

Aménagement de la voie navigable « Seine-Escaut Est »

*Conception et calcul des portes aval des écluses de
Marchienne-au-Pont, Gosselies, Viesville et Obourg*

THOMAS GERNAY

Travail de fin d'études présenté sous la direction du **Professeur P. Rigo**
en vue de l'obtention du grade de Master en Ingénieur Civil des Constructions

ANNEE ACADEMIQUE 2008-2009

Remerciements

Je tiens à remercier le Professeur P. Rigo pour m'avoir permis de réaliser ce travail de fin d'études ainsi que pour ses conseils tout au long de ce travail.

J'adresse également mes remerciements à Messieurs H. Degée et V. Denoël pour leur aide précieuse concernant le programme FINELG.

Je désire marquer ma reconnaissance envers les membres du jury qui ont accepté de l'examiner.

Enfin, que tous ceux, professeurs, amis et membres de ma famille, qui m'ont aidé et soutenu lors de l'élaboration de ce mémoire trouvent ici l'expression de ma plus vive reconnaissance.

*Thomas Gernay
Mai 2009*

Résumé

Ce travail a pour objet l'étude de portes d'écluses. Il s'intéresse au cas spécifique des portes aval de quatre nouvelles écluses wallonnes dont la construction est prévue dans le cadre du projet « Seine-Escaut Est ». Au stade de l'avant-projet sommaire, réalisé conjointement par le Service Public de Wallonie, le bureau Hydroconsult et l'Université de Liège, un choix a été posé concernant le type de porte à utiliser pour ces quatre écluses, à savoir des portes suspendues à déplacement latéral. Il s'agit du type de porte sur lequel s'est basée notre étude.

Partant de cet état des lieux, le présent travail aborde différents aspects de l'étude des portes d'écluse. Le but est double : d'une part, proposer une avancée dans l'étude de la solution des portes aval des quatre écluses wallonnes de « Seine-Escaut Est », d'autre part, se pencher sur plusieurs problématiques propres à l'étude des portes d'écluse, parmi lesquelles leur conception, leur optimisation et leur comportement structurel face à une sollicitation de choc de bateau.

Nous avons commencé par aborder la question de la conception et l'optimisation de la porte. Ce travail a été réalisé au moyen du logiciel d'optimisation des panneaux raidis *LBR-5*, sur base d'une méthode comparant un nombre représentatif de solutions optimisées en prenant en compte à la fois les aspects de coût et de poids de la structure. Cette méthode a conduit à une solution optimisée de porte aval sur laquelle s'est concentrée la suite de l'étude.

La solution obtenue a ensuite été modélisée au moyen du logiciel de modélisation non linéaire par éléments finis *FINELG*. Ce logiciel a été utilisé pour effectuer une étude numérique non linéaire du choc de bateau dans la porte aval. Nous avons réalisé plusieurs analyses nous permettant de discuter de l'influence de l'élancement des sections des raidisseurs et de l'influence de la zone d'impact sur le comportement structurel de la porte soumise au choc. Deux types de comportements différents ont pu être observés, l'un ductile, l'autre fragile. Les résultats de l'analyse numérique par éléments finis ont mis en évidence l'importance du développement d'un mécanisme global plastique en vue de dissiper de grandes quantités d'énergie.

Enfin, nous avons utilisé un modèle analytique basé sur des travaux réalisés dans le domaine¹ pour calculer la résistance théorique de la porte au choc de bateau, et comparer la valeur obtenue aux résultats de l'étude numérique. Les résultats numériques et analytiques ont donné des valeurs différant de l'ordre de 40%.

¹ Le Sourne, Rodet et Clanet [2] et [3]

SOMMAIRE

I.	INTRODUCTION.....	6
I.1.	LE PROJET SEINE-ESCAUT EST	6
I.1.1.	<i>Seine-Escaut Est, maillon du réseau fluvial européen.....</i>	6
I.1.2.	<i>Les ambitions wallonnes en termes de transport fluvial</i>	7
I.1.3.	<i>Les aménagements du réseau wallon dans le cadre de SEE.....</i>	8
I.2.	LES SITES DES NOUVELLES ECLUSES DE SEE	9
I.2.1.	<i>Obourg.....</i>	9
I.2.2.	<i>Marchienne-au-Pont, Gosselies, Viesville</i>	9
I.3.	L'ECLUSE DE NAVIGATION INTERIEURE ET SES PORTES.....	10
I.3.1.	<i>Le rôle de l'écluse.....</i>	10
I.3.2.	<i>Les principaux composants de l'écluse</i>	10
I.3.3.	<i>Les différents types de portes</i>	10
I.3.4.	<i>Les portes suspendues à déplacement latéral</i>	11
II.	PRESENTATION DU PROJET	12
II.1.	DIMENSIONS DE LA PORTE AVAL	12
II.2.	STANDARDISATION DES PORTES.....	13
II.3.	STRUCTURE DE LA PORTE.....	14
II.3.1.	<i>Structure générale d'une porte d'écluse</i>	14
II.3.2.	<i>Paramètres du projet.....</i>	14
II.3.3.	<i>Démarche pour déterminer la structure de la porte</i>	15
II.4.	SOLLICITATIONS	15
II.4.1.	<i>Sollicitations hydrostatiques sur la porte aval.....</i>	15
II.4.2.	<i>Sollicitations additionnelles</i>	16
II.4.3.	<i>Le choc de navire.....</i>	17
II.5.	MATERIAUX	18
II.5.1.	<i>Propriétés physiques.....</i>	19
II.5.2.	<i>Propriétés mécaniques.....</i>	19
II.6.	RESTRICTIONS STRUCTURELLES	19
III.	CONCEPTION DE LA PORTE AVAL AVEC LBR-5	20
III.1.	VARIANTES ETUDIEES	20
III.2.	DESCRIPTION DU PROCESSUS D'OPTIMISATION	20
III.2.1.	<i>Introduction</i>	20
III.2.2.	<i>Optimisation au niveau 1.....</i>	20
III.2.3.	<i>Optimisation au niveau 2.....</i>	21
III.3.	OPTIMISATION AVEC LBR-5	22
III.3.1.	<i>Définition de la fonction objectif.....</i>	22
III.3.2.	<i>Variables de conception.....</i>	22
III.3.3.	<i>Contraintes structurelles.....</i>	23
III.3.4.	<i>Restrictions géométriques</i>	24
III.3.5.	<i>Restrictions d'égalité</i>	25
III.3.6.	<i>Contraintes globales</i>	25
III.4.	DEMARCHE A SUIVRE	25
III.4.1.	<i>Définition des données de départ du modèle</i>	25
III.4.2.	<i>Processus d'optimisation pour un modèle</i>	26
III.4.3.	<i>Discussion sur la largeur</i>	28
III.4.4.	<i>Solution optimale finale.....</i>	28
III.4.5.	<i>Remarque sur les critères de choix.....</i>	29
III.5.	MODELE A1.....	30
III.5.1.	<i>Définition des données de départ pour le modèle A1</i>	30
III.5.2.	<i>Optimisation du modèle</i>	32
III.5.3.	<i>Discussion sur la largeur</i>	37
III.6.	MODELE A2.....	39
III.6.1.	<i>Définition des données de départ pour le modèle A2</i>	39
III.6.2.	<i>Optimisation du modèle</i>	39
III.7.	MODELE B1.....	43

III.7.1.	Définition des données de départ pour le modèle B1	43
III.7.2.	Optimisation du modèle	44
III.7.3.	Discussion sur la largeur	47
III.8.	MODELE B2	48
III.8.1.	Définition des données de départ pour le modèle B2	48
III.8.2.	Optimisation du modèle	49
III.9.	RESULTATS.....	52
III.9.1.	Présentation des résultats	52
III.9.1.	Vérification en sollicitation inversée	54
III.9.2.	Vérification aux autres cas de chargement hydrostatiques.....	57
III.9.3.	Prise en compte des modifications dans la comparaison entre solutions.....	58
III.9.4.	Solution optimum finale.....	59
IV.	MODELE ELEMENTS FINIS DE LA PORTE AVAL	61
IV.1.	INTRODUCTION	61
IV.2.	MODELE <i>FINELG</i> DE LA PORTE	61
IV.2.1.	Généralités.....	61
IV.2.2.	Maillage	62
IV.2.3.	Appuis	64
IV.2.4.	Chargement	64
IV.3.	ANALYSE LINEAIRE SOUS CHARGEMENT HYDROSTATIQUE	65
IV.4.	ANALYSE NON LINEAIRE DU CAS DE CHARGEMENT C3	66
V.	ETUDE DU CHOC DE BATEAU	69
V.1.	INTRODUCTION	69
V.2.	DEFINITION DU CHOC	70
V.3.	ETUDE NUMERIQUE DU CHOC DE BATEAU	71
V.3.1.	Hypothèses.....	71
V.3.2.	Discussion sur la modélisation du choc.....	72
V.3.3.	Etude du scénario de choc n°1	74
V.3.4.	Renforcement de la structure de la porte.....	78
V.3.5.	Etude du scénario de choc n°1 avec la porte renforcée	78
V.3.6.	Prise en compte du chargement hydrostatique	85
V.3.7.	Choc au niveau aval.....	88
V.3.8.	Conclusion de l'étude numérique du choc de bateau	91
V.4.	ETUDE ANALYTIQUE DE LA RESISTANCE AU CHOC DE BATEAU	92
V.4.1.	Introduction	92
V.4.2.	Hypothèses générales.....	92
V.4.3.	Energie dissipée en mode global.....	93
V.5.	RESULTATS DE L'ETUDE DU CHOC DE BATEAU	99
V.5.1.	Introduction	99
V.5.2.	Comparaison des résultats numériques et analytiques	99
V.5.3.	Enseignements tirés de l'étude du choc de bateau.....	100
V.5.4.	Conclusion sur les résultats.....	100
VI.	CARACTERISTIQUES FINALES DE LA PORTE AVAL.....	102
VI.1.	DIMENSIONS DES ELEMENTS ET PLANS	102
VI.2.	ANALYSE DE LA STRUCTURE FINALE SOUS CHARGEMENT HYDROSTATIQUE.....	104
VI.3.	DISCUSSION SUR L'OPTIMISATION DE LA PORTE.....	105
VI.4.	RESISTANCE AU CHOC.....	106
VII.	CONCLUSION GENERALE	107
VIII.	ANNEXES.....	109
VIII.1.	OPTIMISATION AVEC LBR5 : FONCTION OBJECTIF COUT	109
VIII.1.1.	Estimation du coût des matériaux de base	109
VIII.1.2.	Estimation des coûts de main d'œuvre	110
VIII.1.3.	Estimation des coûts de fabrication.....	111
VIII.1.4.	Valeurs des paramètres	111
VIII.2.	CALCUL DU MOMENT PLASTIQUE DE LA PORTE	113
IX.	BIBLIOGRAPHIE	118

I. INTRODUCTION

I.1. Le projet Seine-Escaut Est

I.1.1. Seine-Escaut Est, maillon du réseau fluvial européen

La construction des quatre nouvelles écluses, auxquelles s'intéresse la présente étude, s'intègre au vaste projet « Seine-Escaut Est ». Cet ambitieux chantier, au service de l'Europe fluviale et du développement durable, consiste à mettre en relation le bassin fluvial de l'Escaut et celui de la Seine. Avec cette liaison à grand gabarit, c'est un nouveau système pour le transport de marchandises entre la France, la Belgique, les Pays-Bas et l'Allemagne qui voit le jour.

En France, les bassins de la Seine et du Nord-Pas de Calais représentent 60% du trafic fluvial national, mais actuellement le canal du Nord qui les relie constitue un goulet d'étranglement à cause de sa faible capacité de transport (650 tonnes). La réalisation du canal Seine-Nord Europe, prévue par le projet « Seine-Escaut Est », offrira une continuité de navigation entre les deux bassins et donnera naissance à la liaison européenne à grand gabarit Seine-Escaut (Figure I-I). Le canal Seine-Nord Europe est prévu au gabarit Vb de la classe européenne.



Figure I-I : La liaison Seine-Escaut (source:[8])

Cette liaison désenclavera le bassin de la Seine en l'ouvrant sur le réseau européen de voies navigables vers l'Europe du nord et l'Europe centrale et orientale jusqu'à la Mer Noire, par la liaison Rhin-Main-Danube. La liaison assurera le raccordement des grands ports maritimes européens (Le Havre, Rouen, Dunkerque, Zeebrugge, Anvers, Rotterdam), et renforcera leur capacité de redistribution des marchandises à l'intérieur des terres. Le réseau intérieur belge fait évidemment office de maillon central au sein de ce réseau européen allant de Paris à Rotterdam, de la Normandie à l'Allemagne et d'Anvers à la Mer Noire (Figure I-II).



Figure I-II : Réseau européen des voies navigables

Le projet « Seine-Escaut Est » intéresse une zone s'étendant de la Haute-Normandie au nord-ouest de l'Allemagne, ce qui représente à la fois une zone géographique densément peuplée et un poumon économique de l'Europe. En effet, cet espace représente moins de 4% de la superficie de l'Europe des 25, mais il regroupe 12,6% de sa population et concentre 17% de son PIB (Figure I-III et Figure I-IV). En outre, le projet met en liaison les grands ports maritimes du Havre à Rotterdam, lesquels concentrent 60% des flux maritimes de l'Europe de l'Ouest².



Figure I-III : Carte des densités de population par région - source: EUROSTAT (2003)

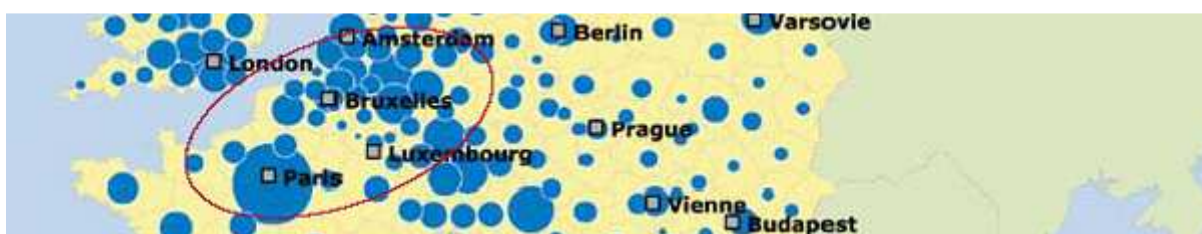


Figure I-IV : PIB par région - source: EUROSTAT (2003)

I.1.2. Les ambitions wallonnes en termes de transport fluvial

Le réseau des voies navigables belges, parmi les plus denses du monde, constitue un carrefour essentiel du réseau européen, dans une position intermédiaire et privilégiée entre la France, l'Allemagne et les Pays-Bas. En outre, il bénéficie d'un accès aisé vers le plus grand pôle portuaire mondial, dont le périmètre est délimité par les installations d'Anvers, de Gand, de Zeebrugge et de Rotterdam. Dès lors parmi les premiers concernés par les objectifs européens de mise à gabarit, l'Etat belge puis les Régions ont œuvré en ce sens depuis cinquante ans. A l'heure actuelle, la majorité du réseau wallon est au moins au gabarit de classe IV (1350 tonnes). La classe IV est la première classe d'intérêt international tel que retenu par la conférence européenne des Ministres des Transports (CEMT) ; elle constitue dès lors l'ossature de base du « Réseau Transeuropéen des Transports » (R.T.E.) par voie navigable.

