibrated by using standard fatigue curves and applied in conjunction with the Theory of Critical Distances to estimate fatigue lifetime of aluminium weldments. International Journal of Fatigue 31, 197–212. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2008.04.004>
- Tagliapietra, S., Zachmann, G., Edenhofer, O., Glachant, J.-M., Linares, P., Loeschel, A., 2019. The European union energy transition: Key priorities for the next five years. Energy Policy 132, 950–954. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2019.06.060>
- Taillet, R., Villain, L., Febvre, P., 2018. Dictionnaire de physique, 4e édition. ed. De boeck Supérieur, Paris.
- Thapar, O., 2020. Chapter 9 - Hydro generator, characteristics and performance, in: Modern Hydroelectric Engineering Practice In India: Electro-Mechanical Works. Indian Institute of Technology Roorkee, pp. 209–240.
- Touraisin, J., 1990. Maintenance conditionnelle des machines tournantes. Caracterisation et suivi en service de l'isolation des machines moyenne tension, CENTRE D'ETUDES NUCLEAIRES DE SACLAY. Compagnie Générale des Matières Nucléaires (COGEMA).
- Trivedi, C.H., 2014. Investigations of transient pressure loading on a high head Francis turbine. Luleå University of Technology, Luleå.
- United Nations, 2015. Conférence de Paris sur les changements climatiques.
- Ursat, X., Jacquet-Francillon, H., Rafai, I., 2011. Expérience d'EDF dans l'exploitation des STEP 6.

- Velo, C., 1990. La machine synchrone - Alternateurs. EDF DTG.
- Verma, H.C., Baral, A., Pradhan, A.K., Chakravorti, S., 2017. A method to estimate activation energy of power transformer insulation using time domain spectroscopy data. *IEEE Trans. Dielect. Electr. Insul.* 24, 3245–3253. <https://doi.org/10.1109/TDEI.2017.006640>
- Warnick, C.C., 1984. *Hydropower engineering*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Welte, T.M., Wormsen, A., Härkegård, G., 2008. Influence of Different Operating Patterns on the Life of Francis Turbine Runners 10.
- Whiticar, M., Farris, A., Helston, C., Colin, E., 2016. Energy BC.
- Wöhler, A., 1870. Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl". *Zeitschrift für Bauwesen* 73–106.
- Yumak, K., Tosun, G., Varlik, B., Bağriyanık, M., 2016. Load curve classification for the evaluation of demand side management programs. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 161, 012111. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/161/1/012111>
- Zappellini, K.-L., 2011. Mécanisme de dégradation et modes de défaillances des alternateurs (Technical Report No. X-MA 08 16). EDF.
- Zhang, Z., Zhang, J., Gockenbach, E., Borsi, H., 2009. Life management of SF₆ circuit breakers based on monitoring and diagnosis. *IEEE Electr. Insul. Mag.* 25, 21–29. <https://doi.org/10.1109/MEI.2009.4976899>

Annexes

Annexe 1 - Séquences détaillées d'une phase de démarrage pour une centrale avec une roue Francis (*source : @EDF*)

1. Activation des auxiliaires
 - a. Mise en service de la régulation (manœuvre des vérins)
 - b. Ouverture des vannes de réfrigération
2. Préparation de la turbine
 - a. Démarrage des pompes d'injection d'huile pivot
 - b. Soulèvement de groupe
3. Admission d'eau, ouverture des vannes
 - a. Équilibrage des pressions
 - b. Déplaquage de l'anneau mobile
 - c. Enlèvement du frein
 - d. Ouverture du robinet sphérique
 - e. Ouverture du vannage (marche à vide)
 - f. Arrêt de l'injection d'huile
 - g. Arrêt de la pompe à injection d'huile à 60% de la vitesse de couplage
4. Couplage
 - a. Mise en service de l'excitation
 - b. Mise en service du synchrocoupleur + RGN
 - c. Vérification des 3 conditions de couplage :
 - i. Même fréquence
 - ii. En phase +/- 10°
 - iii. Écart de tension U +/- 10%
 - d. Couplage (fermeture du disjoncteur de couplage)
5. Montée en puissance
 - a. Prise de charge pour monter en puissance.

