



Nouvelle méthode de prédiction des fréquences et débits de fuite des composants hydrogène haute pression

A new method to quantify the leakage scenarios on hydrogen high pressure components

PROUST Christophe
INERIS/UTC

Vernueil-en-Halatte/Compiègne
christophe.proust@ineris.fr

JAMOIS Didier
INERIS

Verneuil-en-Halatte
didier.jamois@ineris.fr

PIQUE Sylvaine
INERIS

Verneuil-en-Halatte
sylvaine.pique@ineris.fr

TARRISSE Albin
INERIS

Verneuil-en-Halatte
albin.tarrisse@ineris.fr

I. RESUMÉ

Ces travaux font partie du programme de recherche MULHYFUEL [1] visant à permettre la mise en place de bornes de recharge d'hydrogène sous pression dans les stations-service. Un défi important est de pouvoir éviter les accidents dont on sait qu'ils pourraient être graves en cas de fuite importante d'hydrogène. Les travaux présentés portent sur la quantification des scénarios de fuite en termes de fréquence et de débit. Un exercice de comparaison a montré de très grands écarts entre les fréquences de fuites calculés qui proviennent du choix des bases de données de défaillances choisies. L'écart provient notamment des différences importantes entre la structure des organes qui composent les bornes et celle des objets répertoriés dans les bases de données. Et malheureusement, il n'y a pas encore suffisamment de retour d'expérience sur les composants hydrogène. Une nouvelle méthode est proposée pour calculer les fréquences et le débit de fuite sur la base d'une description précise de chaque composant et de chaque situation dangereuse. Par exemple, la possibilité qu'un raccord se desserre en raison d'un cycle de pression est modélisée sur la base de la mécanique de contact. Les erreurs humaines peuvent également être introduites en décrivant les tâches et assemblées dans un arbre des défaillances pour estimer la probabilité de défaut. La méthode a été confrontée à des résultats de campagnes expérimentales pour vérifier (au mieux) les aspects fréquences (essais de longue durée de cyclage par exemple) et débits de fuite (sur des composants placés dans la situation de fuite correspondant au scénario étudié). L'application à une borne de recharge est proposée. On conclut que les sections de fuite peuvent être plus grandes que prévu (par les bases de données classiques).

MOTS-CLEFS — hydrogène, fuite, fréquence, probabilité, débit.

II. ABSTRACT

This work is part of the MULHYFUEL research program [1] aiming at enabling the implementation of hydrogen dispensers in refueling stations. One important challenge is the severity of accidents due to a leakage of hydrogen from a dispenser in the forecourt. The work presented in this paper deals with the quantification of the leakage scenarios in terms of frequencies and severities. A standard risk analysis exercise showed very large discrepancies between the frequencies of leakages of the same categories. A large part of the disagreement comes from the failure databases chosen as shown in the paper. The mismatch between the components on which the databases have been settled and the actual hydrogen components may be responsible for this situation. A new method is being developed to calculate the frequencies of the leakage and the flowrate based on an accurate description of each component and of each hazardous situation. For instance, the possibility for a fitting to become untight due to pressure cycling is modelled based on the contact mechanics. Human errors can also be introduced by describing the tasks. In addition of the description of the method, the application to a dispenser is proposed with some comparison to experiments. One of the outcomes is that leakage cross sections can be much larger than expected.

KEYWORDS — hydrogen, leakage, frequency, probability, flowrate.

III. INTRODUCTION

La possibilité d'utiliser l'hydrogène en dehors des domaines industriels traditionnels de la métallurgie, de l'électronique, de la chimie, ... a émergé avec le concept d'« économie de l'hydrogène » il y a environ 50 ans [2]. C'était surtout une idée mais qui visait déjà la limitation de la pollution par les véhicules. Le concept a été élargi par la suite, définissant plus clairement le nouvel usage de l'hydrogène comme « vecteur énergétique » complémentaire à l'électricité [3]. Aujourd'hui, les études de marché considèrent que ce nouveau domaine économique se développe [4] poussé par la pression exercée par la population des pays développés pour diminuer les émissions de CO₂. Les gens semblent conscients qu'un pas significatif vers l'objectif d'« émissions neutres » ne serait possible que si le secteur des transports est profondément décarboné. Ravitailler les véhicules à l'hydrogène (produit à partir d'énergies renouvelables) apparaît comme une solution.

Progressivement, les éléments de la chaîne de valeur ont été développés à partir de la production d'« hydrogène vert » [5], en passant par le transport [6], la distribution [7] et les véhicules à pile à combustible à hydrogène [8]. Le déploiement des véhicules à hydrogène est particulièrement marqué en Europe avec la mise en place de dizaines de stations de ravitaillement en hydrogène gazeux haute pression (HRS) au cours de la dernière décennie [7]. Dans une large mesure, les HRS disponibles sont utilisés par les chauffeurs professionnels comme pour les bus, les camions et certains taxis. Pas encore des « gens de la rue ». Mais si les véhicules à hydrogène sont considérés comme des contributeurs essentiels à « l'écologisation » de la mobilité, un déploiement à grande échelle des HRS doit alors être pensé.

Pour y parvenir, il est reconnu que les HRS devraient faire partie des stations de ravitaillement conventionnelles où les distributeurs d'hydrogène côtoieront les distributeurs standard d'essence, d'électricité, de GNV et de GPL. Dans ce contexte, les défis sont nombreux en ce qui concerne le cadre réglementaire, les spécifications techniques et la sécurité des opérations de ravitaillement. L'objectif du projet MULHYFUEL subventionné par l'UE est de fournir des données pour combler des lacunes techniques et proposer des réponses. En particulier, la question centrale est celle de la sécurité du ravitaillement d'un véhicule privé en ciblant les scénarios de fuites potentielles pendant le remplissage. Or les bases de données existantes pour quantifier les fuites possibles et dans une certaine mesure les modèles de conséquences disponibles (feu, explosion, ...) ne semblent pas suffisamment robustes pour prendre des décisions et élaborer des stratégies. Cet aspect était clairement souligné dans l'appel d'offre du programme européen.

Les travaux présentés abordent les moyens de prédiction des fréquences et des taux de fuite (débits) sur les composants d'une borne de ravitaillement type. On fournit d'abord des détails techniques sur la borne considérée. Puis on présente des résultats de prédiction [fréquences/taux de fuite] obtenus en utilisant les approches standard, basées sur des bases de données. Enfin une méthode nouvelle qui ne dépend pas (ou très peu) de bases de données est présentée et comparée aux approches standard.

IV. ETAT DES LIEUX

Si l'hydrogène en tant que carburant présente de nombreuses propriétés intéressantes – propre, chaleur spécifique de combustion élevée, flexibilité – il convient de rappeler certains inconvénients importants, justifiant des activités de recherche approfondies, notamment en matière de sécurité. Le tableau 1 présente les principales propriétés dangereuses standard de l'hydrogène par rapport aux carburants plus traditionnels susceptibles d'être utilisés dans les stations-service [9]. La plage d'inflammabilité de l'hydrogène-air est 5 à 10 fois plus grande, l'énergie d'inflammation minimale est 5 à 10 fois plus petite et la vitesse de combustion maximale est environ 5 à 10 fois plus grande. En bref, les risques (explosions et incendies) dus aux rejets accidentels d'hydrogène dans l'air peuvent être de 5 à 10 fois plus importants que ceux des hydrocarbures.