Cependant, la Région wallonne poursuit ses efforts pour améliorer encore ce réseau et le maintenir sans cesse compétitif face aux exigences du transport moderne, et en prévision du transport de demain. C'est ainsi que sont aujourd'hui en cours des projets de nouvelle écluse de classe VIb à Lanaye et Ivoz-Ramet, ainsi que l'étude de construction d'une écluse à Ampsin-Neuville, également de classe VIb. Après la construction de ces ouvrages la classe VIb s'étendra en Région wallonne depuis Namur jusqu'à la frontière des Pays-Bas et à la limite de la Région flamande. Au-delà, c'est la connexion à très grand gabarit de la Région wallonne à l'axe européen Rhin-Main-Danube qui s'opère.

² Source : Eurostat Base Regio 2002

I.1.3. Les aménagements du réseau wallon dans le cadre de SEE

La Région wallonne participe à l'ambitieux projet « Seine-Escaut Est ». Dans le cadre de ce projet, la France va construire un tout nouveau canal, Seine-Nord Europe. Mais la Région wallonne, pour qui l'enjeu est de conserver sa position stratégique au sein du réseau européen des voies navigables, n'est pas en reste avec des travaux très importants sur la Lys, l'Escaut, ainsi que sur la liaison navigable entre le bassin de l'Escaut et celui de la Meuse. Ces travaux visent à rendre le réseau wallon accessible à la majorité des bateaux qui desserviront Seine-Escaut, en le portant au gabarit de 2000t (classe Va). La modernisation de cette partie du réseau wallon est un enjeu d'importance pour la Région qui veut être en mesure d'accueillir le nouveau trafic généré par Seine-Escaut. En portant les tronçons adéquats au gabarit de classe Va, le réseau wallon restera un des maillons central et incontournable du réseau européen de voies navigables. La Figure I-V situe les travaux qui seront réalisés en Région Wallonne dans le cadre de Seine-Escaut Est.

Dans le cadre de l'étude présentée dans ce document, ce sont les futurs travaux sur la liaison entre le bassin de l'Escaut et celui de la Meuse qui nous intéressent.

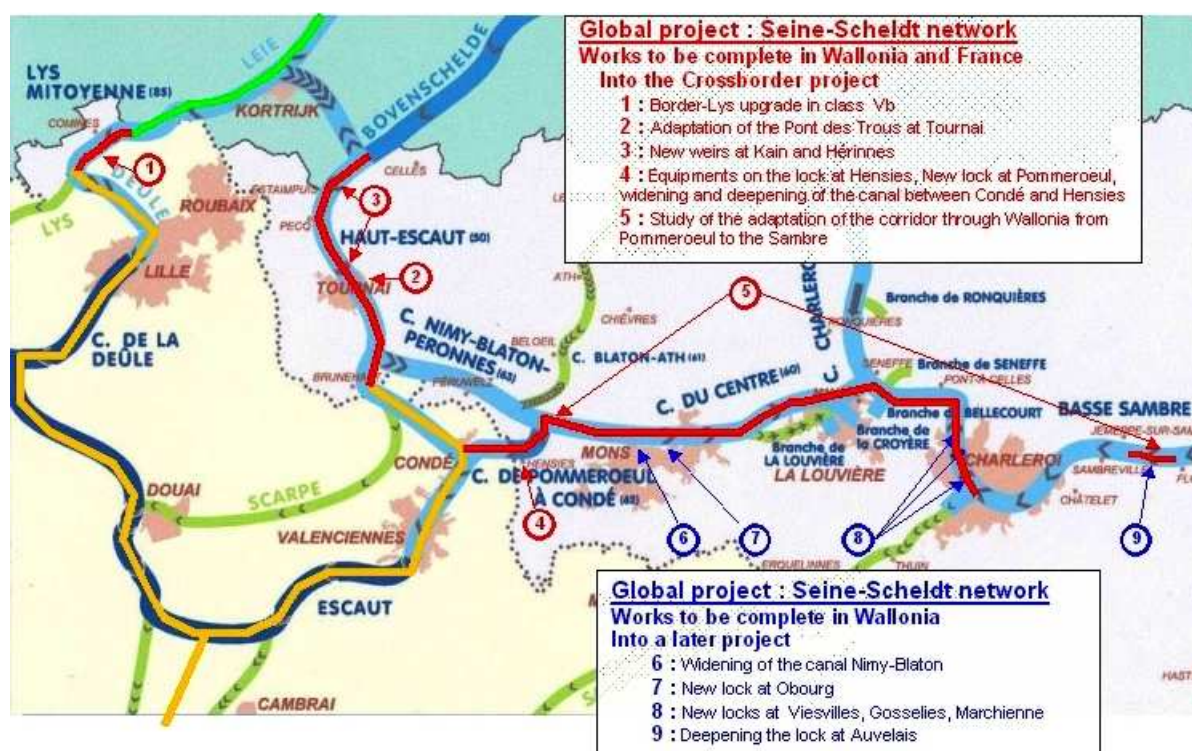


Figure I-V : Travaux prévus dans le cadre du projet Seine-Escaut (source : [8])

La liaison entre le bassin de l'Escaut et celui de la Meuse emprunte l'itinéraire suivant : canal Condé-Pommeroeul, Canal Nimy-Blaton-Péronnes, Canal du Centre, Canal Charleroi-Bruxelles (versant Sambre) et Basse-Sambre. Sa mise à gabarit à la classe Va implique la construction de quatre nouvelles écluses aux dimensions adaptées (112,5 m x 12,5 m) à Obourg (Canal du Centre), Viesville, Gosselies et Marchienne-au-Pont (Canal Charleroi-Bruxelles). Les portes aval de ces quatre écluses font l'objet de l'étude présentée dans ce document.

I.2. Les sites des nouvelles écluses de SEE

I.2.1. Obourg

L'écluse d'Obourg se situe sur le canal du Centre. Ce canal, qui relie le canal Bruxelles-Charleroi au canal Mons-Condé et au canal Nimy-Blaton-Péronnes, permet la jonction avec le nord de la France (Lille, Dunkerque). Le canal du Centre est notamment célèbre pour la présence de l'ascenseur funiculaire de Strépy-Thieux, ascenseur capable de faire franchir aux bateaux de 2000t une dénivellation de 73,15 m.

L'actuelle écluse d'Obourg est au gabarit de 1350 tonnes avec son sas de 86 m sur 12 m. La nouvelle écluse sera construite à côté et permettra le passage de bateaux au gabarit européen Va. La chute de cette écluse est de 5,00 m.

I.2.2. Marchienne-au-Pont, Gosselies, Viesville

Les trois autres écluses sur lesquelles porte la présente étude se situent sur le canal Charleroi-Bruxelles, versant Sambre. Le canal de Charleroi-Bruxelles, actuellement au gabarit de classe IV (1350t), relie comme son nom l'indique Bruxelles et Charleroi. Il s'inscrit dans un axe nord-sud permettant la liaison entre le port d'Anvers, via le canal maritime de Bruxelles à l'Escaut, d'une part à la vallée de la Sambre et de là à la Meuse, et d'autre part à Mons et au nord de la France via le canal du Centre, présenté ci-dessus. Le canal Charleroi-Bruxelles possède aussi un ouvrage des plus remarquables : le plan incliné de Ronquières.

Ces trois écluses sont actuellement au gabarit de classe IV. Il est prévu de reconstruire de nouvelles écluses attenantes, au gabarit de classe Va. Les chutes sont respectivement de 6,20 m à Marchienne-au-Pont, 7,20 m à Gosselies et 7,50 m à Viesville.



Figure I-VI : Site actuel à Gosselies (source : Google Earth)

Il est intéressant de signaler que les pouvoirs publics avaient d'ores et déjà prévu sur les sites l'espace nécessaire à l'implantation des nouvelles écluses, comme nous pouvons le voir sur la Figure I-VI.

I.3. L'écluse de navigation intérieure et ses portes

I.3.1. Le rôle de l'écluse

Une écluse est un ouvrage d'art hydraulique implanté dans un canal ou un cours d'eau pour le rendre navigable et permettre aux bateaux de franchir des dénivellations.

I.3.2. Les principaux composants de l'écluse

Une écluse comprend les éléments suivants :

- Deux bajoyers (rive droite, rive gauche) éventuellement équipés de bollards flottants
- Le radier qui constitue le fond de l'écluse
- Deux portes (amont et aval)
- Un système d'aqueducs pour vidanger ou remplir l'écluse
- Deux ports d'attente ou avant-ports (aval et amont)
- Deux plateaux (rive droite et rive gauche) munis d'organes d'amarrage (bollards)
- Les infrastructures annexes et systèmes liés au fonctionnement de l'écluse (électricité, éclairage, local de contrôle et commande, télécommunication, etc.)

Les portes et les bajoyers encadrent le sas de l'écluse, qui constitue le volume à l'intérieur duquel on peut faire varier le niveau de l'eau, le faisant passer successivement du niveau du bief aval au niveau du bief amont et vice-versa. Le système d'aqueducs permet de réaliser cette opération de variation du niveau d'eau appelée « sassement ». Ce système comprend des vannes qu'on peut ouvrir pour mettre en relation le sas avec l'un des biefs et ainsi réaliser la vidange ou le remplissage par effet de vases communicants. Une écluse comprend également des zones de part et d'autres du sas qui permettent aux bateaux de réaliser leur approche ou de stationner en attendant de pouvoir utiliser l'écluse : les avant-ports. Enfin, l'écluse compte un grand nombre d'infrastructures annexes destinées à assurer son bon fonctionnement. Signalons également que l'écluse est accouplée à un barrage mobile lorsqu'elle se trouve sur une rivière navigable.

Il existe une très grande variété de systèmes d'aqueducs, de structures bajoyers-sas, ou encore de types de portes. Dans le cadre de cette étude, seul ce dernier aspect va être considéré. Nous n'entrerons donc pas dans plus de détails concernant les autres composants de l'écluse.

I.3.3. Les différents types de portes

Le rôle des portes d'écluses est de permettre l'isolation d'un volume d'eau à l'intérieur du sas lorsqu'elles sont fermées et ensuite de s'ouvrir pour laisser le passage aux bateaux. Leurs caractéristiques principales sont donc l'étanchéité, la résistance (principalement aux efforts hydrostatiques engendrés par la différence de niveau), et la capacité d'être manœuvrées rapidement un très grand nombre de fois. On distingue notamment les types de portes suivants :

- Porte busquée
- Porte levante
- Porte à déplacement latéral (porte brouette, porte suspendue, ...)
- Porte secteur

Les portes busquées sont composées de deux vantaux qui viennent s'appuyer l'un sur l'autre et assurent un fonctionnement de type arc, une partie des efforts hydrostatiques passant en effort normal dans la porte jusqu'aux bajoyers. Ces portes sont très employées en navigation intérieure tandis qu'elles sont mal adaptées aux écluses maritimes à cause des inversions dans le sens de sollicitation de la porte dues à l'effet des marées.

Lorsque le rapport hauteur/largeur de porte est faible, le choix s'oriente plutôt vers les structures droites monobloc telles que les portes levantes ou à déplacement latéral. La porte levante présente des avantages au niveau de l'entretien et de la réparation mais nécessite une superstructure limitant le tirant d'air. Les portes à déplacement latéral peuvent également être manœuvrées par un portique (porte suspendue), ou via des charriots dans le cas des portes brouettes. Un inconvénient de ce type de porte est l'emprise sur les têtes à cause de leur garage.

La porte secteur est un type de porte plutôt utilisé dans les écluses maritimes ; néanmoins on en observe quelquefois dans les écluses intérieures, notamment dans les pays scandinaves où la présence de glaces rend intéressantes ces portes qui peuvent s'ouvrir même lorsque les niveaux dans le bief et dans le sas ne sont pas égalisés. Elles permettent dès lors l'évacuation des glaces par ouverture directe. Bien entendu, il existe encore bien d'autres types de portes d'écluses, non reprises ici.

1.3.4. Les portes suspendues à déplacement latéral

Pour les quatre écluses étudiées dans ce travail, le choix s'est porté sur des portes suspendues à déplacement latéral.

Les portes suspendues à déplacement latéral sont des structures droites monobloc dont la manœuvre est assurée par des charriots roulant sur une superstructure (Figure I-VII). La porte est solidarisée aux charriots via des câbles, lesquels suspendent la porte en permanence y compris lorsqu'elle est fermée. Ces portes ne sont donc pas sensées reposer sur le sol et elles ne comportent pas de mécanisme (charriots, galets, ...) immergés en partie inférieure, ce qui constitue un avantage substantiel au niveau de la maintenance.

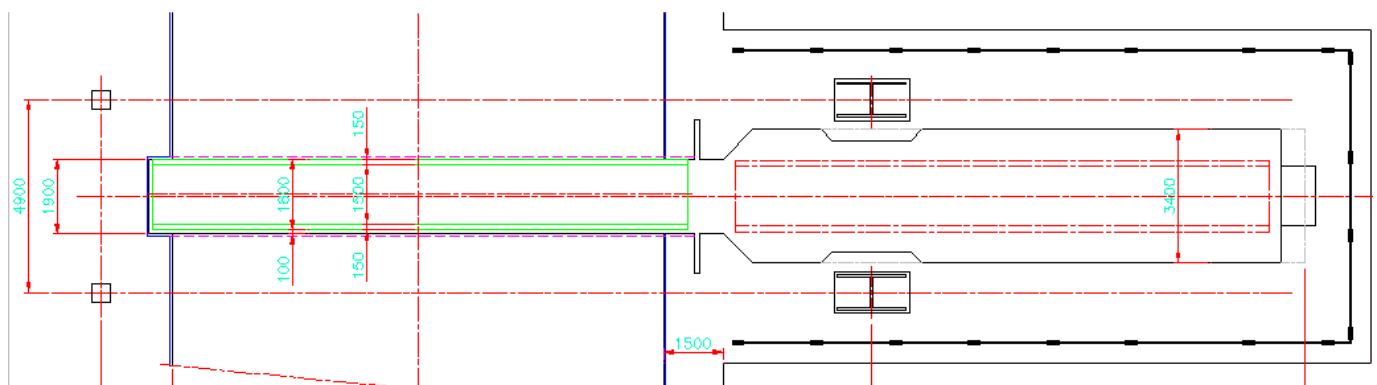


Figure I-VII : Porte suspendue à déplacement latéral, vue en plan

En position fermée, lorsque l'on applique une différence de hauteur d'eau, la porte vient s'appuyer sur le seuil et les bajoyers grâce à la pression. Le long des appuis, il faut assurer d'une part l'étanchéité et d'autre part la transmission d'efforts. L'étanchéité et la transmission d'efforts peuvent se faire au même endroit de contact ou en deux endroits de contacts distincts.