Annexe 2 – Liste des matériels et des phénomènes de dégradation d'une centrale hydroélectrique ((Mercier-Allart, 2017) et autres experts EDF)

Matériel	Sous-composant	Mécanisme (phénomènes) de dégradation
Conduite Forcée	Tôle de la CF (conduite forcée)	Arrêt: Impact du temps d'amortissement de l'onde de surpression -> possible rupture Démarrage: dépression (pas si important)
Robinet Sphérique	Manchette amont	Démarrage-arrêt: Fissuration soudure circulaire de raccordement de la manchette sur la CF
	Manchette aval	Cycle de démarrage et d'arrêt : Désolidarisation de la manchette vis-à-vis du béton - fatigue mécanique
	Tourillons	Fissures au niveau du congé de raccordement
	Système d'étanchéité, Paliers tourillons, siégé fixe (obturateur), anneaux	- Fuites - Grippage - Usure mécanique
Turbine	Bâche et Avant directrices	- Fatigue - Fissuration congés de raccordement avant directrices (AVD) - Anneaux AVD - Cavitation - Corrosion
	Distributeur - flasques, directrices, leviers / mécanisme	- Cisaillement et usure des paliers directrice - rupture bielles - perte connexion par friction - perte goupillage avec les leviers - fuite joints paliers - Cavitation - Corrosion
	Défecteurs / Injecteurs	- Usure mécanique - Corrosion - Fuites - Grippage
	Servomoteurs	- Fuites internes - Particules dans l'huile - Grippage
	Accouplement par friction	- Glissement (Couple de torsion)
	Roue	- Cavitation - Fatigue -> vibration, fissuration - Démarrage Dos à Dos : sur-sollicitation -> fissure raccordement augets Kaplan : Fissuration fourchette du tube Kaplan
	Paliers	- Usure mécanique (vibrations) - Tenues des encrages (fixations) - Fuite d'huile - Manque lubrification au démarrage - Alignement ligne d'arbre (balourd) -> rupture transitoire du film d'huile
	Pivot / Butée	- Usure mécanique (vibration) - Tenues des encrages (fixations) - Fatigue des patins et de la glace due aux cyclage de prise de charge
Alternateur	Carcasse	- vibration - fissure dans les soudures - ancrage sur assise
	Bobinage stator	Circuit magnétique: - Influence de l'induction (évolution des tensions) - forces mécaniques/sur le serrage - influence du cyclage thermique Bobinages: - Contraintes de tension/isolant - forces mécaniques - Cyclage thermique - Cambouis sur les isolants (cage de développante) liés aux vibrations en démarrage pompe - Usure mécanique des barres et de l'isolant Cyclage thermique: - dilatation de la bobine - influence sur les isolant - extrusion de matière influence sur les connexions, en régime établi et en transitoire - Court-circuit entre les feuilles du laminage (flambage)

	Rotor	Efforts mécaniques: - connexion interpolaire/coin interpolaire - effort sur l'accrochage des pôles (Fissures queue d'aronde) - masse polaire en régime établi et régime transitoire comme l'emballage, influence de la technologie - Refroidissement non homogène/coins interpolaire (liée à la technologie)
	Système de refroidissement alternateur	- Érosion - corrosion - usure - boccage des traducteurs de débit
	Freins alternateur	- Friction - usure mécanique - cyclage thermique
	Soulèvement groupe	Usure mécanique -> problèmes dans le fonctionnement des pompes, contacteurs, capteurs pression, etc.
	Bagues collectrices	- Usure mécanique - vibration -> courant d'arbre, court-circuit
	Alternateur stator et croisillon	Fissuration des fixations des croisillons et supportage platelage -> Plastification de vis, vibration
Excitatrice		- Cyclage thermique - Dégradation d'isolation - Usure mécanique
Disjoncteur		- Fatigue - usure mécanique - l'arc électrique - Effort thermique - Fuites du gaz
Transformateur	Parties actives (circuit magnétique + bobinages)	- Déformation géométrique des enroulements - cyclage thermique - rupture diélectrique - fatigue mécanique - influence induction
	Huile	- Oxydation de l'huile - présence particules/dégradations thermiques - comportement de l'huile/rigidité et teneur en eau
	Traversées et accessoires	- Contrainte diélectrique - pollution externe (SF6)
Régulation vitesse	Composants oléo hydrauliques	Usure mécanique du system contrôle et pompes Usure des tiroirs de commande --> grippage, gommage, particules dans l'huile, fuites d'huile
Systèmes auxiliaires et du control		- Usure mécanique et électrique - Problèmes dans les signaux

Annexe 3 – Témoignages de constructeurs

Proceedings from CEATI 2013 HPLIG (Hydraulic Plant Life Interested Group) Workshop (Greisen and Norlin, 2016)

3.1. Constructeur 1

Constructeur 1 a présenté une étude norvégienne (Stiftelsen for industriel log teknisk forsknin – SINTEF) qui montre que la roue, suivie de près par l'alternateur, présente le risque de défaillance le plus élevé pendant la séquence de démarrage. L'organisme de recherche scandinave a aussi mentionné que les roues sont plus sensibles aux démarrages et arrêts que les alternateurs.