TABLE I. PROPRIETES PHYSIQUES DE L'HYDROGENE ET DES AUTRES CARBURANTS

Propriétés:	unité	Hydrogène	Méthane	Propane	Essence
Masse moléculaire	g/mol	2.016	16.043	44.10	~110
Plage d'allumage dans l'air (LFL – UFL)	[% v/v]	4 – 75	5.3 - 15	2.2 - 9.6	0.79 – 8.1
Plage de détonation dans l'air (LDL – UDL)	[% v/v]	13 – 65	6.3 - 13.5	3.1 – 7	1.1 - 3.3-
Composition stœchiométrique dans l'air	[% v/v]	29.5	9.5	4	1.8
Énergie d'allumage minimale	[mJ]	0.02	0.28	0.25	0.23 - 0.46
Chaleur de combustion	[MJ/kg]	120	50	46	45
Température d'auto-inflammation	[°C]	585	537	470	228 – 501
Densité de la vapeur et de l'air		0.1	0.6	1.6	~3

Le conditionnement de l'hydrogène est également important. Aujourd'hui, la voie privilégiée est celle de l'alimentation et du stockage de l'hydrogène dans des véhicules sous haute pression, 35 ou 70 MPa, à l'intérieur de réservoirs composites [10]. Plus la pression est élevée, plus le débit de toute fuite potentielle est important et plus la probabilité d'inflammation est élevée, soit en raison de la taille du nuage inflammable capable d'atteindre plus de sources d'inflammation, soit en raison d'un

mécanisme d'inflammation spontané [11, 12]. Il est alors évident qu'il est nécessaire de maîtriser les fuites, ce qui nécessite de quantifier les fréquences et les débits. Ce questionnement couvre certes tous les aspects du ravitaillement, mais il est plus sensible au niveau de la borne où se tiennent les utilisateurs finaux, qui ne sont pas spécifiquement formés, et où le nombre de sollicitations de l'équipement haute pression est important. Pour étudier ce point sensible, des détails techniques à propos de la borne et du processus de distribution sont nécessaires. Bien que des normes aient été élaborées pour certains composants [13 à 16], il existe une certaine flexibilité quant à l'équipement et à la configuration des distributeurs [17]. Des choix ont été faits entre les partenaires du projet. L'accent est mis sur la distribution haute pression des véhicules de particuliers en raison du degré de sollicitation le plus élevé des bornes (Fig. 1).



Fig. 1. disposition et équipement typiques à l'intérieur d'une borne de distribution H2 (d'après [17])

Certains détails des composants peuvent être trouvés dans le catalogue des fournisseurs, mais la plupart des composants ont été achetés pour effectuer des mesures de taille plus précises et pour estimer les débits de fuite (voir plus loin). Des fuites peuvent résulter de l'utilisation quotidienne de l'appareil. La durée typique d'un ravitaillement est de 2 mn. En supposant que le client reste autour du distributeur pendant 5 mn, l'ordre de grandeur du nombre de ravitaillements en un an pourrait atteindre 10000 (sur une autoroute par exemple). Un peu d'entretien serait également nécessaire, au moins une fois par an, nécessitant le démontage de 10 raccords à chaque fois (information fournie par un technicien de maintenance).

Pour estimer la fréquence et le débit des fuites, il est courant d'utiliser des bases de données sur les défaillances et les fuites dont les plus courantes sont présentées ci-après (Fig. 2) avec les liens entre elles. Les données brutes proviennent d'observations sur le terrain, principalement dans les industries pétrolières et gazières, et remontent aux années quatre-vingt. Ce n'est que plus récemment que des efforts ont été faits pour intégrer des données spécifiques aux technologies de l'hydrogène.

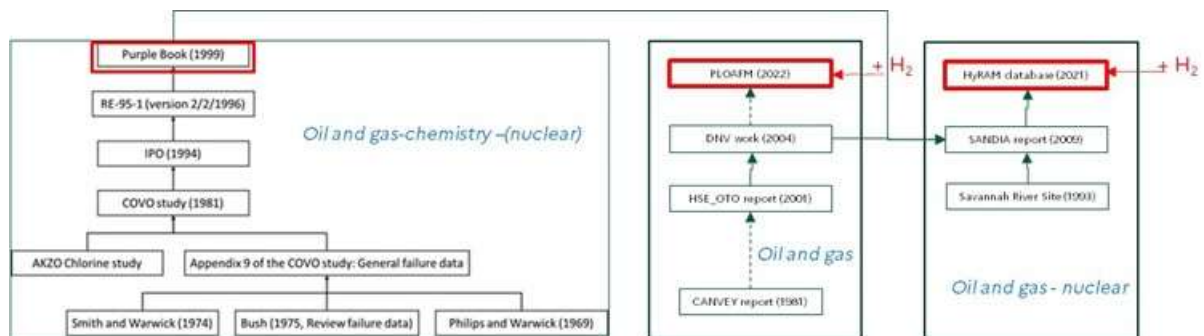
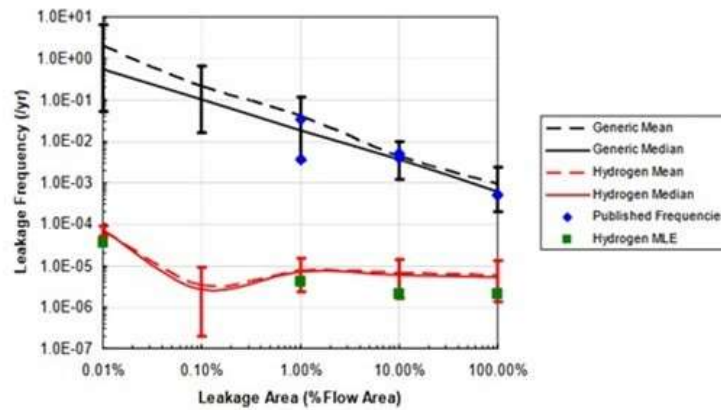


Fig. 2. historique et filiations de quelques bases de données de fuites bien connues [18, 19, 20]

Il a été montré précédemment [21, 22], que même pour les études qui entrent dans le domaine d'où proviennent les bases de données, le choix des scénarios et l'évaluation de la fréquence associée variaient considérablement, d'un expert à l'autre. La situation pourrait même être plus difficile lors de l'application de telles bases de données dans le secteur de l'énergie hydrogène où les technologies sont spécifiques [23]. Cela a été pris en compte dans les bases de données les plus récentes telles que PLOFAM et HyRAM, dans lesquelles les équipements généralement utilisés pour manipuler l'hydrogène sont inclus. Étant donné que peu de données sur les équipements spécifiques à l'hydrogène sont disponibles, une approche bayésienne a été utilisée pour adapter les données génériques au champ de l'hydrogène [20]. Une déformation significative des données génériques est ainsi obtenue, comme le montre la figure suivante (Fig. 3). Notez que les résultats sont présentés sous forme de fréquence par rapport à la section de fuite exprimée en fraction de la section maximale de fuite.



Results of Bayesian analysis for pipe joint leak frequency.

Fig. 3. exemple d'application d'un traitement bayésien sur des données génériques (extrait de [20])

Des experts « bases de données » du projet MULTHYFUEL ont utilisé au mieux ces différentes approches et les résultats obtenus pour les fuites du flexible d'alimentation des véhicules sont présentés dans le tableau suivant (Tab. 2). On constate des écarts très importants même lorsque l'on utilise les versions les plus récentes des bases de données. L'une des raisons à cela, déjà identifiée [20], est que la fréquence de fuite est très sensible aux bases de données génériques utilisées pour développer, via la méthode bayésienne, les bases de données modifiées. En d'autres termes, la technologie est importante, et une certaine similitude serait nécessaire entre les équipements représentés/sélectionnés dans les bases de données génériques et ceux mis en œuvre dans le secteur de l'énergie hydrogène. Enfin, les résultats telles qu'ils se présentent ne permettent pas un lien entre le couple [fréquence : section de fuite] et les raisons de la fuite, ce qui constitue une difficulté importante lorsqu'il s'agit d'atténuer le risque.