Un désavantage de ce type de porte est la nécessité de prévoir un garage pour loger la porte lorsqu'elle est ouverte, et libérer entièrement le passage. Cela suppose une emprise supplémentaire sur le terrain. En outre, la question de la manœuvre de la porte doit être étudiée avec soin puisque lors de son ouverture, la porte est amenée dans son garage et l'eau en est partiellement refoulée.

Toutefois, nous pouvons affirmer que les portes suspendues à déplacement latéral sont des structures peu sensibles à d'éventuels problèmes de réglage, comme pourraient l'être des portes busquées. Elles ont donné satisfaction sur les actuelles écluses des quatre sites, c'est pourquoi il semble naturel que ce choix ait été retenu pour les nouvelles écluses.

II. PRÉSENTATION DU PROJET

II.1. Dimensions de la porte aval

Ce travail s'intéresse aux portes aval des quatre écluses présentées dans l'introduction. La Figure II-I montre une vue en élévation d'une porte aval de type porte suspendue à déplacement latéral. La porte comporte une sur-largeur de 0,60 m de part et d'autre pour placer l'appui et l'étanchéité contre les bajoyers, ainsi qu'une hauteur libre de 0,60 m dans le fond pour placer l'appui et l'étanchéité contre le seuil.

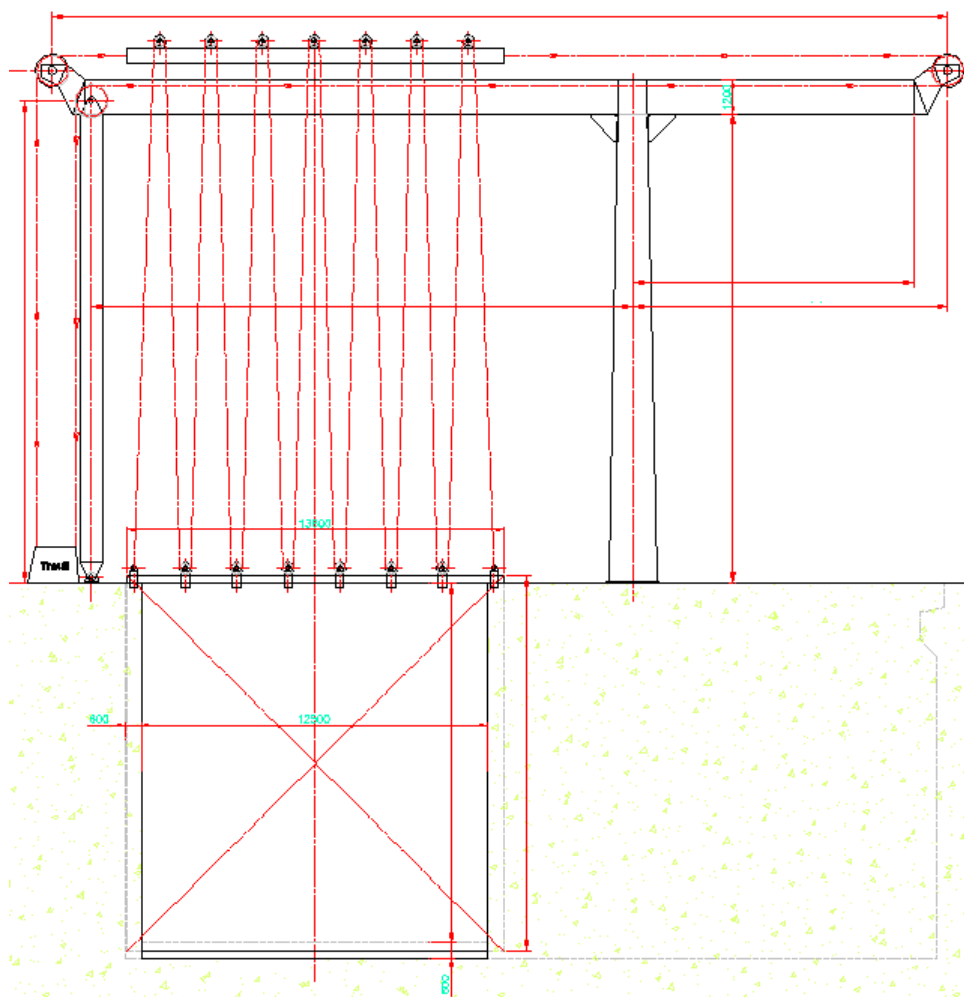


Figure II-I : Porte aval (vue en élévation)

Les hauteurs des portes à l'aval pourraient être différentes pour les quatre écluses considérées, étant donné les différences de chute d'une écluse à l'autre. La hauteur minimale des portes est respectivement de 11,10 m pour Obourg, 12,30 m pour Marchienne-au-Pont, 13,30 m pour Gosselies et 13,60 m pour Viesville. Cette hauteur minimale est obtenue comme suit : 4,00 m de hauteur d'eau du canal + chute + 1,50 m de revanche + 0,60 m de hauteur libre en base de la porte.

Ecluse	Hauteur libre en base	Canal	Chute	Revanche	Hauteur totale
Obourg	0,60 m	4,00 m	5,00 m	1,50 m	11,10 m
Marchienne	0,60 m	4,00 m	6,20 m	1,50 m	12,30 m
Gosselies	0,60 m	4,00 m	7,20 m	1,50 m	13,30 m
Viesville	0,60 m	4,00 m	7,50 m	1,50 m	13,60 m

Tableau II-1 : Hauteur des portes aval

La longueur des portes à l'aval, identique pour les quatre portes, est de 13,70 m. Cette longueur est obtenue comme suit : 12,50 m de largeur du sas + 0,60 m de sur-largeur de part et d'autre de la porte.

La largeur des portes reste à déterminer. Nous considérons qu'il convient de choisir une largeur qui ne soit pas inférieure à 1,00 m, afin de prévoir une passerelle, et qui n'excède pas 1,80 m.

II.2. Standardisation des portes

La standardisation des portes aval des quatre écluses offre un certain nombre d'avantages. Tout d'abord, les coûts liés aux études se trouvent réduits. Ensuite, cela permet de mettre en place un système de roulement faisant usage d'une cinquième porte, de secours, qui pourra remplacer le cas échéant une porte endommagée, tandis que celle-ci serait remise en état. La durée des travaux sur l'écluse serait ainsi réduite au temps nécessaire pour amener la porte de secours sur le site et la positionner en remplacement de la porte endommagée. Ensuite, tous les travaux sur la porte endommagée se dérouleraient ailleurs tandis que l'écluse continuerait à fonctionner. Une fois les travaux de réparation de la porte achevés, la porte réparée prendrait la fonction de porte de secours, jusqu'à la prochaine avarie.

Pour ces raisons, il a semblé judicieux d'opter dans ce projet pour une solution de standardisation entre les écluses. Les conditions étaient en effet remplies puisque les dimensions sont assez similaires d'une écluse à l'autre, et que ces écluses sont à proximité l'une de l'autre ce qui permet de faire usage du système de roulement décrit ci-dessus, en stockant la porte de secours sur un site proche à la fois de chacune des quatre écluses.

Les portes aval requéraient des hauteurs minimales différentes, variant de 11,10 m à 13,60 m. Une approche consistait à faire le choix de standardiser les portes aval des 4 écluses, et donc d'opter pour 4 portes de 13,60 m de hauteur. Une conséquence de ce choix est qu'à Obourg, la future porte aval dépassera de 2,50 m par rapport au niveau des bajoyers, tandis qu'elle dépassera d'1,30 m à Marchienne-au-Pont et de 0,30 m à Gosselies. Les implications esthétiques évidentes doivent cependant être relativisées vu la présence, inévitable, des portiques supportant les portes, lesquels présenteraient de toute façon une emprise sur le paysage. Il est à noter que ces portiques ne pourraient en aucun cas être d'une hauteur inférieure à 2,50 m pour une question de tirant d'air minimum à assurer aux bateaux. Une seconde approche aurait consisté à concevoir 3 portes identiques de 13,60 m de hauteur à Marchienne-au-Pont, Gosselies et Viesville ainsi qu'une porte de 11,10 m à Obourg. Dans ce cas, le dépassement maximal de la porte aval aurait eu lieu à Marchienne, avec une valeur d'1,30 m. Par ailleurs, cela aurait nécessité deux conceptions de porte aval différentes. En conclusion, étant donné la présence inévitable des portiques et leur hauteur dictée par le tirant d'air, ainsi que les bénéfices certains tirés de la standardisation pour ce qui concerne les aspects de conception et de maintenance, il a semblé préférable d'opter pour une solution de standardisation valant pour les quatre écluses. Après discussion avec Mme Portugaels du SPW, il s'est avéré que c'est l'option qui, à ce stade de l'avant-projet, présentait le plus de chances d'être retenue. Nous avons donc considéré que la même porte aval est utilisée pour les quatre écluses.

Les dimensions à considérer pour les portes aval sont reprises dans le Tableau II-2.

Dimensions	Longueur	Hauteur	Largeur
Porte aval	13,70 m	13,60 m	1,00 m < l < 1,80 m

Tableau II-2 : Dimensions des portes aval des quatre écluses étudiées

II.3. Structure de la porte

II.3.1. Structure générale d'une porte d'écluse

Une porte d'écluse est constituée d'un ou plusieurs éléments plans appelés « bordés » ou « panneaux », lesquels permettent d'assurer la fonction d'étanchéité, ainsi que d'une série d'éléments linéaires de type « poutres », destinés à supporter le panneau étanche en assurant la fonction résistante de la porte. L'assemblage de ces deux types d'éléments forme ce que l'on appelle un panneau raidi.

Il existe différents types de porte : certaines comportent un simple bordé supporté par une série de poutres ; et d'autres comportent un double bordage soit sur partie de la hauteur de la porte, formant ainsi un ou plusieurs compartiments éventuellement étanches, soit sur l'entièreté de la hauteur de la porte.

Les éléments de type poutre se divisent en trois catégories principales :

- Les raidisseurs (*stiffeners*)
- Les cadres (*frames*)
- Les traverses (*girders*)

Ces catégories se réfèrent à la position et la fonction des éléments. Les raidisseurs sont des éléments longitudinaux qui supportent le bordé et s'appuient sur les cadres. Les cadres sont des éléments transversaux. Ils donnent une rigidité transversale à la porte et ils supportent les efforts transmis par les raidisseurs pour les transmettre aux traverses. Les traverses sont les éléments longitudinaux de plus grande inertie dont la fonction est de ramener les efforts jusqu'aux extrémités de la porte, dans le génie civil. La Figure II-II présente un panneau raidi avec cadres et raidisseurs.

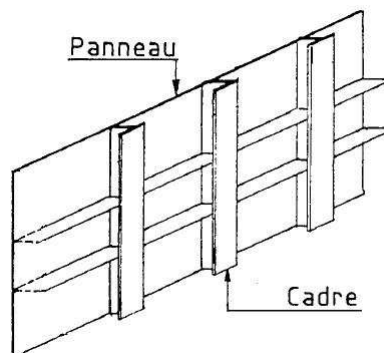


Figure II-II : Un panneau raidi

II.3.2. Paramètres du projet

Au stade actuel de l'avant-projet, la structure de la porte n'était pas définie. Il convenait donc de déterminer les divers paramètres permettant d'aboutir à une solution optimale. De manière générale, il était tout d'abord intéressant de se poser les questions suivantes :

- Quelle largeur donner à la porte ?
- Fallait-il prévoir des compartiments étanches dans la porte afin de l'alléger et de soulager les mécanismes ?

La première question a des implications importantes sur le génie civil, les portiques, les calculs relatifs aux déplacements lors de la manœuvre des portes, ... Il s'agissait donc de considérer non seulement les aspects relatifs au calcul structurel de la porte elle-même, mais également de garder à l'esprit ces autres implications.

La seconde question est elle aussi relativement complexe. En effet, le choix de ballaster la porte permet certainement de diminuer le poids sur les mécanismes (charriots de roulement, câbles, portiques,...) et d'augmenter sa stabilité mais en revanche cela induit un surcoût de la structure de la porte. Par ailleurs, il convient de prendre en compte les désavantages inhérents à la présence d'un ballast : incertitude sur le poids réel, nécessité de contrôle de l'étanchéité et de la bonne tenue dans le temps. Ces diverses considérations sont abordées plus loin, lorsque nous obtenons des chiffres comparatifs permettant d'évaluer l'intérêt réel du ballast. Toutefois, remarquons dès à présent que le choix de ballaster la porte implique de prévoir des compartiments, et donc des panneaux supplémentaires par rapport à une solution sans ballast qui peut être réalisée avec un simple bordé.

Ensuite, il convenait de déterminer, et d'optimiser, les paramètres relatifs aux éléments :

- Epaisseur de la tôle (bordé)
- Position et dimensions des raidisseurs
- Position et dimensions des cadres
- Position et dimensions des traverses

Ces éléments sont définis de manière à assurer la résistance de la porte et à limiter ses déformations. Nous pouvons opter pour une optimisation basée sur la minimisation du poids de la porte ou sur la minimisation de son coût.

II.3.3. Démarche pour déterminer la structure de la porte

Nous nous sommes penchés à la fois sur les aspects de conception, afin de déterminer la largeur de la porte et la présence ou non de ballast, et sur les aspects d'optimisation des dimensions des éléments.