Dans les premières années de production de l'entreprise (années 1930), Constructeur 1 ne disposait d'aucune preuve indiquant que les démarrages et arrêts avaient un impact significatif sur la durée de vie des bobinages. Le vieillissement peut être influencé par les variations de température. La conception des futurs alternateurs pourrait toutefois être modifiée pour tenir compte de ces variations. Par exemple, la machine pourrait être conçue pour avoir une température de fonctionnement plus basse. Constructeur 1 considérait que cycle de démarrage et d'arrêt était un facteur de vieillissement mineur pour autant que les limites de température soient respectées.

Constructeur 1 a déclaré que 8 % des défaillances de bobinage étaient dues à l'isolation, 34 % à des problèmes de porte-à-faux et 24 % à des problèmes de calage. Cependant, Constructeur 1 a également déclaré que, dans leur expérience avec des machines avec un nombre de cycles élevé, des défaillances fréquentes avaient été observées dans le système d'isolation. Ces défaillances semblaient être dues à des événements externes tels que le flambage du circuit magnétique, le mouvement du circuit magnétique ou des particules étrangères de poussière et d'huile. Les défaillances d'isolation peuvent indiquer un problème, mais il ne semble pas être la cause première. La discussion de Constructeur 1 sur l'isolation des bobinages en tant qu'indicateur d'autres défaillances au sein du l'alternateur était unique et mériterait d'être approfondie.

Constructeur 1 a enregistré une augmentation spectaculaire du nombre de démarrages et arrêts depuis 1994, avec une légère augmentation des taux d'arrêts sur défaut (maintenance corrective) et un taux plus élevé d'arrêts programmés (maintenance préventive).

Cette présentation a corroboré l'hypothèse selon laquelle les effets des démarrages et arrêts sur des composants individuels étaient variables en termes de conception, d'installation et de maintenance. Constructeur 1 a mis l'accent sur l'entretien régulier et les inspections (maintenance) des machines existantes afin de prolonger leur durée de vie.

3.2. Constructeur 2

Constructeur 2 a discuté les problèmes historiques qui limitent la vie des bobinages. La fabrication et l'installation sur le terrain ont un impact aussi important que la conception des composants. Les problèmes de conception pourraient être un jeu inadéquat, une mise à la terre inadéquate et une formule de résine inadéquate. Les problèmes d'exécution pourraient également être liés à la formulation de la résine, à l'adaptation sur le terrain et aux tolérances obtenues lors de l'installation, ainsi qu'au contrôle de l'environnement ambiant. Constructeur 2 dit que l'endommagement estimé à 10 heures par démarrage n'est pas réaliste et ne pense pas que cela s'applique aux bobinages. La durée de vie de l'isolation ne diminue sauf s'il est gravement surchargée thermiquement.

Constructeur 2 conçoit les machines généralement pour : 2 démarrages et arrêts par jour, 1 défaut bloqué par mois et 2 court-circuits brusques sur toute la durée de vie de la machine. Cependant, de nombreuses machines sont en fonctionnement et ont eu beaucoup plus de démarrages et arrêts que prévu dans la conception, sans problème et sans changer la conception de la machine. Les STEP connaissent jusqu'à 30 000 démarrages et arrêts au cours de la vie de la machine. En revanche, un cyclage très élevé (10-15 cycles par jour) n'a pas été étudié.