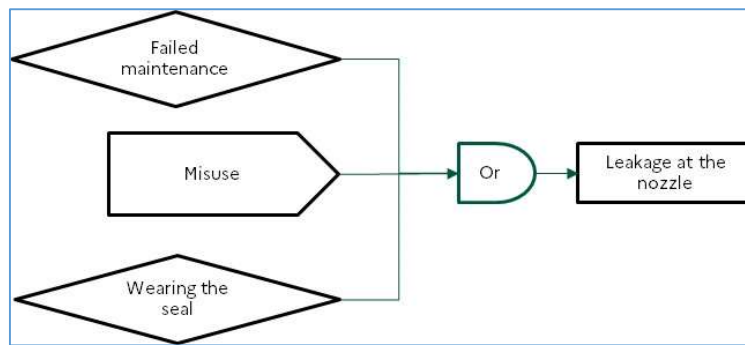
TABLE II. FREQUENCE DE FUITE POUR EL FLEXIBLE D'ALIMENTATION DES VEHICULES

Événement	Pression	BASE DE DONNÉES (fuite/an)		
		BEVI (purple book)	Sandia (HyRAM)	Norwegian Oil & Gas PLOFAM
Fuite modérée (10 % de la pleine section)	700 bar	10 ⁻²	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶
		10 ⁻²	10 ⁻⁵	10 ⁻⁵
		10 ⁻²	10 ⁻⁴	10 ⁻⁵
Fuite massive (rupture)	700 bar	10 ⁻³	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶
		10 ⁻²	10 ⁻⁵	10 ⁻⁵
		10 ⁻³	10 ⁻³	10 ⁻⁵

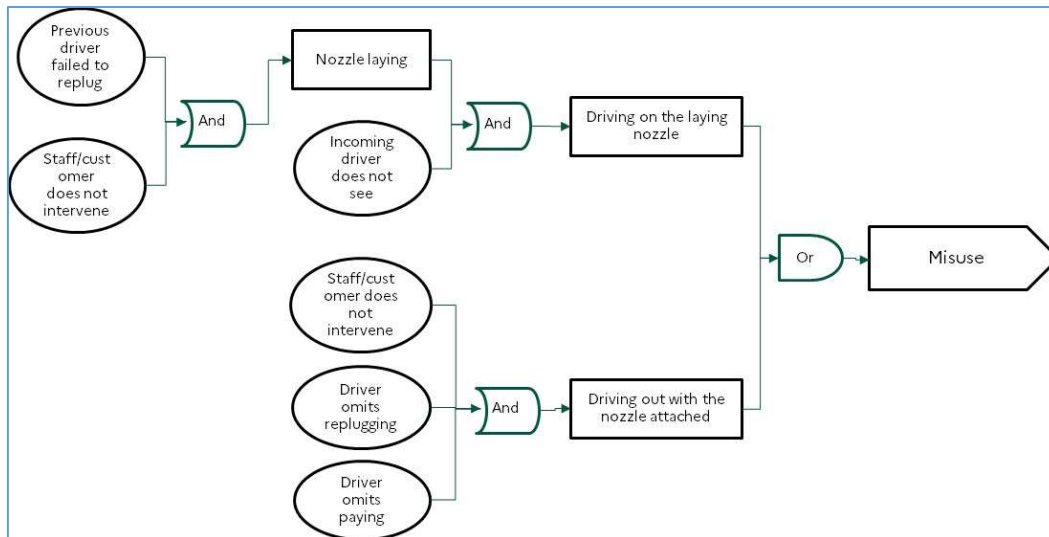
Une nouvelle approche est nécessaire du moins tant que le retour d'expérience sur les fuites sur les organes hydrogène haute pression ne sera pas suffisant.

V. METHODOLOGIE

Le principe de la méthode a été posé dans un précédent travail de recherche [24] et s'inspire d'une idée exposée précédemment [25]. Pour chaque composant de la Fig. 1, un arbre de défaillances est produit afin de décrire le plus précisément possible les conditions conduisant à une fuite. L'arbre est développé suffisamment vers l'amont pour que les événements « racines » soient simples et bien connus ou suffisamment génériques pour être raisonnablement cotés. Un exemple simple est donné sur la Fig. 4 pour le pistolet. Une fuite (Fig. 4 a) est possible soit parce que le pistolet a été « mal utilisé » (soit mal branché sur la borne et une voiture roule dessus, soit une voiture démarre sans retirer le pistolet), soit parce que les joints d'étanchéité sont usés, soit parce qu'un incident s'est produit pendant l'opération de branchement (corps étranger sur le joint). Les événements « racines » (losanges) sont génériques, bien qu'une certaine argumentation soit nécessaire pour les coter. L'autre événement causal de la fuite (mauvaise utilisation) est développé plus en détail (Fig. 4-b), décomposé en événements racines « simples » – les cercles – pour lesquels une probabilité peut être trouvée dans la littérature. Notons que les mesures de sécurité ne sont pas intégrées à ce stade.



a



b

Fig. 4. arbre de défaillance pour l'événement « fuite au pistolet »

TABLE III. DETAILS SUR LES EVENEMENTS « RACINES »

Événement racine	Argumentation
Échec de l'opération simple (cercles Fig. 4)	1 opération ratée / 1000 opérations similaires (ex : ouverture d'une vanne) [26]
Procédure défaillante (losange Fig.4 : maintenance)	Pour la plupart des composants, un montage correct et étanche nécessitera : la vérification des zones d'étanchéité (sièges/joints), le réglage correct des pièces d'étanchéité (siège, tige ou tuyau, joint ou pièce de pressage, vis) et le serrage selon le mode d'emploi. Donc typiquement, 4 pièces et 3 opérations. Les deux premières opérations seront répétées 4 fois et la dernière une seule. Typiquement 9 opérations indépendantes. La probabilité qu'un composant n'ait pas été correctement assemblé est alors d'environ 1/100 (le composant peut ne pas fuir mais cela peut être considéré comme la limite supérieure de la probabilité de fuite)
Abrasion du joint (losange : Fig. 4)	L'étanchéité de la jonction entre les buses et le réceptacle de la cabine est assurée par un joint polymère toroïdal (diamètre intérieur 12 mm, épaisseur 2 mm). Le taux d'usure est de $10^{10} \mu\text{m}^3/(\text{N.km})$ [27]. La force est au maximum celle produite par la pression (70 MPa) sur le joint torique et la trajectoire de glissement à chaque ravitaillement est de 10 mm. En supposant qu'une fuite est possible après 10% d'usure du joint (l'élasticité ne peut plus compenser), le nombre de cycles avant fuite est de 750 000. Ainsi, la fréquence de fuite due à l'usure est de l'ordre de $1/1\ 000\ 000 \text{ an}^{-1}$.
Corrosion	La vitesse de corrosion d'un acier standard dans un environnement normalement sec et protégé (en interne) est de $5 \mu\text{m}/\text{an}$. Dans un environnement pollué (salé, acide) ce taux est multiplié par 3. Un acier inoxydable se corrode 8 fois moins [28]. La perte de confinement se produit lorsque l'épaisseur résiduelle n'est pas suffisante pour résister à la pression interne (lois mécaniques standard). Les tuyaux métalliques sont beaucoup plus vulnérables que les autres composants, généralement beaucoup plus massifs. Pour un tuyau en acier inoxydable 9/16" (316L, résistance ultime = 800 MPa) dans un environnement corrosif, la défaillance survient au bout de 5000 ans donc une fréquence de défaillance de l'ordre de $1/1000 \text{ an}^{-1}$.
Fatigue	Le modèle de Wohler est appliqué : où N est le nombre de cycles avant rupture, σ l'amplitude des variations de la contrainte et les paramètres étiquetés « end-lim » sont des caractéristiques du matériau. $N_{\text{end-lim}} = \left(\frac{\sigma_{\text{end-lim}}}{\sigma} \right)^{1/0.12}$ end-lim est d'environ 10^7 cycles pour les aciers [29] (10^5 pour les polymères [30]) et $\sigma_{\text{end-lim}}$ est la moitié de la résistance ultime du matériau. Pour l'acier inoxydable (316L) actuellement utilisé, la résistance ultime est d'environ 800 MPa. Le polymère utilisé dans le tuyau est le POM avec une résistance ultime d'environ 100 MPa.
Desserrage	Les composants vissés (raccords, presse-étoupes) ont tendance à se desserrer lorsqu'ils sont soumis à des variations de la charge appliquée sur la surface de contact du filetage [31, 32, 33]. Les contraintes résultent des cycles de pression et de température. L'action de desserrage peut résulter soit d'une charge axiale, soit d'un effort de flexion. Une modélisation a été proposée nnelles que pour des pièces longues soumises à un gradient thermique longitudinal. Un coefficient de frottement de 0,1 est conservé (contact non lubrifié [34]). Les observations expérimentales peuvent être reproduites correctement en supposant de légères différences dans les propriétés de déformation des matériaux (différence de 1% dans le module de Young).