Nous avons donc modélisé différentes solutions de conception de la porte, lesquelles ont fourni des éléments de comparaison permettant d'orienter le choix concernant la largeur de la porte et la présence des ballasts. Chacune de ces solutions a fait l'objet d'un processus d'optimisation qui combine les objectifs de poids minimum et de coût minimum. Ce processus d'optimisation a permis d'aboutir à la solution la plus adéquate, optimale du point de vue des dimensions des éléments, pour le modèle déterminé. Ce sont ensuite ces solutions optimisées qui ont été comparées entre elles pour éclairer le choix sur les aspects de conception, et orienter le décideur vers la solution optimale aussi bien en termes de conception qu'en termes de dimensionnement.

Concrètement, nous avons suivi les étapes suivantes :

- 1) Etablir un modèle intégrant certains choix de conception (avec/sans ballast ; largeur)
- 2) Appliquer un processus d'optimisation systématique à ce modèle
- 3) Aboutir à la solution optimale pour ce modèle
- 4) Recommencer en 1) avec un autre modèle, de conception différente
- 5) Comparer les solutions optimales de chaque modèle pour fixer la conception optimale

Notre étude a porté sur des portes de deux largeurs différentes, l'une de 1,20 m, l'autre déterminée en fonction des résultats. Chacun de ces deux modèles a été étudié avec ballast et sans ballast, ce qui porte le nombre de modèles de porte aval étudiés à quatre.

II.4. Sollicitations

II.4.1. Sollicitations hydrostatiques sur la porte aval

Nous avons considéré le cas de la porte de Viesville puisque c'est là qu'est la plus grande chute. A Viesville, le seuil de la tête aval est à la cote 109,60 m. Le bord inférieur de la porte aval est à la cote

109,00 m et nous considérons que l'étanchéité sur laquelle la porte vient s'appuyer se situe à la cote 109,30 m. Nous avons considéré trois cas de chargement selon les différents niveaux d'eau rencontrés dans le sas et dans le bief aval. Ces trois cas sont repris dans le Tableau II-3.

Cas de chargement		Occurrence	Niveau sas (m)	Niveau aval (m)
C1	Cas courant	Normale	+121.10	+113.60
C2	Crue	Exceptionnelle	+121.60	+113.60
C3	Mise à sec	Exceptionnelle	+121.10	Vide

Tableau II-3 : Cas de chargement pour la porte aval

Lorsque le bief aval est vide, la cote aval à considérer est la cote 109,30 m qui est le niveau de l'étanchéité. La Figure II-III illustre le cas de chargement C3 s'appliquant sur une porte avec un ballast de 3,50 m de hauteur.

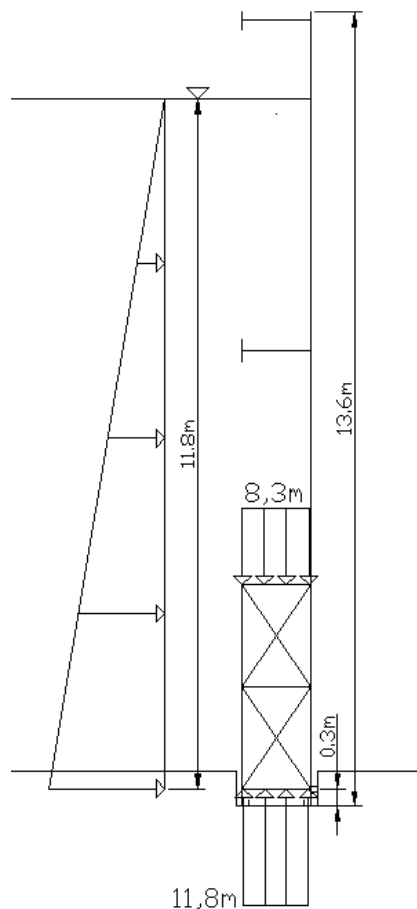


Figure II-III : Cas de chargement C3 (bief aval à sec) pour une porte aval avec caissons étanches

Le cas de chargement dimensionnant est le cas C3, c'est-à-dire lorsque le bief aval est vide et que l'eau dans le sas est au niveau amont. Dans ce cas, une hauteur d'eau de 11,80 m s'applique sur la porte. C'est sous ce cas de chargement que nous avons optimisé la porte avec le logiciel LBR-5. Les vérifications des autres cas de chargement se font sur la porte optimisée.

II.4.2. Sollicitations additionnelles

II.4.2.1. Poids propre de la structure

Nous avons pris en compte le poids propre de la porte dans l'étude structurelle. Remarquons que la porte reste suspendue aux câbles à tout moment ; le poids propre est donc repris par ces câbles qui supportent continûment la même charge.

II.4.2.2. Équipements de la porte et poids supplémentaire

En plus des éléments nécessaires à la résistance structurelle, un certain nombre d'équipements viendront prendre place sur la porte, notamment les équipements nécessaires à la manœuvre de la porte ou aux appuis (fixation des câbles, contact avec l'étanchéité en base de la porte). Toutefois ces équipements n'ont qu'une influence tout à fait négligeable sur les aspects structurels, nous les avons donc négligés pour le calcul structurel. En revanche, il était judicieux de considérer un certain coefficient de majoration du poids propre prenant en compte de manière simplifiée la présence de tous ces équipements mais aussi des peintures, soudures, ... Ce coefficient de majoration permet d'évaluer de manière plus exacte le poids propre à considérer comme agissant sur le système de manœuvres (charriots de roulement) et sur le portique.

Nous avons considéré un coefficient de majoration de 1,15 pour prendre en compte le poids supplémentaire lié aux équipements non considéré dans le modèle.

II.4.3. Le choc de navire

II.4.3.1. Méthode d'analyse

Le cas de chargement accidentel correspondant au choc d'un navire sur la porte aval est étudié dans ce travail. La question du choc de bateau est délicate et il n'y a pas de texte définissant clairement les sollicitations à prendre en compte, ni les méthodes à utiliser. Néanmoins, une démarche possible était la suivante :

- Connaissant la masse maximale des bateaux susceptibles d'emprunter les écluses, à savoir 2000 tonnes, il s'agissait de mettre en relation la vitesse de choc de ces bateaux avec l'état de déformation et de dégradation résultant de leur impact dans une porte de dimensions fixées.

Cette démarche suppose que la géométrie et les dimensions de la porte sont fixées. Pour notre étude, nous avons en effet déterminé auparavant les dimensions des éléments avec le logiciel *LBR-5*. Le but était alors d'effectuer une vérification de l'énergie susceptible d'être emmagasinée avant d'atteindre un état de dégradation donné. Cette énergie peut être mise en relation avec une vitesse d'impact, puisque la masse est connue (2000 tonnes). En fixant différents états de dégradation, nous avons établi en fait un parallèle entre les vitesses d'impact et les états de la porte suite au dit impact. Nous avons réalisé cette analyse en appliquant à la porte modélisée dans *FINELG* des déformations représentant un choc avec un corps rigide.

II.4.3.2. Hypothèses relatives au choc

Il convient de déterminer un ou plusieurs scénarios de choc à étudier. Sur la porte aval, il est peu probable qu'un choc violent se produise depuis l'aval puisque la porte se présente alors comme un mur de 9 m de haut face au batelier. La visibilité est totale et en cas de perte de contrôle, nous pouvons supposer que le batelier préférera heurter un duc d'Albe ou un quai plutôt que la porte de front. Le choc à vitesse maximale se produirait certainement depuis le sas, lorsque le bateau vient de l'amont. Dans cette configuration, la porte ne dépasse que d'1,50 m (même si elle est surmontée d'un portique) et un batelier distrait pénétrant dans le sas pourrait freiner trop tard et heurter la porte. C'est ce scénario qui semble le plus probable, où le choc a lieu depuis le sas, en position haute. Nous avons commencé par étudier les effets d'un tel choc en négligeant le chargement hydrostatique, puis en le prenant en compte. Ensuite, nous avons tout de même étudié les effets d'un choc au niveau aval, pour discuter de l'influence du point d'impact sur la résistance de la porte.

Selon la configuration de la proue du bateau, le choc se fait sur une surface plus ou moins importante. Il est évident que les plus petits bateaux impactent la porte sur une surface plus petite, mais d'autre part ces bateaux sont de masse moins importante. L'objectif ici n'était nullement d'étudier de manière

exhaustive les scénarios de chocs mais bien de présenter une méthode de calcul et de discuter des résultats. Dans cette optique, nous avons basé notre étude sur le cas de l'impact d'une barge de 2000 tonnes. Etant donné la géométrie de la proue de ce type de bateau, nous avons considéré que le contact a lieu sur une surface rectangulaire de 4,00 m de large et de 1,00 m de hauteur. Nous donnons également les résultats pour d'autres tonnages de bateau, par équivalence des énergies cinétiques, mais en conservant la même hypothèse sur la surface de choc.

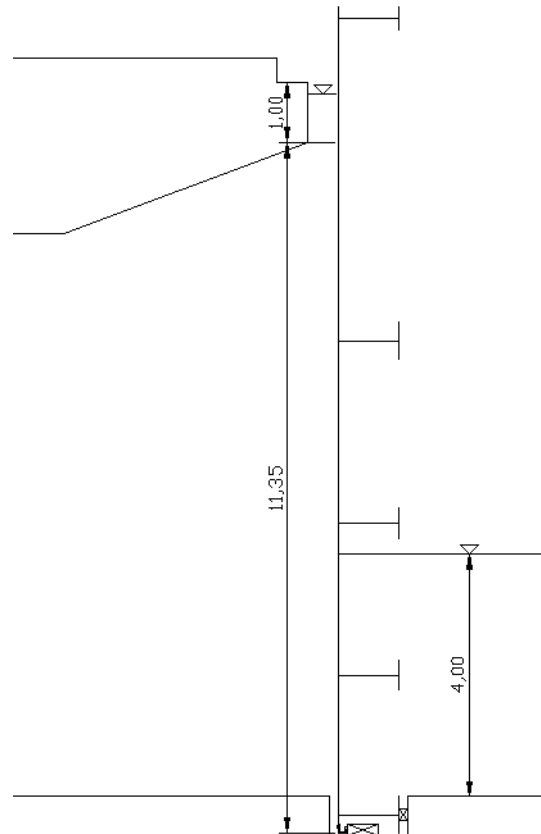


Figure II-IV : Choc d'une barge sur une porte aval en simple bordage avec le bordé orienté vers le sas

Enfin, le poids du bateau est augmenté pour prendre en compte une « masse ajoutée » correspondant à la masse d'eau entraînée par le bateau, masse qui vient heurter la porte en même temps que le bateau. Des facteurs de majorations de 15% à 50% de la masse du bateau sont souvent utilisés. Comme le choc a lieu depuis le sas, le volume d'eau entraîné est cependant réduit, nous avons donc considéré une masse ajoutée de 20%.

La Figure II-IV illustre le cas d'une barge entrant dans le sas depuis l'amont qui heurte la porte déjà soumise à un chargement hydrostatique dû à la différence de niveau d'eau.

II.5. Matériaux

Nous considérons que le matériau utilisé pour la structure des portes est un acier de construction S235. En réalité, il est possible qu'on ait recours à un acier de qualité supérieure, mais il peut être judicieux de se laisser des marges de sécurité importantes dans le domaine des constructions hydrauliques. Dans cette optique, considérer un acier S235 dans la phase d'avant-projet, et limiter les contraintes dans l'acier en conséquence, semblait raisonnable.

Nous considérons une épaisseur de corrosion de 2 mm.

II.5.1. Propriétés physiques

Les propriétés physiques de l'acier utilisé sont résumées dans le Tableau II-4.

Module d'élasticité	210 000 MPa
Module de cisaillement	81 000 MPa
Coefficient de Poisson	0.3
Masse volumique	7 850 kg/m ³

Tableau II-4 : Propriétés physique de l'acier utilisé

II.5.2. Propriétés mécaniques

Les propriétés mécaniques de l'acier de construction non allié S235 selon les normes européennes EN 10025 / 1990 + A1/1993 sont reprises dans le Tableau II-5.

Limite d'élasticité minimale						Résistance ultime (MPa)		Allongement minimal (%)			
<i>Epaisseur nominale (mm)</i>											
<16	>16 <40	>40 <63	>63 <80	>80 <100	>100 <150	>3 <100	>100 <150	>3 <40	>40 <63	>63 <100	>100 <150
235	225	215	215	215	195	340-470	340-470	26	25	24	22

Tableau II-5 : Propriétés mécaniques de l'acier utilisé

II.6. Restrictions structurelles

La porte est conçue et dimensionnée selon une analyse élastique sous chargement hydrostatique. La sécurité sur la limite d'élasticité du matériau est prise à 0,75. Pour un S235, il convenait donc de contrôler que la contrainte de Von Mises pour un élément, prenant en compte le comportement global et le comportement local de cet élément, ne dépasse pas 176MPa.

Une restriction est également imposée sur les déplacements maxima à mi-portée. Cette restriction vise à assurer un bon contact avec les pièces d'étanchéité. Il convenait donc de limiter les déplacements absolus à mi-portée, et les déplacements relatifs (liés aux rotations aux extrémités). Nous avons limité le déplacement relatif à 1/500 L, ce qui pour la longueur considérée représente 2,74 cm de déplacement absolu.

Les restrictions considérées sont résumées dans le Tableau II-6.

Flèche maximale	27,4 mm
Contrainte maximale	176MPa

Tableau II-6 : Restrictions structurelles

III. CONCEPTION DE LA PORTE AVAL AVEC *LBR-5*

III.1. Variantes étudiées

Nous étudions quatre modèles de porte aval, déterminés à partir des combinaisons de ces deux paramètres : deux largeurs différentes de la porte, et présence/absence de ballast. Nous établissons donc quatre modèles dans le logiciel *LBR-5* :

- Modèle A1 : avec ballast, largeur 1,20 m
- Modèle A2 : avec ballast, largeur à déterminer
- Modèle B1 : sans ballast, largeur 1,20 m
- Modèle B2 : sans ballast, largeur à déterminer

➤ 4 modèles sont étudiés pour la conception et l'optimisation de la porte aval

III.2. Description du processus d'optimisation

III.2.1. Introduction

Pour chaque modèle, nous déterminons la solution optimale suivant un processus systématique. Tout d'abord, il faut signaler qu'une solution peut être optimisée soit suivant un objectif de poids minimum, soit suivant un objectif de coût minimum, soit suivant un objectif intermédiaire mêlant à la fois le poids et le coût. Les solutions de poids minimum conduisent à des structures possédant un grand nombre d'éléments de petites dimensions, elles sont donc légères mais coûteuses. A l'inverse, les solutions de coût minimum mènent à des structures comportant un petit nombre de gros éléments, elles sont donc économiques mais lourdes.