Les mouvements mécaniques peuvent entraîner la défaillance de composants. Ce mouvement peut provenir du cuivre qui n'est pas bien collé à l'isolant, des pôles qui ne sont pas bien calés ou des coins desserrés. Les vibrations peuvent avoir un effet significatif sur la durée de vie des composants et accélérer le vieillissement. Les vibrations de la deuxième harmonique semblent avoir l'effet le plus important. Il n'existe pas de normes communes pour les vibrations de bobinage. La dilatation thermique due au cycle de démarrage et d'arrêt ne semble pas avoir d'effet significatif, bien que les forces thermiques aient fissuré les supports (coins inter-polaires) et que Constructeur 2 recommande la surveillance de la température avec des RTD (capteurs de température à résistance) comme un moyen rentable et efficace de surveiller les bobinages du l'alternateur.

Constructeur 2 croyait que tant que le mouvement des bobines dans les fentes est empêché, les cycles de démarrage et d'arrêt ne sont pas un facteur de vieillissement significatif pour les bobinages. Comme d'autres fabricants, ils ont mis l'accent sur les bonnes pratiques d'entretien et d'inspection.

3.3. Constructeur 3

Constructeur 3 a examiné deux études de cas : la première était une centrale STEP, et la seconde une centrale hydroélectrique classique au fil de l'eau. Pour l'unité STEP, Constructeur 3 n'a vu aucun signe de vieillissement sur l'isolation du circuit magnétique. D'une part l'adhérence entre l'isolant des barres statoriques et le cuivre, d'autre part l'adhérence du mur isolant au circuit magnétique ne semblaient pas non plus avoir été touchées par les cycles de démarrage et d'arrêt après 10000 cycles. Dans le cas de la centrale à fil de l'eau, Constructeur 3 a observé que l'isolant se détachait du cuivre en raison d'une grave dégradation thermique au

niveau des brins après 30 ans. Il semble que la dégradation pourrait être davantage liée à l'âge et à la température qu'au cycle de démarrage et d'arrêt.

Constructeur 3 a spécifiquement abordé l'effet des démarrages et arrêts sur le rotor. Constructeur 3 a examiné les différentes connexions du rotor à la jante (queue d'aronde). La charge principale sur le rotor qui pourrait être considérablement affecté par les démarrages et arrêts est donnée par la force centrifuge. Constructeur 3 a connu un problème de conception dans certaines de ses rainures clés et a apporté des modifications pour éliminer les concentrations de contraintes dans ces zones. Ils ont arrondi les coins intérieurs et extérieurs qui étaient vifs pour réduire les contraintes dans cette zone.

Même si Constructeur 3 n'a constaté aucun vieillissement prématuré de l'isolant de bobinage en raison de l'augmentation des cycles de démarrage et d'arrêt, le cyclage semblait avoir un impact important sur les contraintes mécaniques exercées sur le rotor, en particulier sur la fixation des pôles sur la jante. Constructeur 3 a déclaré qu'ils ne peuvent pas faire de généralisations à partir des données limitées, bien que des différences de conception pour les unités destinées à avoir un nombre élevé de démarrages et arrêts aient été mentionnées.

Annexe 4 – Énergie d'activation (*activation energy*)

The expected life of generators largely depends on design, manufacturing workmanship and choice of material. It also depends on the way they are used. They are used to adapt to the intermittent nature of renewable energies, subjecting them to many start-stop cycles. (Kung, 2018) mentioned that such cycles give rise to stresses and creeps from material expansion and contraction. One way to estimate the thermal aging of the insulation is by using the Arrhenius and Coffin-Manson equations. (Monge-Guerrero and Irizarry-Rivera, 2005) mentioned that “the most common problem associated with the application of any degradation model to a specific material is the lack of information on the parameters and behavior of variables in that material. Many models are proposed and verified by experimental data for different insulation materials”. Not being an exception, the Coffin-Manson presents the former difficulty, where the parameter E_a depends on the insulation material and operation condition to which the material is subjected.

In this appendix the two formulas are presented with a focus on the activation energy. The objective is to estimate values for the activation energy to be used in a Coffin-Manson model on hydro power generators. The values found in the literature and an analytical method to estimate the activation energy are exposed.

4.1. L'équation d'Arrhenius et Coffin Manson

In this section we will describe the formulae of Arrhenius and the Coffin-Manson equations with the activation energy.