Le raisonnement concernant les événements « racines » de la Fig. 4 est présenté dans le tableau 3 (trois premiers éléments). Avec ces informations et sachant la fréquence des ravitaillements ($F_{ref}=10000 \text{ an}^{-1}$), la fréquence d'une fuite au niveau de la buse est :

$$F_{leak-nozzl} = F_{ref} \cdot \frac{1}{100} + F_{ref} \cdot \left[\left(\frac{1}{100} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{1000} \right) + \left(\frac{1}{100} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{1000} \right) \right] + F_{ref} \cdot \frac{1}{1\,000\,000} \approx \frac{1}{100}$$

VI. RESULTATS

Les autres événements « racines » (les autres lignes du Tab. 3) ont été identifiés lors d'une analyse préliminaire. Cette méthode a été appliquée à tous les composants (Tab. 4). Notons que certains événements racines sont spécifiques à certains composants: l'usure ne concerne que les vannes et les joints du pistolet par exemple tandis que la fatigue et la corrosion ne sont pas appliquées aux vannes ou aux raccords car, en raison de leurs épaisseurs d'acier relativement importantes, ils semblent beaucoup moins vulnérables que les tubes. Pour estimer la fatigue du flexible, on suppose que le composite est un mélange homogène aux propriétés mécaniques mixtes, sauf pour la fatigue où on applique les données relatives au POM.

TABLE IV. TAUX DE DEFAILLANCE ET TAUX DE FUITE (% DE LA SECTION MAXIMALE) DES COMPOSANTS

Composant	Scénarios	Fréquence de fuite (an^{-1})	section de fuite (%)
Tube 9/16" (20000 psi)	Fatigue	10^{-7}	100 (rupture)
	corrosion	10^{-4}	100 (rupture)
Flexible (ID 4 mm)	Fatigue	10^{-2}	100 (rupture)
	Mauvaise utilisation	10^{-4}	100 (rupture)
Pistolet (3/8")	Procédure (branchement)	10^2	9 (le long du réceptacle)
	Mauvaise utilisation	10^{-4}	100 (rupture)
	Usure (joints)	10^{-2}	9 (le long du réceptacle)
Breakaway	Procédure (entretien)	10^2	9 (le long du réceptacle)
	Fatigue	10^{-3}	9 (le long du réceptacle)
Vanne (9/16")	Procédure (entretien)	10^{-2}	4 (le long du filetage de l'écrou)
	Usure (joints)	10^{-4}	2 (le long de la tige)
Vanne (1/4")	Procédure (entretien)	10^{-2}	24 (le long du filetage de l'écrou)
	Usure (joints)	10^{-4}	15 (le long de la tige)
Soupape (3/8")	Procédure (entretien)	10^{-2}	1 (le long de la tige)
Raccord 9/16"	Procédure (entretien)	10^{-2}	5 (le long du tube)
	Desserrage	10^{-2}	5 (le long du tube)
Raccord 3/8"	Procédure (entretien)	10^{-2}	8 (le long du tube)
	Desserrage	10^{-2}	8 (le long du tube)
Raccord 1/4"	Procédure (entretien)	10^{-2}	11 (le long du tube)
	Desserrage	10^{-2}	11 (le long du tube)

Entrer dans le détail des scénarios (maintenance par exemple) a permis de deviner le chemin d'écoulement de la fuite comme par exemple pour les vannes (Fig. 5). Si l'événement racine est « procédure de maintenance » (gland non serré par exemple), le gaz s'écoulera principalement (section la plus grande) à travers le diamètre extérieur via la vis de du gland (Fig. 5 gauche). Si l'événement racine est l'usure (des joints), le gaz s'écoulera le long de la tige à travers la vis de guidage (Fig. 5 droite). On a constaté à cet égard que les données des catalogues des fournisseurs peuvent ne pas être assez précises et il est de loin préférable de se procurer les composants et de prendre les mesures appropriées. Les sections efficaces de fuite ont été déterminées en mesurant les dimensions nécessaires sur les composants, mais un coefficient de décharge a été incorporé en tenant compte des pertes de charge le long du trajet.

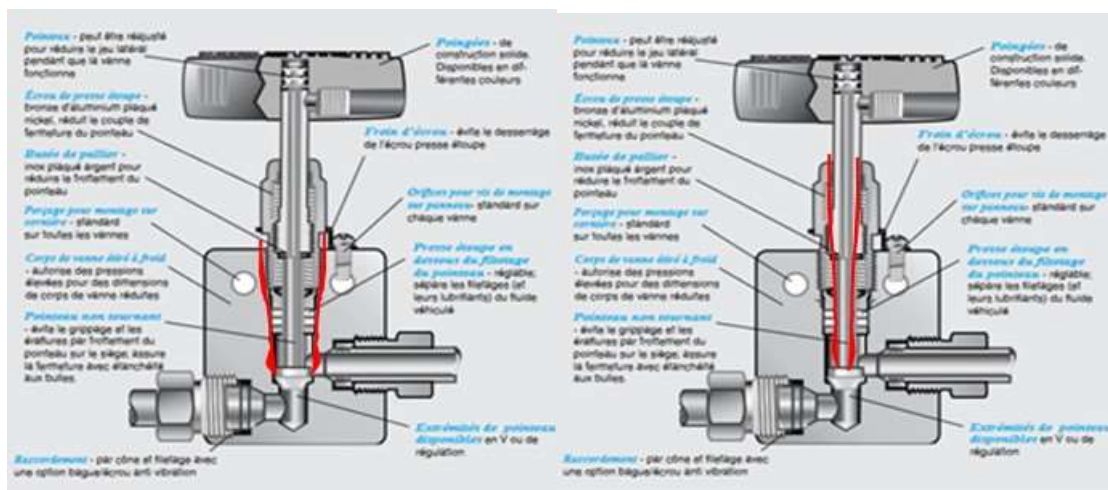


Fig. 5. exemple de chemin de fuite dans une vanne (à gauche : pour une erreur de la maintenance, à droite : pour une usure des joints)

VII. DISCUSSION

À l'origine, il était prévu de vérifier cette méthode sur la base de données existantes. Mais pour que cela soit utile il fallait que les circonstances des fuites et la structure des composants soit connues. Nous n'avons pas réussi à trouver ce type de données.

Après avoir vérifié minutieusement la méthode en particulier les données de base (fréquence des erreurs humaines, paramètres des courbes de Wölher, ...) et les modèles nous avons choisi de tester expérimentalement quelques scénarios « difficiles » comme l'usure des joints des vannes, la fatigue du flexible, l'abrasion des clapets anti retour et le desserrage des raccords par cyclage de pression.