Le processus d'optimisation d'un modèle compte en fait deux niveaux d'optimisation :

Niveau 1 : L'optimisation d'une solution, c'est-à-dire l'établissement d'une solution constructible de porte aval du modèle donné dont les dimensions sont optimisées selon un critère défini (par exemple le poids minimum).

Niveau 2 : Le choix, pour le modèle donné, entre les différentes solutions optimisées. Il s'agit d'une optimisation par choix de la solution qui remplit au mieux les critères souhaités (par exemple concilier les objectifs de poids et de coût selon une pondération 50-50), chacune de ces solutions étant par ailleurs optimisées au niveau 1.

III.2.2. Optimisation au niveau 1

Il s'agit de l'optimisation de chaque solution. Toutes les solutions que nous comparons entre elles par la suite sont des solutions optimisées, chacune selon un critère défini. Ce sont également des solutions constructibles dans le sens où les valeurs ont été arrondies à des valeurs de production industrielle et ont été homogénéisées suffisamment pour limiter le nombre d'éléments de dimensions différentes.

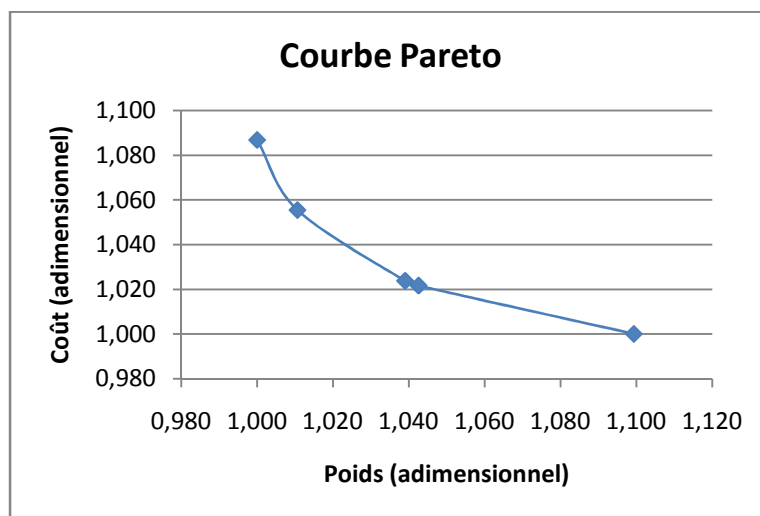
Nous supposons défini le modèle étudié (par exemple, une porte aval avec ballast de largeur 1,20 m) et le critère d'optimisation de la solution considérée (par exemple, le poids minimum). Dès lors, l'optimisation au niveau 1 d'une solution constructible s'effectue en réalisant diverses optimisations successives. A la première étape, l'optimisation se fait avec l'ensemble des variables de conception et il

en ressort la solution de poids minimum pour une porte aval avec ballast de largeur 1,20 m. Ensuite, les étapes suivantes visent à arrondir et homogénéiser les valeurs obtenues à la première optimisation tout en restant le plus proche possible de l'optimum. Pour rester proche de l'optimum, nous arrondissons d'abord un ensemble de valeurs (par exemple l'espacement entre cadres) et nous procédons à une nouvelle optimisation qui donne de légères variations dans les valeurs des variables de conception restantes. Nous procédons ainsi en 5 phases successives jusqu'à obtenir une solution optimisée constructible.

- Pour chaque solution, 5 phases sont nécessaires pour aboutir à une solution optimisée constructible, une phase représentant une optimisation avec le solveur de *LBR-5*.

III.2.3. Optimisation au niveau 2

Le processus systématique que nous avons établi prévoit l'élaboration de 7 solutions optimisées au niveau 1 pour chaque modèle. Chacune de ces solutions est optimisée selon une fonction objectif variant de (100% poids – 0% coût) à (0% poids – 100% coût) avec des objectifs intermédiaires de type (poids minimum - intégrant une restriction de coût maximum). L'ensemble de ces 7 solutions donne une courbe d'optimum possibles pour le modèle considéré, appelée courbe Pareto. La courbe Pareto est établie sur base des couples de valeurs (poids, coût) obtenus, rendus adimensionnels en les divisant par le poids minimum et le coût minimum parmi les solutions obtenues (Graphique III-I). Le choix de la solution optimale parmi les solutions de la courbe Pareto représente l'optimisation au niveau 2.



Graphique III-I : Exemple de courbe Pareto, établie à partir de 5 optimisations

Il est possible de déterminer la solution de la courbe Pareto qui est la solution optimale, en fonction des objectifs des décideurs. Dans notre cas, étant donné l'absence d'éléments d'informations supplémentaires, nous retenons simplement la solution de la courbe Pareto (dans notre cas, une des 7 solutions établies) qui a le couple (poids relatif, coût relatif) le plus faible.

Ce processus systématique est mené pour chacun des 4 modèles. L'élaboration des 28 solutions optimisées permet donc d'en retenir 4, une pour chaque modèle, lesquelles sont finalement confrontées et permettent d'orienter le choix vers la conception de porte aval à privilégier (largeur, présence ou non de ballast). Les dimensions des éléments, l'optimisation et l'aspect constructible sont eux d'ores et déjà intégrés dans les solutions.

- Pour chaque modèle, 7 solutions optimisées sont établies pour tracer une courbe Pareto du modèle. La solution retenue pour ce modèle est choisie parmi les 7 solutions.

III.3. Optimisation avec *LBR-5*

III.3.1. Définition de la fonction objectif

Différentes optimisations sont menées (nous établissons sept solutions optimisées pour chaque modèle étudié). Ces optimisations diffèrent par la définition de leur fonction objectif. Nous distinguons :

- Optimisation visant à atteindre le poids minimum
- Optimisation visant à atteindre le coût minimum³
- Optimisation visant à atteindre le poids minimum, avec contrainte globale définissant un coût maximum
- Optimisation visant à atteindre le coût minimum, avec contrainte globale définissant un poids maximum

III.3.2. Variables de conception

Le logiciel *LBR-5* permet l'optimisation des variables de conception suivantes :

- Epaisseur de tôle / *plate thickness*
- Hauteur d'âme des cadres / *frames web height*
- Epaisseur d'âme des cadres / *frames web thickness*
- Largeur de semelle des cadres / *frames flange width*
- Espacement des cadres / *frames spacing*
- Hauteur d'âme des raidisseurs / *stiffeners web height*
- Epaisseur d'âme des raidisseurs / *stiffeners web thickness*
- Largeur de semelle des raidisseurs / *stiffeners flange width*
- Espacement des raidisseurs / *stiffeners spacing*

Dans cette étude, nous choisissons d'optimiser systématiquement toutes les variables précitées exceptées celles dont les dimensions sont fixées par d'autres contraintes. Par exemple, la variable « hauteur d'âme des cadres » ne fait pas l'objet d'une optimisation puisque sa valeur est fixée égale à la largeur de la porte. Par ailleurs, la variable « espacement des cadres » doit être fixée de telle sorte qu'il y ait un nombre entier de cadres régulièrement espacés. Pour une longueur de porte de 13,10 m (modèle *LBR-5*), l'espacement devra donc prendre une valeur sous-multiple de 13,10 m.

Les valeurs des variables de conception peuvent varier à l'intérieur d'une gamme que nous définissons. Nous choisissons de définir une gamme « industrielle », conforme aux dimensions standards pour ce genre d'ouvrage, mais également une gamme « étendue » qui permet d'aboutir à des solutions moins habituelles. L'objectif est de quantifier l'éventuel bénéfice qui pourrait être tiré de l'utilisation de dimensions non standards, afin de déterminer dans quelle mesure le recours à ces dimensions inhabituelles pourrait engendrer des économies substantielles, ou au contraire prouver que cette question n'a pas vraiment à se poser.

- Gamme industrielle

Cette gamme permet d'assurer que les valeurs des variables de conception sont comprises à l'intérieur des standards en vigueur pour les constructions hydrauliques et les portes d'écluses en particulier. En effet, le bon sens, mais quelquefois aussi les habitudes de bonne pratique, poussent à choisir systématiquement les dimensions des éléments à l'intérieur d'une certaine gamme. C'est cette gamme qui est présentée au Tableau III-1.

³ Pour la définition de la fonction objectif coût, se reporter à l'annexe

<i>Design variable</i>	<i>Lower limit (mm)</i>	<i>Upper limit (mm)</i>
<i>Plate thickness</i>	8	30
<i>Frames web height</i>	-	-
<i>Frames web thickness</i>	<i>Frames web height/120</i>	25
<i>Frames flange width</i>	300	600
<i>Frames spacing</i>	1091	3275
<i>Stiffeners web height</i>	100	300
<i>Stiffeners web thickness</i>	6	20
<i>Stiffeners flange width</i>	50	150
<i>Stiffeners spacing</i>	400	800

Tableau III-1 : Gamme industrielle de valeurs des variables de conception

▪ Gamme étendue

Cette gamme admet certaines valeurs inférieures ou supérieures aux standards en vigueur. Néanmoins, les valeurs restent dans des limites théoriquement admissibles pour l'industrie. L'objectif est de voir si des solutions avec ces valeurs permettent ou non une économie intéressante, et partant si elles devraient éventuellement être considérées pour la suite de l'étude, même si elles sont moins habituelles. La gamme de valeur est reprise dans le Tableau III-2.

<i>Design variable</i>	<i>Lower limit (mm)</i>	<i>Upper limit (mm)</i>
<i>Plate thickness</i>	6	30
<i>Frames web height</i>	-	-
<i>Frames web thickness</i>	<i>Frames web height/150</i>	30
<i>Frames flange width</i>	200	600
<i>Frames spacing</i>	1091	3275
<i>Stiffeners web height</i>	75	400
<i>Stiffeners web thickness</i>	5	20
<i>Stiffeners flange width</i>	30	200
<i>Stiffeners spacing</i>	300	900

Tableau III-2 : Gamme étendue de valeurs des variables de conception

III.3.3. Contraintes structurelles

Les contraintes structurelles imposées lors de l'optimisation de la structure visent à assurer que la structure n'atteint pas son état limite ultime pour les charges imposées, et qu'elle reste éloignée de cet état avec un facteur de sécurité suffisant. Ci-dessous nous présentons brièvement les modes de ruine d'une structure en panneau raidi contre lesquels il faut se prémunir. Ces modes de ruine ainsi que les différentes contraintes structurelles sont présentés en détail dans les travaux du Prof. Rigo et ceux de M. Pecquet⁴. Les modes de ruine peuvent être présentés de la manière suivante :

Niveau 1 : Moment de flexion ultime de la structure dans son ensemble

Niveau 2 : Cette résistance ultime en flexion de la structure globale dépend directement de la résistance ultime en compression des panneaux orthotropes (σ_u)

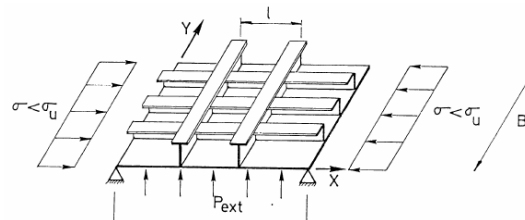


Figure III-1 Panneau orthotrope en compression

⁴ Pecquet [5], Rigo [7]

Niveau 3 : La résistance ultime de ces panneaux orthotropes dépend des cinq modes de ruine suivants :

1. Voilement d'ensemble du panneau orthotrope
2. Charge ultime des panneaux intercostaux (partie du panneau située entre les cadres) calculés sur base d'un modèle poutre-colonne. La rupture provient soit du voilement du bordé soit de la plastification des raidisseurs
3. Instabilité des raidisseurs
4. Voilement du morceau de bordage non raidi situé entre deux cadres et deux raidisseurs
5. Plastification de la section

Les restrictions structurelles sont donc choisies pour se prémunir contre ces différents modes de ruine. Il est important de signaler que le mode de ruine par instabilité des raidisseurs est pris en compte par l'application de règles de bonne pratique dans le choix de la géométrie des éléments. Ce mode de ruine est donc pris en considération via l'imposition de restrictions géométriques.

III.3.4. Restrictions géométriques

Les restrictions géométriques permettent de s'affranchir du risque de rupture de la structure par instabilité des éléments des éléments de renfort (mode de ruine du niveau 3.3). Il s'agit d'imposer les bonnes restrictions géométriques afin que les dimensions des éléments soient dans des proportions telles qu'une rupture par instabilité ne puisse se produire avant plastification. Les restrictions concernent les raidisseurs longitudinaux et les cadres transversaux.

Set of Hughes (For T members)		
N° Réf.	Description	Bornes
Cadres transversaux (Frames)		
109	Flange width / web height ratio	$0,625 \cdot D_f - D_w \leq 0$
110	Flange width / web height ratio	$D_w - 2,5 \cdot D_f \leq 0$
111	Web slenderness	$D_w - 120 \cdot T_w \leq 0$
112	Plate thickness / web thickness ratio	$T_w - 2 \cdot \delta \leq 0$
Raidisseurs longitudinaux (Stiffeners)		
209	Flange width / web height ration	$0,625 \cdot D_f - D_w \leq 0$
210	Flange width / web height ratio	$D_w - 2,5 \cdot D_f \leq 0$
211	Web slenderness	$D_w - 36 \cdot T_w \leq 0$
212	Plate thickness / web thickness ratio	$T_w - 2 \cdot \delta \leq 0$
Jonctions cadres transversaux – raidisseurs longitudinaux		
301	Interaction stiffeners - frames	$D_w(s) - D_w(f) \leq 0$
302	Interaction stiffeners - frames	$T_w(s) - 4 \cdot T_w(f) \leq 0$
303	Interaction stiffeners - frames	$T_w(f) - 4 \cdot T_w(s) \leq 0$

Tableau III-3 : Restrictions géométriques proposées par Hughes pour les éléments en T

Dans le programme LBR-5, les restrictions géométriques sont rassemblées dans différents groupes correspondant aux impositions de différents règlements. En constructions hydrauliques, pour les profilés en forme de T, on utilise couramment le set de restrictions géométriques proposées par

Hugues, Mistree et Zanic. Ce set regroupe 11 restrictions concernant les raidisseurs ou les cadres, tel que présenté dans le Tableau III-3. Nous respectons l'ensemble des restrictions géométriques du set de Hugues afin de nous prémunir contre les risques de rupture de la structure par instabilité des éléments de renfort.