4.1.1. The Arrhenius equation

The Arrhenius equation describes the temperature dependence of the chemical reaction rates. The equation is seen as an empirical relationship and it was proposed by (Arrhenius, 1889). The equation is applied in various domains. It can be expressed in different ways:

- a) In (Cygan and Laghari, 1990), it is defined such as:

$$L = A \exp \frac{B}{T} \quad \text{Eq. 38}$$

where L is the lifetime [years], T is the temperature [K], A , B are constants determined by the activation energy of the reaction

- b) (Provencher et al., 2008) used the following formula:

$$a_T = A * \exp \frac{-E_a}{RT} \quad \text{Eq. 39}$$

where a_t is the shift factor, T is the absolute temperature [K], A is the pre-exponential factor, a constant for each chemical reaction, E_a is the activation energy for the reaction [eV]
 R – perfect gas constant (it can be substituted by k_B - the Boltzmann constant [eV/K]).

Equation 41 yields a straight line in a $\ln(a_T(T))$ versus $1/T$ plot.

c) (El Hami et al., 2018) proposed the equation:

$$AF(T_0, T_1) = \exp\left(\frac{E_a}{k}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1}\right)\right) \quad \text{Eq. 40}$$

where AF is the acceleration factor, T_0 is the temperature of basic functioning [K], T_1 is the temperature of accelerated functioning; [K], E_a is the activation energy ((El Hami et al., 2018) note that in general the E_a have values between 0.3 – 1; 1eV = 96 kJ/mol = 23 kcal/mol); k is the Boltzmann constant $8.6 \cdot 10^{-5}$ eV / K

d) In a EDF study ((EDF R&D Prisme, 2020)), the formula used is:

$$a_T = A * \exp\left(\frac{E_a}{k} * \frac{1}{T}\right) \quad \text{Eq. 41}$$

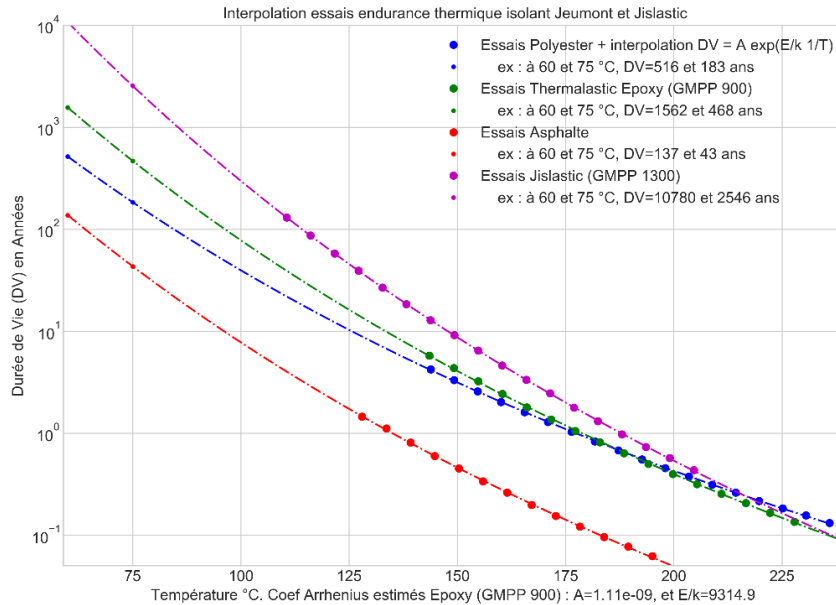


Figure 0-1. Étude EDF sur l'interpolation des essais d'endurance thermique d'isolant (EDF R&D Prisme, 2020)

The original curve was found in the EDF archived provided by the constructor (Jeumont Schneider). The study was performed by EDF R&D to see if the curve can be used on GMPP motors (nuclear cooling pumps). The interpolation was made and the estimated values are :

- Polyester : $A = 1.99 \cdot 10^{-9}$ and $E/k = 7985.7$ -> $E_a = 0.69$ eV
- Thermalastic epoxy (GMPP 900): $A = 1.11 \cdot 10^{-9}$ and $E/k = 9314.9$ -> $E_a = 0.8$ eV
- Asphalte : $A = 3.1781 \cdot 10^{-10}$ and $E/k = 8921.6$ -> $E_a = 0.77$ eV
- Jislastic: $A = 3.1172 \cdot 10^{-11}$ and $E/k = 11147.8$ -> $E_a = 0.96$ eV

4.1.2. Coffin-Manson equation

Norris and Landzberg (1969) modified the Coffin-Manson formula as an extension of the Arrhenius model, including a term that describes the change in amplitude of temperature but also frequency of cycling:

$$AF(T_0, T_1) = \exp\left(\frac{E_a}{k}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1}\right)\right) * \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_0}\right)^p * \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^q \quad \text{Eq. 42}$$