Ces expériences au long cours (3 mois pratiquement sans discontinuer) ont été réalisées par KIWA [36]. L'équipement à tester a été installé dans une chambre climatique. Les vannes ont été testées séparément sous une pression d'hydrogène constante de 70 MPa. La tige était mise en rotation par un actionneur pneumatique induisant un tour complet de la course de la tige (360° donc environ 1 mm de course de la tige donc 2 mm de course à chaque cycle). Deux vannes ont été testées. Les autres éléments ont été testés ensemble (Fig. 6) en étant soumis au même cycle de pression : un flexible, 5 clapets anti-retour (siège conique) et environ 15 raccords. La campagne d'essais a été arrêtée après 250 000 cycles de pression.



Fig. 6. Installation de cyclage des composants d'hydrogène sous haute pression (0->70 Mpa) d'après [36]

Les deux vannes se sont bloquées entre 6 000 et 60 000 tours pour la première vanne et après 13 000 tours pour la seconde. Néanmoins, aucune fuite externe n'a pu être détectée. La cause de la défaillance était le blocage de la vis de guidage par de la poussière d'abrasion du métal mais les joints étaient toujours fonctionnels. En revanche le flexible fuyait massivement après 74 000 cycles de pression, avec un dommage apparent sur l'enveloppe externe (Fig. 7). La partie endommagée a fait l'objet d'un examen plus approfondi et il a été constaté que le tube intérieur en plastique était totalement brisé. Les clapets anti-retour ont été soumis à 250 000 cycles, après quoi l'étanchéité interne a été mesurée. L'une d'eux présentait une petite fuite à 10 et 20 bars, mais pas à des pressions plus élevées. Tous les autres clapets étaient parfaitement étanches. Tous les raccords sont restés parfaitement étanches après 250 000 cycles de pression.



Fig. 7. Le flexible après sa rupture (à gauche : dans la chambre d'essai ; à droite : après avoir retiré les fils d'armature métalliques) d'après [36]

On a tenté de reproduire ces conditions à l'aide de la méthode proposée. En ce qui concerne les vannes, on peut montrer que les joints d'étanchéité fuient après 280 000 cycles. Comme les tiges étaient bloquées bien en dessous de 60 000 cycles, il y avait peu de risque de détecter une fuite externe. Cependant, la méthode peut également être utilisée l'usure métal-métal. La tige tourne en une vis sans fin d'un diamètre nominal de 10 mm (longueur 10 mm) et d'un filetage de 1 mm. L'espace entre les filetages extérieur et interne de la tige est généralement de 0,15 mm. Pour effectuer ce calcul, on a considéré que la force normale appliquée sur la surface de contact des filetages est celle due à la pression interne poussant le siège (70 MPa sur une surface circulaire de 5 mm. Cette force est appliquée pendant les deux tours d'un cycle, c'est-à-dire une longueur de glissement correspondant à deux fois la circonférence de la vis (environ 60 mm). Le blocage est censé être obtenu si la quantité totale de matériau usé remplit complètement l'espace entre les pièces vissées (externe et interne) sur au moins 1 filetage, c'est-à-dire beaucoup moins de 1% du diamètre nominal. On obtient alors (Fig. 9) un nombre typique de cycles de 30 000 cycles, ce qui semble en accord raisonnable avec les observations.

Une approche similaire a été appliquée pour les clapets anti-retour à cône (Fig. 8). Le diamètre extérieur du siège est d'environ 10 mm et est constitué d'une bague de PEEK. L'épaisseur de cette zone d'appui est de 2 mm qui est aussi la longueur de glissement. La force est celle appliquée par l'écoulement lorsqu'il repousse le cône contre le siège.

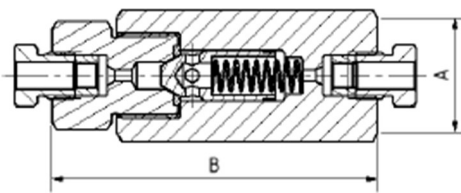


Fig. 8. clapet anti-retour à cône (du catalogue Maximator)

Le siège du clapet anti-retour pourrait être suffisamment endommagé pour fuir après 500 000 cycles de pression (Fig. 9). Comme ces organes présentait des défauts d'étanchéité, cela pourrait signifier que le siège a été endommagé par 250 000 cycles ce qui aurait pu causer ultérieurement la perte de l'étanchéité. Le flexible est constitué d'un revêtement en polyamide de 5 mm de diamètre intérieur et de 7 mm de diamètre extérieur intégré dans une série de 6 couches superposées de fils d'acier inoxydable de 0,4 mm. La résistance ultime du polyamide a été fixée à 75 MPa et celle de l'acier inoxydable (doux) à 500 MPa. Les résultats sont présentés Fig. 9 montrant une rupture après 60 000 cycles conformément à l'observation. Le nombre de cycles de pression nécessaires pour desserrer les raccords sous charge axiale (la situation expérimentale) a été estimé à environ 2 500 000 cycles, alors que les raccords ont été dix fois moins cyclés, de sorte que ce mode de fuite n'a pas pu être observé.

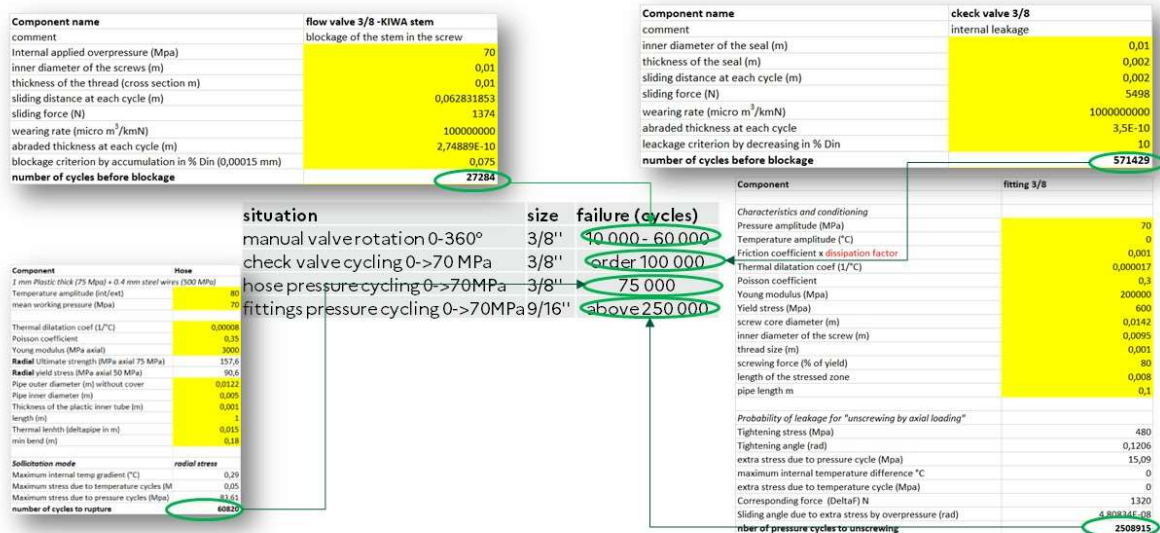


Fig. 9. Observations expérimentales et simulation des modes de défaillance

Ces éléments ne sont évidemment pas suffisants pour valider la méthode mais montrent son potentiel et suggèrent qu'elle est pertinente. Néanmoins, comme beaucoup d'informations sont nécessaires pour l'opérer, elle est sensible aux paramètres d'entrée, en particulier à ceux liés au calcul de la déformation et de la contrainte. L'utilisateur doit alors s'assurer qu'il dispose d'informations

fiables, sinon les prédictions risquent de beaucoup s'éloigner de la réalité. Cette remarque n'est pas spécifique à la méthode mais s'applique aussi à la genèse d'accidents en général qui dépendent parfois de détails infimes.