III.3.5. Restrictions d'égalité

Le logiciel *LBR-5* permet d'imposer des restrictions d'égalité entre certaines variables pour certains panneaux. Nous allons faire usage de ces restrictions dans 2 cas distincts :

- Pour les modèles de porte avec ballast, comportant donc des compartiments, nous choisissons d'imposer l'égalité de toutes les variables de conception pour les panneaux en vis-à-vis.
- Pour l'ensemble des modèles, nous choisissons d'imposer l'égalité de certaines variables pour des panneaux adjacents afin de limiter les variations dans les dimensions des éléments dans l'optique d'aboutir à une solution effectivement constructible. Bien entendu, la notion de « constructible » est subjective et nous pouvons choisir d'admettre plus ou moins de variations dans les dimensions des éléments. Dans cette étude, nous avons fait les choix suivants :
 - Egalité de la hauteur des raidisseurs pour les panneaux situés au-dessus des compartiments dans le cas d'une porte avec ballast. Dans le cas d'une porte sans ballast, nous fixons l'égalité de la hauteur des raidisseurs entre les panneaux de la moitié inférieure de la porte, et entre ceux de la moitié supérieure (donc nous admettons 2 hauteurs de raidisseurs différentes).
 - Egalité de l'espacement entre cadres pour les portes sans ballast. Pour les portes avec ballast, nous admettons un nombre de cadres différent dans les compartiments, sur le bord inférieur et sur la partie supérieure, mais les nombres choisis doivent être sous-multiples les uns des autres pour que les cadres coïncident par endroit.

Par ailleurs de manière générale, lorsque nous suivons le processus d'optimisation menant à la solution constructible, nous essayons d'uniformiser les valeurs des variables lorsque celles-ci sont proches, et ce afin de se conformer le plus possible aux réalités du chantier.

III.3.6. Contraintes globales

Les contraintes globales permettent d'affiner la fonction objectif dans le processus d'optimisation. Ainsi, pour l'optimisation de certaines solutions, nous imposons un coût maximum, et nous réalisons une optimisation avec la fonction objectif poids. Ce coût maximum est par exemple choisi pour représenter une moyenne entre le coût de la solution de poids minimum et celui de la solution de coût minimum. Pour une autre, nous définissons cette fois un poids maximum et nous réalisons une optimisation avec fonction objectif coût. De la sorte, nous construisons la courbe Pareto en établissant des solutions dont la fonction objectif varie de (100% poids – 0% coût) à (0% poids – 100% coût) avec des valeurs intermédiaires conciliant le poids et le coût.

III.4. Démarche à suivre

Nous présentons étape par étape la démarche suivie pour l'optimisation d'un modèle de porte aval.

III.4.1. Définition des données de départ du modèle

Dans cette partie, nous définissons les caractéristiques de conception du modèle étudié ainsi que la manière dont est modélisée l'action du chargement C3 sur le modèle étudié.

III.4.2. Processus d'optimisation pour un modèle

III.4.2.1. Introduction

Pour chaque modèle, nous déterminons la solution optimale suivant un processus systématique qui prévoit l'établissement de sept solutions constructibles par modèle.

III.4.2.2. Optimisation d'une solution constructible

L'optimisation (au niveau 1) d'une solution constructible se déroule en cinq phases, chaque phase représentant une optimisation par le solveur de *LBR-5* :

- i. 1^{ère} optimisation : toutes les variables de conception sont activées quand on lance l'optimisation. Sur base du résultat obtenu, nous fixons le nombre de cadres. Sont donc fixés les espacements entre cadres, qui doivent être sous-multiple de 13,10 m.
- ii. 2^{ème} optimisation : avec les espacements entre cadres fixés, nous lançons à nouveau l'optimisation. Sur base du résultat obtenu, nous fixons les espacements entre raidisseurs.
- iii. 3^{ème} optimisation : avec les espacements entre cadres et entre raidisseurs fixés, nous lançons à nouveau l'optimisation. Sur base du résultat obtenu, nous fixons les épaisseurs de tôle.
- iv. 4^{ème} optimisation : avec les espacements entre cadres et entre raidisseurs ainsi que les épaisseurs de tôle fixés, nous lançons à nouveau l'optimisation. Le résultat de l'optimisation nous permet cette fois de fixer toutes les variables de conception restantes (épaisseur d'âme des cadres et des raidisseurs, hauteur d'âme des raidisseurs, largeur de semelle des cadres et des raidisseurs).
- v. 5^{ème} phase : avec toutes les dimensions fixées, nous lançons le solveur cette fois sans optimisation (puisque'il n'y a plus de variable de conception). Nous vérifions les contraintes et les déplacements dans la structure.

A chaque phase lorsque nous fixons une variable, nous choisissons une valeur telle qu'elle soit réaliste pour un projet qui doit être effectivement construit. Nous choisissons des valeurs entières, et qui ne varient pas trop souvent pour un même type d'élément. Evidemment, il subsiste un risque de subjectivité dans les choix qui sont posés pour fixer ces valeurs, même si les valeurs sont choisies les plus proches possibles des valeurs données par le solveur. Un objectif concret pour se prémunir tant que possible contre cette subjectivité est de limiter la différence de valeur de la fonction objectif (poids ou coût) entre la 1^{ère} phase et la 5^{ème} phase à 3-4%.

Au terme de ce processus, nous obtenons donc une solution constructible pour le modèle considéré.

III.4.2.3. Etablissement de la courbe Pareto

Nous établissons sept solutions constructibles pour chaque modèle, chacune établie suivant le processus décrit au point précédent. Les sept solutions sont choisies de la manière suivante :

- 1) Solution poids minimum - gamme étendue (1)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec la fonction objectif poids uniquement et une gamme de variables de conception étendue. Cette solution donne la solution de poids minimum et de coût maximum parmi les 7 solutions. Elle est en dehors de la courbe Pareto car elle est établie avec la gamme étendue.
- 2) Solution coût minimum - gamme étendue (2)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif coût uniquement et une gamme de variables de conception étendue. Cette solution donne la solution de coût minimum parmi les 7 solutions. Elle est en dehors de la courbe Pareto car elle est établie avec la gamme étendue.

- 3) Solution poids minimum - gamme industrielle (3)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif poids uniquement et une gamme de variables de conception industrielle. Cette solution donne la solution de poids minimum et de coût maximum parmi les 5 solutions de la courbe Pareto.
- 4) Solution coût minimum - gamme industrielle (4)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif coût uniquement et une gamme de variables de conception industrielle. Cette solution donne la solution de coût minimum et de poids maximum parmi les 5 solutions de la courbe Pareto.
- 5) Solution optimum poids – coût <70% (5)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif poids et restriction sur le coût : ne dépassant pas le coût minimum de plus de 70% de la différence de coût entre les 2 précédentes solutions. Par exemple si le coût maximum (solution 3) = 100 000 euros et le coût minimum (solution 4) = 50 000 euros, le coût ne peut pas dépasser 85 000 euros. En effet, la différence de coût est de 50 000 euros et 70% de 50 000 euros = 35 000 euros.
- 6) Solution optimum poids – coût <30% (6)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif poids et restriction sur le coût : ne dépassant pas le coût minimum de plus de 30% de la différence de coût entre les 2 précédentes solutions. Par exemple si le coût maximum = 100 000 euros et le coût minimum = 50 000 euros, le coût ne peut pas dépasser 65 000 euros car la différence de coût est de 50 000 euros et 30% de 50 000 euros = 15 000 euros.
- 7) Solution optimum coût – poids <50% (7)
Etablie suivant le processus III.4.2.2 avec fonction objectif coût et restriction sur le poids : ne dépassant pas la moyenne des poids obtenus aux solutions 3 et 4 (poids minimum et maximum de la courbe Pareto).

Les 5 solutions établies avec la gamme de variables de conception industrielle servent à tracer la courbe Pareto. Les 2 autres solutions sont établies avec la gamme étendue ; elles sont donc présentées séparément de la courbe Pareto.

III.4.2.4. Courbe Pareto et optimum du modèle

Nous avons obtenu 7 solutions constructibles pour 1 modèle. Nous comparons ces solutions sur base de leur poids et de leur coût.

Pour chaque solution, le poids et le coût sont rendus adimensionnels. Pour ce faire, nous divisons le poids par le poids minimum obtenu avec la gamme industrielle (donc le poids de la solution 3), et nous divisons le coût par le coût minimum obtenu avec la gamme industrielle (donc le coût de la solution 4). La courbe Pareto est alors tracée comme la courbe passant par les couples adimensionnels (poids, coût) des solutions 3 à 7. Toute solution sur la courbe est telle qu'on ne peut améliorer son coût sans dégrader son poids et vice-versa.

Selon la démarche adoptée ici, la solution retenue parmi les solutions de la courbe Pareto est celle se situant le plus près de l'origine des axes. Il s'agit là d'une approche possible, que nous avons retenue pour son objectivité. Cette solution retenue représente un des compromis possibles prenant en compte à la fois le coût et le poids. Nous avons choisi d'utiliser cet indice pour déterminer la solution optimale car nous ne disposons pas d'information spécifique sur des critères de choix pour les portes des écluses considérées. Concrètement, il appartiendra à d'autres de définir les pondérations des critères intervenant dans ce choix : coût, poids, mais aussi d'autres critères liés aux habitudes, à l'expérience, aux aspects de maintenance. Dans notre étude, nous avons donc utilisé une pondération de 50-50 entre les critères de poids et de coût, représentée à travers cet indice de distance à l'origine.

Nous représentons également les solutions 1 et 2, établies avec une gamme non standard, en dehors de la courbe. Elles représentent des alternatives possibles et éventuellement intéressantes pour peu que nous acceptons des dimensions s'éloignant des standards industriels.

Nous obtenons la solution optimale (au niveau 2) pour le modèle étudié. Cette solution est l'optimum de 7 solutions, chacune obtenue au terme d'un processus de 5 phases. Nous effectuons donc 35 optimisations pour aboutir à la solution optimale d'un modèle.

III.4.3. Discussion sur la largeur

Concernant la conception, il s'agit entre autres de déterminer la largeur optimale de la porte. Cette largeur pourrait varier entre une valeur minimale (nécessaire pour la passerelle, ...) et une valeur maximale (en regard des investissements nécessaires dans le génie civil). Le choix à l'intérieur de cette plage de variation doit représenter un compromis économique entre l'investissement pour la porte elle-même et l'investissement dans le génie civil. Augmenter la largeur doit en théorie permettre d'amincir les tôles du fait que, à épaisseur constante, l'inertie en flexion d'ensemble est augmentée et donc les contraintes de flexion d'ensemble dans la tôle sont diminuées :

$$\sigma = \frac{M}{I/v} \quad ; \quad I/v \uparrow \text{ donc } \sigma \downarrow$$

avec σ la contrainte de flexion d'ensemble dans la tôle en N/mm^2 , M le moment de flexion d'ensemble en $N.mm$, I l'inertie de l'élément de panneau raidi qui fléchit en mm^4 et v la distance de la fibre considérée à l'axe neutre en mm .

L'épaisseur des tôles pourrait alors être réduite suite à l'augmentation de la largeur, ce qui entraînerait une diminution du coût et/ou du poids de la porte. Cependant, augmenter la largeur entraîne des surcoûts sur le génie civil. Il conviendrait de comparer ces surcoûts de génie civil avec les économies réalisées sur la porte elle-même et/ou les gains liés à la question du poids sur les mécanismes. Mais avant cela, il convient d'évaluer le gain réel possible sur l'épaisseur de tôle de façon à déterminer les largeurs à prendre en compte pour les modèles de départ (à optimiser). En effet, nous commençons par étudier un modèle de porte ayant une largeur de 1,20 m. Au terme de cette étude, nous analysons la solution obtenue afin de voir s'il est plutôt intéressant d'augmenter ou de diminuer la largeur. Pour effectuer cette analyse, il faut comparer dans la solution obtenue l'ordre de grandeur des différentes composantes de contrainte dans la tôle :

- Contrainte due à la flexion d'ensemble (celle qui peut être diminuée par une augmentation de largeur)
- Contraintes dues à la flexion locale (avec raidisseur, avec cadre) et à l'effet plaque (flexion locale de la tôle entre deux raidisseurs et deux cadres)

Si dans la solution de 1,20 m il apparaît que la part des contraintes dues à flexion d'ensemble est importante, nous envisageons d'augmenter la largeur, puisque cette augmentation de largeur sera susceptible d'avoir une influence non négligeable sur l'épaisseur de tôle, et éventuellement de conduire à une solution avec une épaisseur réduite et donc une économie substantielle. Sinon, nous étudions un modèle de largeur inférieure à 1,20 m. Nous étudions 2 largeurs pour la solution avec ballast, et 2 largeurs pour la solution sans ballast.

III.4.4. Solution optimale finale

Parmi les 4 solutions (avec/sans ballast, 2 largeurs), chacune de ces 4 étant elle-même l'optimum de la courbe Pareto des optimisations relatives au modèle considéré, on choisit 1 solution optimale finale.

Chacune des 4 solutions comparées est l'optimum des 7 solutions établies pour un même modèle. Les 4 solutions sont donc établies sur base de $4 \times 7 = 28$ solutions obtenues chacune suivant le processus III.4.2.2. Nous effectuons donc $28 \times 5 = 140$ optimisations au total. En résumé :

- 4 modèles sont étudiés pour la conception et l'optimisation de la porte aval
 - Pour chaque modèle, 7 solutions optimisées sont établies pour tracer une courbe Pareto du modèle
 - Pour chacune de ces solutions, 5 phases sont nécessaires pour aboutir à une solution optimisée constructible, une phase représentant une optimisation avec le solveur de *LBR-5*

La solution optimale finale est la solution retenue pour la suite de l'étude.

III.4.5. Remarque sur les critères de choix

Le processus de conception et d'optimisation de la porte aval est basé sur l'établissement d'un certain nombre de solutions qui sont comparées entre elles. Dès lors, des choix doivent être faits entre ces solutions. Nous avons déjà présenté le critère retenu pour le choix parmi les solutions de la courbe Pareto. Ci-dessous, nous discutons des critères de choix concernant d'autres aspects à trancher. Evidemment, comme pour la courbe Pareto, il convient d'insister sur le fait que ces critères de choix dépendent des objectifs que l'on se donne : les critères retenus ici ne représentent qu'une solution possible parmi d'autres.

III.4.5.1. Gamme industrielle VS gamme étendue

Pour choisir la solution optimale d'un modèle déterminé, nous comparons les indices de distance à l'origine des solutions de la courbe Pareto, comme expliqué précédemment. Toutefois, deux types de solutions différentes sont présents, selon qu'elles sont établies avec une gamme industrielle de variation des variables de conception, ou avec une gamme étendue. Les solutions avec gamme étendue pourraient entrer en ligne de compte pour autant qu'elles permettent une économie substantielle de poids et/ou de coût (qui compenserait le fait qu'elles requièrent la production d'éléments non standards). Pour fixer les idées, nous considérons que ces solutions peuvent être choisies comme optimales si elles permettent de réaliser une économie de plus de 10% d'un des paramètres (poids ou coût) sans augmenter l'autre paramètre de plus de 2%.