Where ΔT_0 is the amplitude of basis functioning, ΔT_1 is the amplitude of accelerated functioning, F_0 is the frequency basic cycling, F_1 is the frequency of accelerated cycling, p is the effect parameter of the amplitude, q is the effect parameter of cycling

4.1.3. The studies on the activation energy

The activation energy characterizes the isolation system (*SIE*). In the EDF hydraulic park are around 45 types (brands) of isolations systems. Most generators are composed of isolations using impregnate resin (epoxy) (the brands are Isotenax (Touraisin, 1990), Epolyon (Anton and Steinle, 1997), Micadur, etc.). (Kung, 2018) mentioned that the activation energy represents the energy loss during the process of aging and is used to describe the energy required to reach the transition state. It is usually determined experimentally. (Dixon, 1980) points out that the activation energy for a material degradation can be a measure of the slope of the Arrhenius curve (the plot of $\ln t$ versus $1/T$). The values of activation energy that he found are provided in Figure 0-2.

From molecular weight studies following artificial ageing on the transformer cellulose paper insulation (Darveniza et al., 1994) found with an Arrhenius analysis of rate parameters yielded an activation energy for chain scission of 79.5 kJ/mol for high temperature range of 129-166 °C. Another value (Lawson et al., 1977) is 92 kJ/mol (0.95 eV),s based on viscosity average molecular weight measurements. In another study, related to secondary insulation in electrical rotors and stators, (Burkanudeen and Ramesh, 2012) found that the activation energy is not constant throughout the reaction due to temperature and estimate values of 55 kJ/mol (0.57) that increases up to 90 kJ/mol for temperature up to 150°C for epoxy-amine cure kinetics. It is worth noting that the maximum temperature which a generator of H class insulation can reach is 150°C (Monge-Guerrero and Irizarry-Rivera, 2005). In normal condition of operating, it is extremely rare that a functional generator on site reaches this temperature, the analysis of the stator temperature shows the values usually does not exceed 95°C.

Material	Measured Property	Activation Energy	
		K Cal/Mole	Electron Volts
Melamine-Glass (G-5)	Dielec. Str.	6.7	0.29
Epoxy Varn.	Dielec. Str.	10.9	0.48
Ester-Glass (GPO-3)	Flex Str.	13.1	0.57
RTV Silicone	Elong.	13.8	0.60
Phenolic-Asbestos (A)	Dielec. Str.	13.9	0.61
Nylon, GF	Tens. Str.	16.1	0.70
Acetal	Tens. Str.	16.8	0.73
Mineral Phenolic	Flex Str.	17.0	0.74
Silicone Varnish	Dielec. Str.	17.0	0.74
Polypropylene	Oxid.	18.7	0.81
Polysulfone	Tens. Str. & Imp.	19.0	0.83
Phenolic-Cotton (C)	Dielec. Str.	19.4	0.84
Phenolic-Alkyd Varn.	Dielec. Str.	19.6	0.85
Epoxy	Wt. Loss	20.3	0.88
Epoxy Adhesive	Shear Str.	20.5	0.89
Nylon	Imp. Str.	20.7	0.90
Pressboard	Tens. Str.	20.9	0.91
Imide film	Dielec. Str.	21.4	0.93
Silicone	Dielec. Str.	21.6	0.94
Phenolic-Asbestos (A)	Flex Str.	21.7	0.94
Cast epoxy	Flex Str.	22.6	0.98
Urethane-Nylon wire insul.	Dielec. Str.	22.9	0.99
Phenolic-Glass (G-3)	Dielec. Str.	23.3	1.01
Polycarbonate	Tens. Imp.	23.3	1.01
Phenolic-Paper (X)	Flex Str.	23.6	1.02
Epoxy wire insul.	Dielec. Str.	24.2	1.05
Epoxy-Glass (FR-4)	Dielec. Str.	24.2	1.05
Varn. Cotton	Dielec. Str.	24.4	1.06
PVC	Elong.	24.9	1.08
Ester-Glass (GPO-1)	Flex Str.	25.0	1.09
Phenolic-Cellulose	Flex Str.	25.4	1.10
Polyethylene, cross-linked	Dielec. Str.	25.6	1.11
Urethane	Dielec. Str.	25.8	1.12
Ester-Glass (GPO-2)	Dielec. Str.	26.0	1.13
Ester + Nylon wire insul.	Dielec. Str.	26.1	1.14
Ester-Glass (GPO-1)	Dielec. Str.	26.6	1.16
Phen.-Alkyd Varnish	Dielec. Str.	26.6	1.16
Vulc. fiber	Dielec. Str.	26.8	1.16
Phenolic-Cell. + Min.	Imp. Str.	26.9	1.17
Polyester film	Dielec. Str.	27.1	1.18
Cast Epoxy	Imp. Str.	27.2	1.18
Alkyd Varnish	Dielec. Str.	27.2	1.18
Epoxy	Wt. Loss	27.2	1.18
Silicone	Dielec. Str.	27.2	1.18
Phenolic Paper (XX)	Flex Str.	27.5	1.20
Vulc. Fiber	Flex Str.	27.7	1.21
Phenolic-Cellulose	Imp. Str.	28.5	1.24
Phenolic-Glass (G-3)	Flex Str.	28.5	1.24
Phenolic-Kraft	Flex Str.	28.8	1.25
Neoprene	Elong.	29.0	1.26
Amide-imide varnish	Dielec. Str.	30.0	1.31
Ester Anaerobic	Shear Str.	31.7	1.38
Acetylated Cotton	Tens. Str.	32.0	1.39
Silicone-Asbestos	Dielec. Str.	32.5	1.41
Epoxy-Glass (FR-4)	Flex Str.	34.4	1.50
Polyester film	Brittle	36.3	1.58
Nylon paper	Dielec. Str.	36.6	1.59
Ester-Amide-Imide Varn.	Dielec. Str.	36.6	1.59
Epoxy-Glass (G-11)	Flex Str.	37.6	1.64
Polyester wire ins.	Dielec. Str.	37.7	1.64
Kraft paper	Burst Str.	38.5	1.67
Polyester, TP	Tens. Imp.	40.3	1.75
Varnished Kraft	Dielec. Str.	42.7	1.86
Nylon paper	Elong.	43.9	1.91
Ester-Glass (GPO-3)	Dielec. Str.	46.7	2.03
Phenolic-Cotton (C)	Flex Str.	48.8	2.12
Melamine-Glass (G-5)	Flex Str.	50.1	2.18