Enfin, un autre dispositif expérimental a été conçu pour mesurer les débits de fuite des composants (% de la pleine section) selon le scénario envisagé. Un réservoir (Fig. 11) de type 2 de 50 litres à 1000 bars est rempli d' H_2 comprimé jusqu'à 800 bars. La pression et la température dans le réservoir sont mesurées. Le composant à tester est relié à ce réservoir par une vanne automatique. Le débit massique est déduit des mesures de pression et de température à l'aide de l'équation d'état d'Abel-Noble. Le composant est conditionné pour imiter le scénario ciblé. Ainsi pour le scénario d'un raccord qui se desserre, la situation de fuite est obtenue en appliquant manuellement le raccord sur son siège. Pour simuler les erreurs de montage d'une vanne (par exemple pour changer le siège), le presse-étoupe est positionné manuellement mais n'est pas serré. Pour simuler une fuite à l'extrémité du flexible, due à la dégradation du contact entre l'insert interne et le manchon en plastique, l'espace entre l'enveloppe externe du flexible et le manchon métallique a été mesuré et une maquette a été usinée (30 mm de long, 13 mm de diamètre intérieur et 0,05 mm d'écartement). Pour imiter l'usure des bagues d'étanchéité des vannes, les joints ont été usinés pour diminuer artificiellement, soit le diamètre extérieur, soit le diamètre intérieur, et la vanne a été remontée (Fig. 10).



Fig. 10. De gauche à droite : la maquette de l'extrémité serrée d'un tuyau, un raccord non serré, une vanne mal montée et le système d'étanchéité d'une vanne

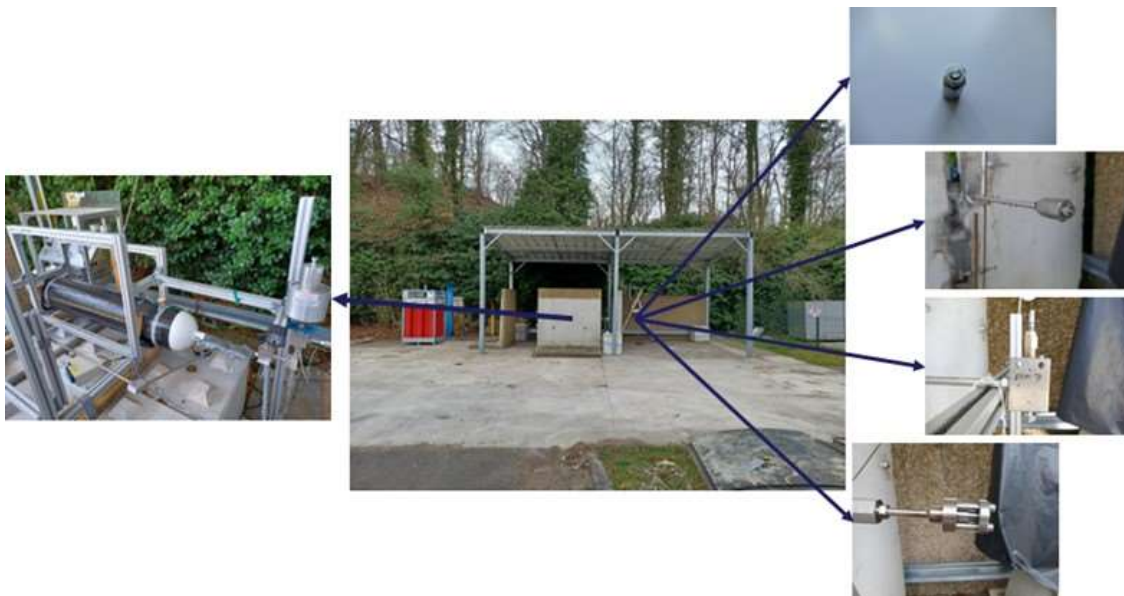


Fig. 11. Dispositif expérimental de mesure des débits de fuite

Les expériences de fuite en pleine section sont très reproductibles (Tab. 5) mais les autres scénarios de fuite moins en raison des manipulations répétées du composant. Comme les débits massiques sont strictement proportionnels à la section efficace de fuite (qui est la surface physique multipliée par le coefficient de décharge), le % de section efficace de fuite est le rapport (en %) entre le débit massique mesuré et le débit maximal sur la pleine section. On a remarqué que les composants utilisés sont très résistants et qu'ils se déforment très peu. Le processus de fuite est plutôt binaire: soit l'organe reste étanche ou soit il fuit sans beaucoup d'états intermédiaires. Le cas des raccords est typique. Les mesures ont été effectuées après mise en contact des sièges à la main. Lors de l'utilisation d'une clé, le raccord est parfaitement étanche après 1/4 de tour, également après 1/8 de tour et commence à fuir en dessous de 1/16 de tour. Et le débit est alors exactement celui mesuré avec le contact établi à la main sans serrer. Les tests ont également confirmé que les joints en élastomère doivent être fortement usés avant de fuir. Le diamètre intérieur des bagues d'étanchéité d'une vanne 3/8" a ainsi été augmenté de 20% sans induire de fuite. La comparaison entre les sections efficaces de fuite mesurées et simulées est présentée sur la Fig. 12. La méthode reproduit les tendances telles que l'augmentation de la section transversale de fuite avec les dimensions du composant. La méthode est également sensible aux caractéristiques du scénario conduisant à une fuite. L'ordre de grandeur est également conservé. Mais les estimations théoriques

sont environ 4 fois plus grandes. Cela pourrait s'expliquer par une sous-estimation des pertes de charge qui peuvent être plusieurs fois plus importantes dans des écoulements hautement compressibles (ce qui n'a pas été pris en compte).

TABLE V. MESURE DES DEBITS DE FUITE

P (bar)	Component	Event	mass flowrate (g/s)	% full cross section
800	full bore 0.5 mm	reference	7	100
800	full bore 2 mm	reference	165	100
800	full bore 2.6 mm (1/4")	estimated	279	100
800	full bore 5 mm (3/8")	estimated	1031	100
800	full bore 4 mm (hose)	estimated	660	100
800	full bore 7.8 mm (9/16")	estimated	2510	100
800	Maximator U fitting 9/16"	Unscrewing/bad mounting	30-50	1,6
800	Maximator U fitting 3/8"	Unscrewing/bad mounting	15-30	1,9
800	Maximator U fitting 1/4"	Unscrewing/bad mounting	12	4,3
800	Maximator valve 9/16"	Bad mounting	30	1
800	Maximator valve 3/8"	Bad mounting	20-30	2
800	Maximator valve 1/4"	Bad mounting	10-14	4
800	Mock-up clamp on Hose	Fatigue of the extremity	6	0,9

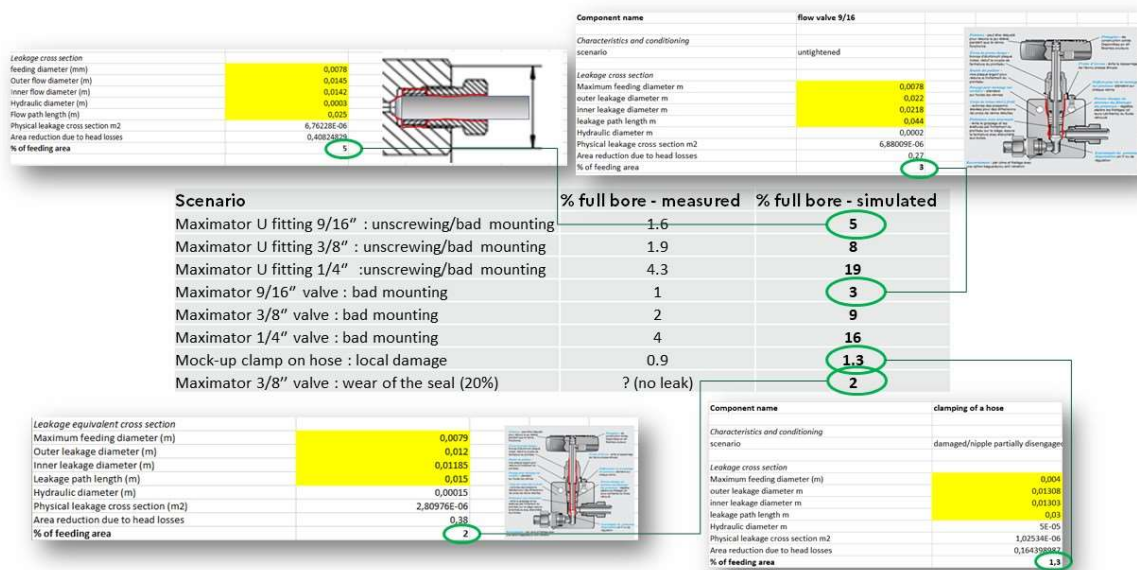


Fig. 12. Comparaison entre les sections efficaces de fuite mesurées et prévues

La mise en œuvre de cette nouvelle méthode a permis de produire une base de données spécifiques aux équipements de la borne et aux conditions d'usage (Tab. 6). Dans ce tableau, les chiffres en bleu sont des valeurs par défaut (prudentes) car l'information manquait pour modéliser le scénario. En rouge, les scénarios présentant une fréquence très élevée nécessitant probablement des mesures d'atténuation très efficaces. Les scénarios vont d'une fuite en pleine section à 1 % de la pleine section.