III.4.5.2. Largeur

Pour choisir les modèles à étudier, nous devons déterminer la largeur de ces modèles. La question de la largeur est traitée par l'analyse des contraintes dans la tôle. Pour fixer les idées, il est considéré intéressant d'augmenter la largeur si la part des contraintes venant de la flexion d'ensemble représente au moins 50% de la contrainte de Von Mises dans la tôle, ou si une augmentation de 50% de la largeur de la porte est en mesure de permettre une réduction de l'ordre de 20% de l'épaisseur de la tôle dans plusieurs panneaux. Sinon, nous réduisons la largeur du modèle.

Pour choisir entre la solution optimale de deux modèles de largeur différente, nous comparons les paramètres (poids total et coût) de ces deux solutions. La solution la plus large doit présenter un avantage *conséquent* pour être retenue étant donné qu'elle engendre des coûts supplémentaires sur le génie civil. La quantification de cet avantage est discutée au cas par cas.

III.4.5.3. Avec ballast VS sans ballast

Pour choisir entre la solution optimale de deux modèles, l'un avec ballast, l'autre sans, nous comparons le coût de ces deux solutions. Puisque la solution avec ballast permet d'alléger la structure et dès lors de limiter les sollicitations sur les mécanismes, elle est choisie comme plus intéressante pour peu que son surcoût n'excède pas 30% par rapport au coût de la solution sans ballast.

III.5. Modèle A1

III.5.1. Définition des données de départ pour le modèle A1

Les données principales concernant la géométrie du modèle A1 sont synthétisées dans le Tableau III-4 et représentées sur la Figure III-II et la Figure III-III.

Porte modèle A1		
Choix de conception 1	Avec ballast	Sans ballast
Choix de conception 2	Largeur 1,20 m	Largeur indéterminée
Longueur réelle de la porte	13,70 m ($12,50\text{ m} + 0,60\text{ m} + 0,60\text{ m}$)	
Longueur du modèle LBR-5	13,10 m ($12,50\text{ m} + \frac{0,60\text{ m}}{2} + \frac{0,60\text{ m}}{2}$)	
Hauteur de la porte	13,60 m	
Caissons étanches	2 caissons de 1,75 m de hauteur	
Traverses : nombre	2	
Traverses : position	7,80 m et 13,45 m	

Tableau III-4 : Géométrie du modèle A1

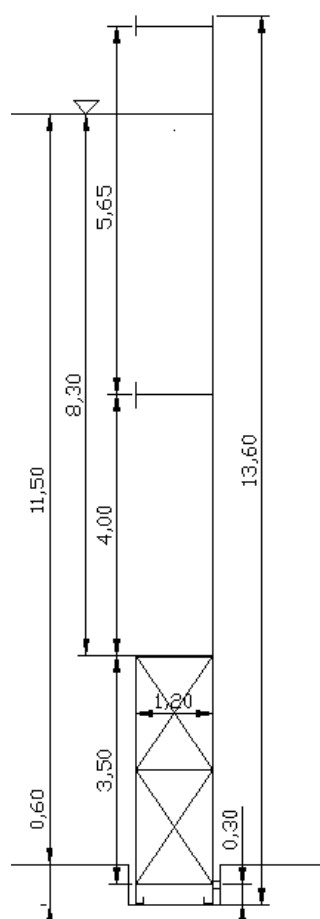


Figure III-II Géométrie du modèle A1 et modèle A1 dans LBR-5

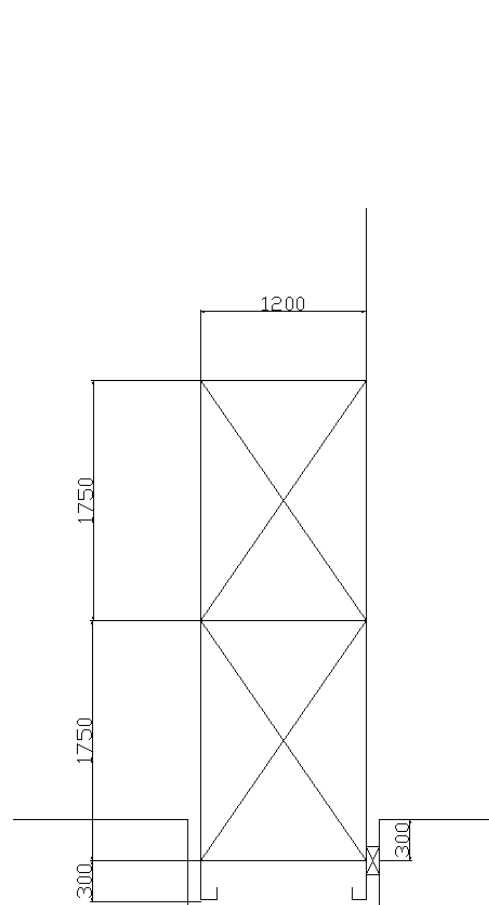


Figure III-III : Détail bord inférieur

A l'intérieur d'un compartiment étanche, des cadres sans semelle sont placés sur chaque panneau (exemple : panneaux 8-9) puisqu'il est nécessaire que dans le modèle, chaque panneau soit raidi par un cadre. Nous choisissons d'utiliser des cadres de demi-épaisseur d'âme, portant jusqu'au panneau en vis-à-vis (ce qui explique qu'ils soient dépourvus de semelle). Ainsi, le modèle comporte deux demi-cadres se superposant, et attribue à chaque panneau la raideur d'un demi-cadre.

Le Tableau III-5 rappelle le chargement s'appliquant sur le modèle, illustré sur la Figure III-IV.

Cas de chargement	C3
Hauteur d'eau	11,80 m
Pression sous ballast	11,80 m
Pression sur ballast	8,30 m

Tableau III-5 : Chargement sur le modèle A1

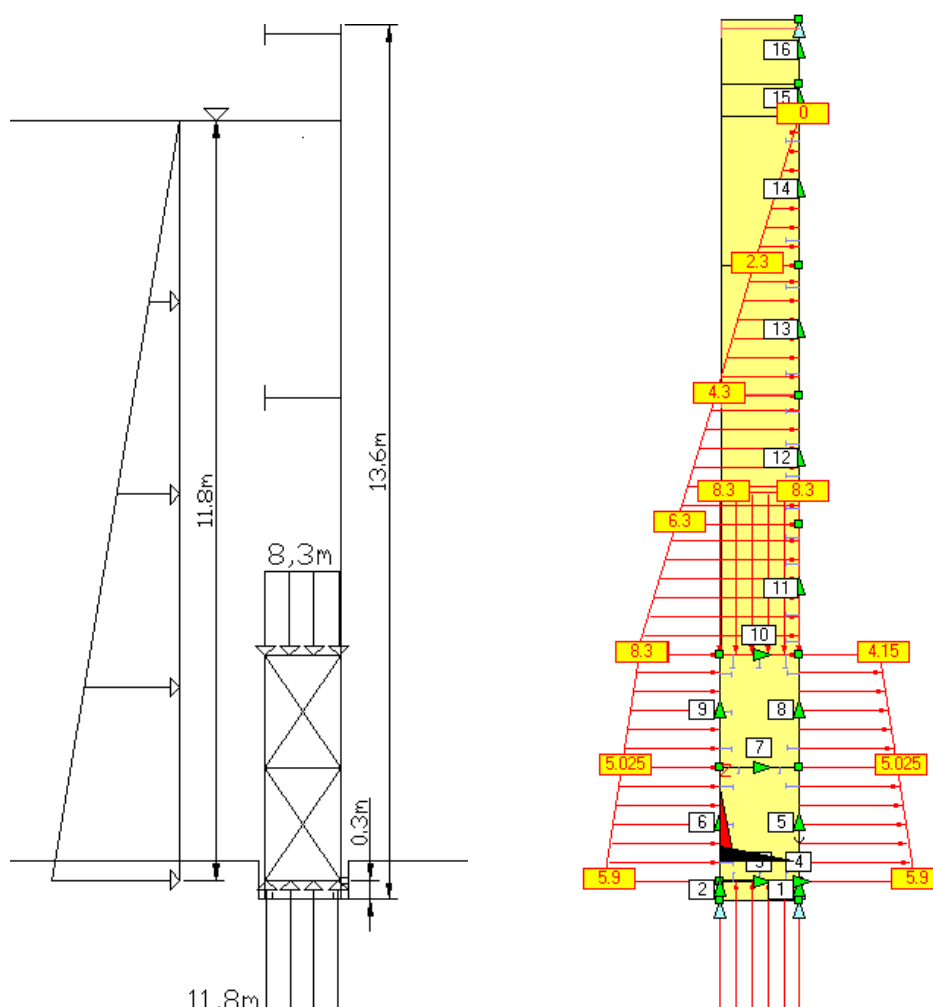


Figure III-IV Chargement du modèle A1 et chargement dans LBR-5

Remarque importante sur le chargement d'une porte avec ballast dans LBR-5 :

Afin d'obtenir le comportement de flexion globale correspondant au comportement réel, il convient de modéliser le chargement (pression hydrostatique) comme s'appliquant pour moitié de chaque côté des compartiments étanches. Cependant, afin d'obtenir le comportement de flexion locale des raidisseurs correspondant au comportement réel, il convient de rajouter des charges de type « pression localisée » sur les panneaux des compartiments qui sont réellement en contact avec l'eau (et donc soumis à la pression maximale). Cette façon de procéder assure la modélisation la plus proche possible du comportement réel. Sur les compartiments, le chargement global (*lateral uniform distributed pressure*) varie donc entre 4,15 m d'eau et 5,90 m d'eau de chaque côté (entre 8,30 m/2 et 11,80 m/2). En outre, nous appliquons un chargement local (*local pressures*) sur les panneaux 6 et 9 valant respectivement 11,80 m d'eau (pression maximale sur le panneau 6) et 10,05 m d'eau (pression maximale sur le panneau 9). Les panneaux 1 et 2 (bords inférieurs de 0,30 m) ne sont pas chargés car étant situés sous l'étanchéité, ils sont soumis de part et d'autre à la même pression hydrostatique, et la résultante est donc nulle.

III.5.2. Optimisation du modèle

III.5.2.1. Etablissement de la courbe Pareto

Nous relevons pour chaque solution les paramètres de poids et de coût obtenus. Pour rappel, la phase 1 représente la 1^{ère} optimisation effectuée avec l'ensemble des variables de conception, tandis que la phase 5 représente la dernière phase du processus visant à aboutir à une solution constructible. Cette 5^{ème} phase représente donc la phase où toutes les variables de conception ont été fixées. Nous rappelons également que nous établissons sept solutions pour chaque modèle, les solutions étant établies comme ceci :

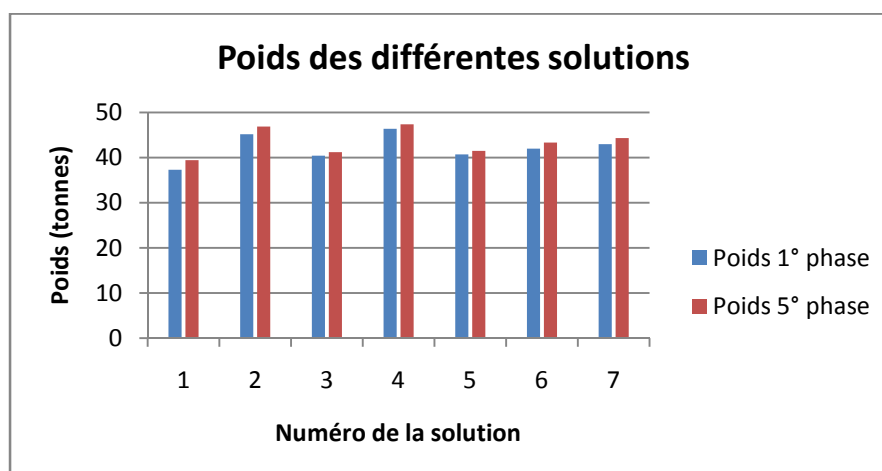
1. Solution de poids minimum avec gamme étendue
2. Solution de coût minimum avec gamme étendue
3. Solution de poids minimum avec gamme industrielle
4. Solution de coût minimum avec gamme industrielle
5. Solution optimum poids – coût <70%
6. Solution optimum poids – coût <30%
7. Solution optimum coût – poids<50%

Les poids des différentes solutions sont repris dans le Tableau III-6.

Poids (t)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	36,7	45,0	41,4	47,4	42,0	43,4	44,5
Phase 5	38,1	46,8	42,3	48,4	43,0	45,0	45,5

Tableau III-6 : Poids des sept solutions optimisées du modèle A1, après la 1^{ère} et la 5^{ème} phase

Le Graphique III-II compare les poids des différentes solutions. Nous voyons pour chacune des sept solutions, le poids après la 1^{ère} phase et après la 5^{ème} phase (solution constructible). Bien entendu, pour une solution donnée, le poids augmente lorsque l'on suit le processus entre la 1^{ère} et la 5^{ème} phase, puisque nous rajoutons des contraintes à l'optimiseur. Toutefois, nous constatons que cette augmentation reste limitée. Par ailleurs, le graphique permet de comparer les poids des différentes solutions. Logiquement, les poids des solutions 1 et 3 sont les plus faibles (solutions optimisées avec une fonction objectif poids sans contrainte sur le coût maximum) tandis que les poids des solutions 2 et 4 sont les plus importants (solutions optimisées avec une fonction objectif coût sans contrainte sur le poids maximum).



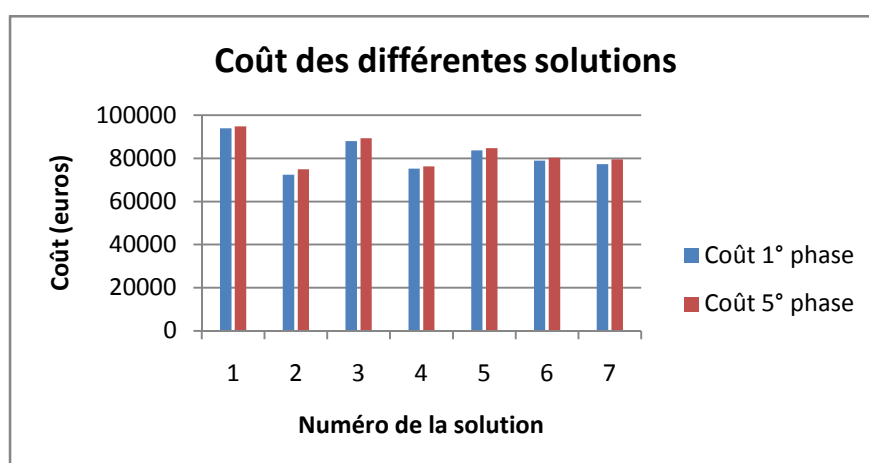
Graphique III-II : Comparaison du poids des sept solutions optimisées du modèle A1

Le Tableau III-7 synthétise cette fois les coûts obtenus pour chacune des sept solutions optimisées. Comme dans le tableau précédent, nous donnons les valeurs après la 1^{ère} phase et après la 5^{ème} phase.