Figure 0-2. Activation Energies from Arrhenius Plots (Dixon, 1980)

(Cygan and Laghari, 1990) find values using a model for Arrhenius for $155^\circ \text{ B} = 16747$ [K]. (El Hami et al., 2018) propose $E_a=1$ [eV] and $1/k = 11605$ [K]. (Mozurkewich and Benson, 1984) mentioned that in some cases, reaction rates decrease with increasing temperature. When following an approximately exponential relationship so the rate constant can still be fitted to an Arrhenius expression (Alvarez-Idaboy et al., 2000). (Helgeson and Gafvert, 1999) shifted the dielectric data measured at different temperatures and concluded that there are different activation energies for the uncured and the ready cured samples.

4.1.4. Estimation of the activation energy

A practical rule on the lifetime reduction due to the reaction is presented by (Sarazin and Verdaguer, 1991), where it is generally accepted that the lifetime is halved when the temperature is increased by 10° C . According to the CEI norm (CEN, 2011) for the majority of insulation systems, the temperature that divides the lifetime by two can have values between 8K and 15K. This rule can be understood using Arrhenius' law and can be considered as valid only for a certain value of the activation energy which is thus determined:

$$E_a = \frac{RT^2}{10} * \ln 2 \text{ [kJ * mol}^{-1}\text{]} \quad \text{Eq. 43}$$

where: $R = 8,3144 \text{ J/mol*k}$

The average temperatures of the hydro power plant are in general between 40° C and 90° C . According to the formula above values for the activation energies are calculated. The interval is between 0.69 (for 40°) and 0.79 (for 90°) at 10K.

4.2. Conclusions et proposition pour l'énergie d'activation

The values found in the literature and the analytical method show that the activation energy can be considered between 0.3 eV and 1 eV. An analytical method can be considered for E_a that can have values of 10K or the average between 8K and 15K (11.5K) (Eq. 43) and be seen as a continuous uniform function. Nonetheless, for the majority of the generators the impregnate epoxy resin is used and the values for this type of insulation are around 0.8 eV (EDF study (Figure 0-1) and values from literature (Figure 0-2)).