On propose enfin une comparaison (Fig. 13) entre ces résultats et une extraction de la base de données HyRAM pour les raccords et pour les vannes. Les valeurs de fréquences de fuite (du Tab. 6) pour un seul composant ont été employées en excluant les scénarios de maintenance pour ne conserver que l'effet de l'exploitation normale de l'organe (comme dans les bases de données traditionnelles). Dans ces conditions, on retrouve les ordres de grandeur des bases de données hors manipulation statistique des données génériques. Cependant, en considérant l'ensemble de la borne, et en incorporant les conditions d'usage (comme par exemple le nombre très élevé de cyclages et de manipulations), les taux de défaillance varient de 10^{-7} à 10^2 par an, ce qui est très différent de ce qu'on obtient via les bases de données traditionnelles l'utilisation de bases de données traditionnelles (avec HyRAM, la fréquence varie de 10^{-5} à 10^{-3} /an).

VIII. CONCLUSIONS

On rappelle dans cet article que les méthodes standards utilisées pour prédire les fréquences de fuite à partir des bases de données d'incidents ne permettent guère d'obtenir des résultats fiables pour les nouvelles technologies (ex : HP H2). Pour améliorer cette situation, une sorte de méthode « ab initio » est proposée qui prend pour point de départ la réalité de chaque couple [composant /condition d'utilisation], décrite ensuite au moyen de modèles physiques et logiques. Pour chaque couple, une fréquence de fuite et un débit de fuite (% de la pleine section) peuvent être obtenus. Des expériences ont été effectuées pour tenter

de corroborer à la fois la fréquence des fuites et le débit. Les résultats disponibles semblent encourageants bien qu'incomplets et semblent donner un certain crédit à l'approche. La méthode est applicable à de nombreux types de composants et de sollicitations.

Plusieurs sous-modèles utilisés dans la méthode actuelle sont très approximatifs et doivent être améliorés, comme par exemple l'estimation des pertes de charge le long du trajet de fuite, le modèle d'abrasion, le modèle de fatigue appliqué à des organes composites, le modèle de desserrage relativement nouveau, le modèle de corrosion, la probabilisation des erreurs humaines... Par ailleurs, la méthode est également sensible aux détails techniques et opérationnels du processus et l'une des difficultés est d'obtenir suffisamment d'informations. Il est fortement conseillé de se procurer le composant et de l'examiner attentivement, les schémas de la documentation technique ne sont pas toujours assez clairs. Pour toutes ces raisons, il est également de ne conserver que l'ordre de grandeur dans les chiffres finaux, bien que des chiffres plus précis soient donnés.

Finalement, il a été démontré qu'il est possible de concevoir une méthode, fortement basée sur la logique et sur la physique (donc discutable, « partageable ») pour prédire les taux de défaillance et la section efficace de fuite même si l'expérience fait défaut. En principe, il peut être appliqué à n'importe quel composant.

TABLE VI. BASE DE DONNEES SUR LES DEFAILLANCES DU DISTRIBUTEUR D'HYDROGENE HAUTE PRESSION DESSERVANT LES VEHICULES UTILITAIRES LEGERS

Component	Sollicitation	N _{cycle-op-failure}	% fullbore	N _{component}	F _{cycle-operation}	F _{failure-component}
pipe 9/16 (ID=7.9 mm)	Fatigue due to P and T cycling	10000000000	100	10	10000	1,00E-05
pipe 9/16 (ID=7.9 mm)	Corrosion	1000	100	1	1	1,00E-03
pipe 3/8 (ID=5.1 mm)	Fatigue due to P and T cycling	20000000000	100	10	10000	5,00E-06
pipe 3/8 (ID=5.1 mm)	Corrosion	1000	100	1	1	1,00E-03
pipe 1/4 (ID=2,7 mm)	Fatigue due to P and T cycling	2E+11	100	2	10000	1,00E-07
pipe 1/4 (ID=2,7 mm)	Corrosion	1000	100	1	1	1,00E-03
Hose (3/8) (ID 4mm)	Fatigue due to P and T cycling	10000	100	1	10000	1,00E+00
Hose (3/8) (ID 4mm)	Misuse (tearing off, driving on)	200000000	100	1	10000	5,00E-05
Nozzle (3/8) (ID 4 mm)	Deficient maintenance (nozzle, receptacle)	50	9	1	1	2,00E-02
Nozzle (3/8) (ID 4 mm)	Deficient refuelling operation	100	9	1	10000	1,00E+02
Nozzle (3/8) (ID 4 mm)	Wear (seals)	140000	9	1	10000	7,14E-02
Nozzle (3/8) (ID 4 mm)	Misuse (tearing off, driving on)	200000000	100	1	10000	5,00E-05
Breakaway (3/8) (ID=5,1 mm)	Fatigue due to P and T cycling	10000000	9	1	10000	1,00E-03
Breakaway (3/8) (ID=5,1 mm)	Deficient mounting (plugging, maintenance)	100	9	1	1	1,00E-02
Flow valves (9/16) (ID=7.9 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	3	5	1	5,00E-02
Flow valves (9/16) (ID=7.9 mm)	Wear (seals)	300000	1	5	10000	1,67E-01
Flow valves (1/4) (ID=2,7 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	16	1	1	1,00E-02
Flow valves (1/4) (ID=2,7 mm)	Wear (seals)	20000000	8	1	10000	5,00E-04
Pressure control valve (9/16) (ID=7.9 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	1	1	1	1,00E-02
Pressure control valve (9/16) (ID=7.9 mm)	Fatigue due to P and T cycling (spring)	10000000	4	1	10000	1,00E-03
Pressure control valve (9/16) (ID=7.9 mm)	Wear (seals)	1000000000	1	1	10000	1,00E-05
Pressure safety valve (3/8) (ID=5.1 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	1	1	1	1,00E-02
9/16" union couplings (ID=7,9 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	5	20	1	2,00E-01
9/16" union couplings (ID=7,9 mm)	Untightening due to pressure cycling	3000000	5	20	10000	6,67E-02
3/8" union couplings (ID=5,1 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	8	20	1	2,00E-01
3/8" union couplings (ID=5,1 mm)	Untightening due to pressure cycling	2000000	8	20	10000	1,00E-01
1/4" union couplings (ID=2,7 mm)	Deficient mounting (maintenance)	100	19	20	1	2,00E-01
1/4" union couplings (ID=2,7 mm)	Untightening due to pressure cycling	2500000	19	20	10000	8,00E-02

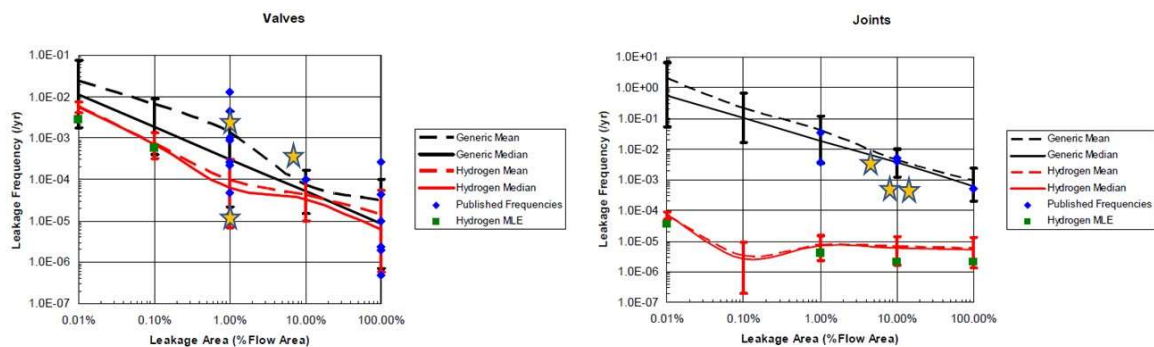


Fig. 13. Données HyRAM (Lachance et al., 2009) sur les taux de fuite des vannes et des joints et résultats actuels (étoiles)

REMERCIEMENTS

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre du projet MULTHYFUEL qui a reçu un financement du Fuel Cells and Hydrogen 2 Joint Undertaking, convention ID : 101006794. Nous remercions l'ensemble des partenaires du projet pour leur contribution à ces travaux : Air Liquide, ENGIE, HSE, Hydrogen Europe, INERIS, ITM, KIWA, Shell, SNAM et ZSW.

REFERENCES

1. MULTHYFUEL, Safety and Permitting for Hydrogen in Multifuel Retail, <https://multhyfuel.eu>
2. J.W. Bockris, The hydrogen economy : its history, *Int. J of Hydrogen Energy*, 38 : 2579-2588, 2013.
3. Z. Abdin, A. Zafaranloo, A. Rafiee, W. Mérida, W. Lipinski, K.R. Khalilpour, Hydrogen as an energy vector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 120 : 109620.
4. HyLAW, *Production, Storage, and Hydrogen Refuelling Stations, Deliverable 4.3 - Horizontal Position Paper (January 2019)*, <https://www.hylaw.eu/>
5. W.C. Woodrow, J. Rifkin, a green Hydrogen Economy, *Energy Policy*, 2006, 30, pp. 2630-2639.
6. L. Zhou, Progress and problems in hydrogen storage methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2005, 9: 395-408
7. Center for Hydrogen Safety Hydrogen Tools - Hydrogen Delivery - International Hydrogen Fueling Stations <https://h2tools.org/>
8. Y. Manoharan, S. E. Hosseini, B. Butler, H. Alzaharani, B. Thi Fou Senior, T. Ashuri, J. Krohn, Hydrogen Fuel Cell Vehicles : Current Status and Future Prospect, *Appl. Sci.* 2019, 9, 2296
9. C. Proust, Fire and explosion safety in hydrogen containing processes : state of the art and outstanding questions, *ISFEH09 symposium, Saint Peterburg, Russia, April 2019*
10. M. Zhang, H. Lu, K. Kang, W. Zhou, C. Zhang, A literature review of failure prediction and analysis methods for composite high-pressure hydrogen storage tanks, *Int. J. Hydrogen Energy*, 2019, 44 : 25777-25799
11. G. Astbury, S. Hawksworth, Spontaneous ignition of hydrogen leaks: a review of postulated mechanisms, *Int. J. Hydrogen Energy*. 32 (2007) 2178-2185
12. C. Proust, Ignition likelihood of a sudden hydrogen release, *ISFEH10 symposium, Oslo, Norway, june 2022*
13. ISO 17268 - Gaseous hydrogen land vehicle refuelling connection devices
14. ISO 19880-1 - Gaseous hydrogen — Fuelling stations: General requirements
15. ISO 19880-3 - Gaseous hydrogen — Fuelling stations: Valves and breakaway systems
16. ISO 19880-5 - Gaseous hydrogen — Fuelling stations: Dispenser hoses and hose assemblies
17. MULTHYFUEL, Safety and Permitting for Hydrogen in Multifuel Retail, Deliverable 3.1- State of the Art on hydrogen technologies and infrastructures regarding a multi-fuel station environment, <https://multhyfuel.eu/>
18. H.K. Pasman, History of Dutch process equipment failure frequencies and the Purple Book, *J. of Loss Prevention in the Process Industries*, 2011, 24 : 208–213
19. J. Spouge, New generic leak frequencies for process equipment, *Process Safety Progress*, 2004, 25 : 249-257
20. J. LaChance, W. Houf, B. Middleton, L. Fluor, Analyses to Support Development of Risk-Informed Separation Distances for Hydrogen Codes and Standards, 2009, Sandia National Laboratory, SAND2009-0874
21. Lauridsen, K., Kozine, I., Markert, F., Amendola, A., Christou, M., Fiori, M., Assessment of uncertainties in risk analysis of chemical establishments – the ASSURANCE project, Final Report 2002, Risø National Laboratory, Roskilde Denmark, (Risø-R-1344 EN)
22. D. Hourtolou, Analyse des risques et prévention des accidents majeurs – ASSURANCE; Assessment of the Uncertainties on Risk Analysis of Chemical Establishments – Final Report 2002 INERIS (DRA-007) (in French)
23. B. Paaske, Int. Energy Agency – Hydrogen Implementing Agreement – Task 19 Hydrogen Safety; Main report – Survey of Hydrogen Risk Assessment methods 2005-1631; *DNV Research & Innovation Report*, 2008.
24. A. Duclos, Développement de modèles phénoménologiques et de maîtrise des risques d'explosion pour la filière émergente hydrogène-énergie, *Thèse de doctorat de l'Université de Technologie de Compiègne, soutenue le 29 octobre 2019*
25. J.R. Taylor, Hazardous Materials Release and Accident Frequencies for Process Plant, Volume II Process Unit Release Frequencies, *Taylor Associates APS*, 2006
26. Initiating event frequency and availability of safety barriers, 2009, Institut pour une Culture de Sécurité Industrielle (ICSI)
27. J.K. Lancaster, Abrasive wear of polymers, *Wear*, 1969, 14 : 223-239
28. J.G. Castaño, C.A. Botero, A.H. Restrepo, E.A. Agudelo, E. Correa, F. Echeverría, Atmospheric corrosion of carbon steel in Colombia, *Corrosion Science*, 2010 52 : 216–223
29. A. Brand, J.F. Flavenot, R. Grégoire, Données technologiques sur la fatigue, CETIM ed., 1999, ISBN 2-85400-471-1
30. K.S. Ravi Chandran, Mechanical fatigue of polymers : a new approach to characterise the S-N behaviour on the basis of macroscopic crack growth mechanism, *Polymer*, 2016, 91 : 222-238
31. M. Saranik, Conception parasismique robuste de batiments à base d'assemblages boulonnés”, thèse de doctorat de l'Ecole Central de Lyon, 12 dec 2011
32. J. Liu, H. Ouyang, Z. Feng, Z. Cai, X. Liu, M. Zhu, Study of self-loosening of bolted joints excited by dynamic axial load, *Tribology International*, 2017, 215 : 432-451
33. N.G. Pai, D.P. Hess, Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads, *J. Sound and Vibrations*, 2022, 253 : 585-602
34. VDI 2230
35. S. Amiable, S. Chapuliot, A. Constantinescu, A. Fissolo, A comparison of lifetime prediction methods for a thermal fatigue experiment, *International Journal of Fatigue*, 2006, 28, 692-706
36. S. Ten Hove, TEST REPORT: Maximator components, manual valve, check valve, Fitting Assembly and hose, KIWA final report n° 200900420, 2023