Coût (€)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	92 521	71 549	84 342	75 349	80 810	77 522	76 507
Phase 5	96 337	73 844	84 932	76 592	81 861	79 019	77 827

Tableau III-7 : Coûts des sept solutions optimisées du modèle A1

Ces coûts sont représentés sur le Graphique III-III. Les mêmes remarques qui ont été faites pour le poids peuvent l'être pour le coût, excepté que cette fois ce sont logiquement les solutions 2 et 4 qui présentent les coûts minima et les solutions 1 et 3 les coûts maxima.



Graphique III-III : Comparaison du coût des sept solutions optimisées du modèle A1

Comme nous l'avons constaté, les solutions de poids minimum sont aussi les solutions de coût maximum et vice-versa. Le choix d'une solution « optimum » doit donc passer par une méthode qui prenne à la fois en considération le poids et le coût. Pour pouvoir être comparables entre eux, ces deux paramètres doivent être ramenés à une valeur adimensionnelle ; il est dès lors possible de tracer une courbe qui positionne les différentes solutions en fonction de leur poids et de leur coût : c'est la courbe Pareto.

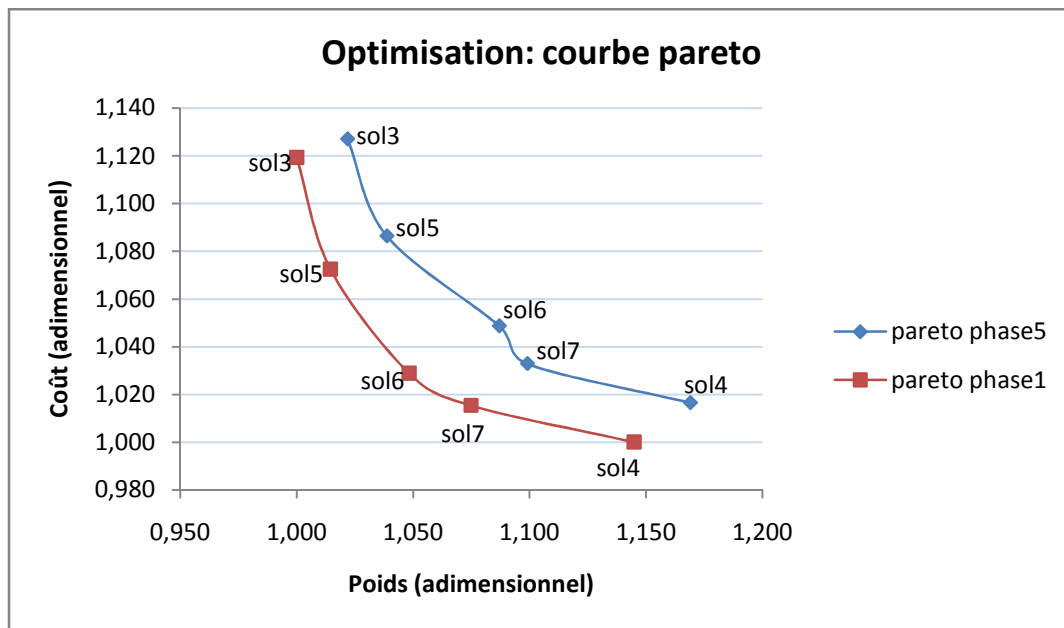
III.5.2.2. Courbe Pareto

Le Graphique III-IV présente les courbes Pareto obtenues après la 1^{ère} et la 5^{ème} phase. Il s'agit du graphique tracé à partir des résultats rendus adimensionnels en les divisant par la valeur minimale prise parmi les sept solutions. La forme de la courbe en rouge (1^{ère} phase) est clairement caractéristique d'une courbe Pareto. La courbe en bleu (5^{ème} phase, c'est-à-dire la courbe des solutions constructibles) a été déplacée vers le haut et vers la droite par rapport à la courbe originelle. C'est la conséquence du processus en 5 phases visant à transformer une première solution optimisée en solution constructible, puisque durant ce processus nous ajoutons des contraintes à l'optimiseur.

La forme de la courbe après la 1^{ère} phase est caractéristique d'une courbe Pareto. En effet, nous distinguons 3 zones :

- une zone de poids minimum où toute réduction supplémentaire de poids se paie très cher en termes de coût ; c'est la partie de la courbe située entre les deux premiers points de cette courbe (zone de coût adimensionnel supérieur à 1,060)
- une zone de coût minimum où toute réduction supplémentaire de coût se paie très cher en termes de poids ; c'est la partie de la courbe située entre les deux derniers points de cette courbe (zone de coût adimensionnel inférieur à 1,020)

- enfin, une zone centrale où les objectifs de coût et de poids ont été conciliés ; dans cette zone, ni le poids ni le coût ne sont très proches du minimum possible, néanmoins les solutions sont intéressantes parce qu'elles représentent un compromis.



Graphique III-IV : Courbes Pareto après la 1^{ère} et après la 5^{ème} phase

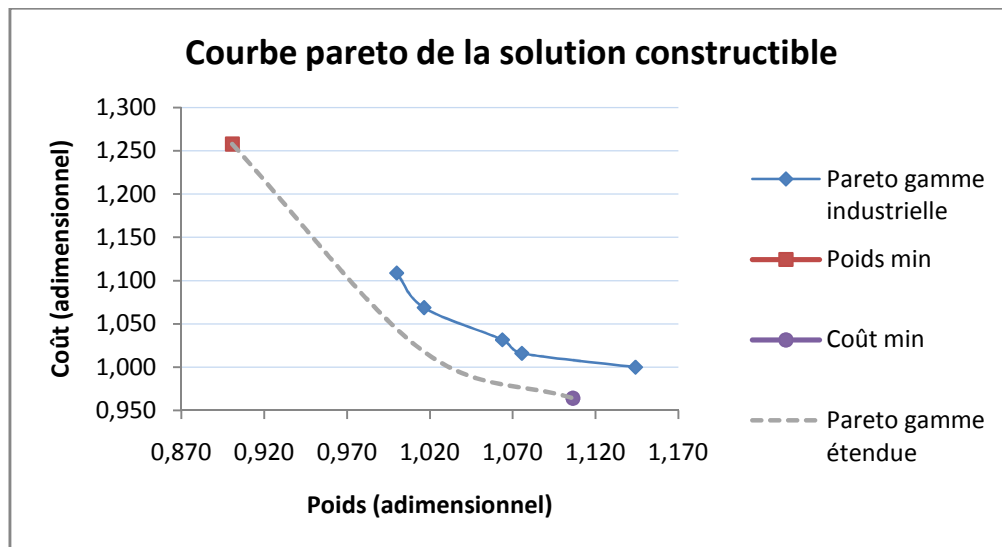
Tout point de cette courbe Pareto est tel qu'on ne peut aboutir à une autre solution en se déplaçant parallèlement aux axes vers l'origine ; c'est-à-dire que partant d'une solution de la courbe, il est impossible de diminuer le poids (respectivement le coût) de la solution sans simultanément en augmenter le coût (respectivement le poids). Bien entendu, cette remarque vaut pour autant que les mêmes hypothèses et restrictions aient été utilisées ; les solutions 1 et 2 par exemple pourraient échapper à cette règle puisqu'elles ont été élaborées sur base de critères moins restrictifs (gamme de variable de conception étendue).

La forme de la courbe Pareto après 5 phases s'est légèrement éloignée de la forme classique, ce qui peut s'expliquer comme suit :

- La courbe Pareto représente une infinité continue de solutions. Or, après 5 optimisations menées selon le processus décrit précédemment, nous agissons de telle sorte que nous avons restreint le champ des solutions possibles à une infinité discrète. En effet, au terme des 5 phases, nous aboutissons à une solution constructible et donc pour laquelle toutes les valeurs doivent être entières (épaisseurs, hauteurs d'âme, ...). Cela explique que la courbe obtenue au terme des 5 phases soit une courbe moins régulière qu'après la 1^{ère} phase.
- Nous imposons un espacement des cadres qui corresponde à un nombre entier de cadres sur la longueur de la porte, régulièrement espacés. Ce type d'imposition a pour conséquence que certaines solutions sont amenées à se recouper et se confondre, ou encore que d'autres vont finalement s'avérer moins intéressantes et se retrouver au-dessus de la courbe Pareto.

Le Graphique III-V présente la courbe Pareto des solutions constructibles établies avec une gamme industrielle, comparée à la courbe Pareto des solutions constructibles établies avec une gamme de valeurs étendue pour les variables de conception. Cette courbe Pareto « étendue » est tracée en pointillés à partir d'une extrapolation basée sur les deux solutions établies avec une gamme étendue. L'objectif dans ce cas n'est pas de tracer la courbe exacte mais bien de montrer que la courbe Pareto se déplace vers l'origine des axes si l'on admet une gamme de valeurs plus étendue pour les variables de conception, ce qui est logique puisque dans ce cas, nous retirons des contraintes à l'optimiseur.

Il faut noter qu'à présent, les paramètres (poids et coût) des solutions constructibles sont divisés par les paramètres minima (poids minimum et coût minimum) parmi les cinq solutions constructibles. Il y a donc un changement de référence par rapport au graphique précédent, concernant les solutions constructibles, puisque précédemment les paramètres de ces solutions étaient divisés par les valeurs minimales obtenues pour les solutions après la 1^{ère} phase. Cela explique que la courbe Pareto des solutions constructibles du Graphique III-V ne soit pas strictement identique à la courbe correspondante du Graphique III-IV. Il est en effet plus correct, pour comparer entre elles les solutions constructibles, de considérer comme référence les valeurs minimales des paramètres parmi les solutions constructibles et non parmi les solutions de la première phase.



Graphique III-V : Comparaison des courbes Pareto avec gamme industrielle et étendue

La solution de poids minimum (solution 1, en rouge) permet un gain substantiel de poids (-9,9%) par rapport à la solution 3, qui est la solution de poids minimum de la courbe Pareto. En revanche, le coût de la solution 1 est très élevé (+13,4% par rapport à la solution 3). Cela s'explique aisément au vu des caractéristiques de cette solution : les dimensions minimales sont largement utilisées (tôle de 6 mm, âmes de 5 mm), compensées par un nombre de raidisseurs très élevé (espacements de 300 mm par endroit). Le poids s'en trouve naturellement réduit mais le coût en pâtit fortement.

La solution de coût minimum (solution 2, en mauve) permet à la fois un gain en poids (-3,3%) et en coût (-3,6%) par rapport à la solution 4, qui est la solution de coût minimum de la courbe Pareto. Dans ce cas-ci, l'extension de la gamme de variation des variables de conception a donc permis d'aboutir à une solution plus intéressante par rapport aux solutions de la courbe Pareto.

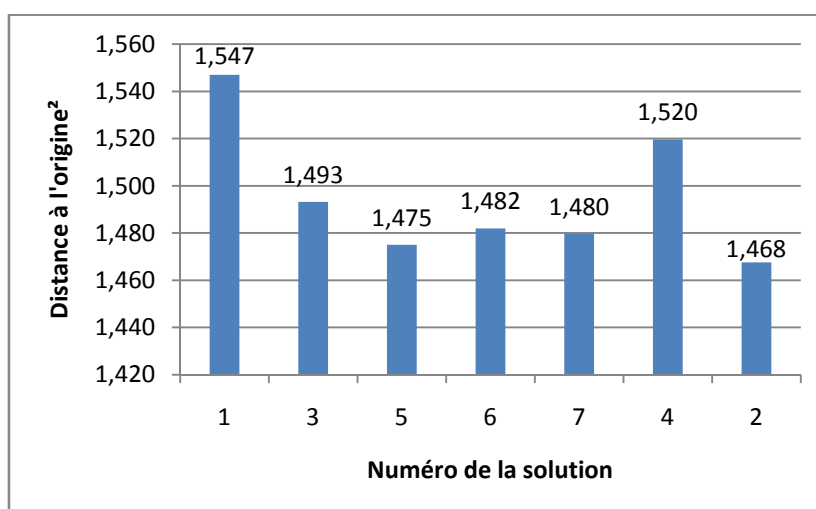
A présent, il convient de comparer les 7 solutions sur une base quantitative en utilisant les résultats précédents. Une approche possible consiste à utiliser un indice de « distance à l'origine » de chaque solution, obtenu selon la formule suivante :

$$\text{distance à l'origine}^2 = \text{poids}^2 + \text{coût adimensionnel}^2$$

Nous calculons cet indice pour les solutions après la 1^{ère} phase et pour les solutions constructibles. Les résultats pour les solutions constructibles sont présentés sur le Graphique III-VI.

Tout d'abord, nous remarquons que la solution 1 s'avère peu intéressante : son indice de distance à l'origine la classe dernière, malgré le fait qu'une gamme de variation étendue lui était permise (ce qui représente un certain désavantage puisque cela contraint à utiliser des dimensions non standards). En revanche, la solution 2 bénéficie du meilleur indice de distance à l'origine. Néanmoins, les gains offerts par cette solution restent limités, comme nous l'avons vu sur le graphique précédent. Ces gains sont

en-deçà de ce qui serait nécessaire pour justifier le recours à des dimensions non standards. La solution 2 ne sera donc pas retenue.



Graphique III-VI : Choix d'une solution sur base de l'indice « distance à l'origine »

La solution (constructible) que nous jugeons, selon le critère de choix « distance à l'origine », être optimale pour le modèle A1 est donc la solution 5.

III.5.2.3. Solution finale pour le modèle A1

Le processus d'optimisation pour le modèle A1 est achevé, la solution retenue est la solution 5. Nous retenons les caractéristiques de la solution retenue pour comparaison avec les solutions des autres modèles (Tableau III-8).

Solution A1	Solution 5
Poids	43,0 t
Poids total	48,2 t
Coût	81 861 €

Tableau III-8 : Caractéristiques de la solution retenue pour le modèle A1

Le poids total prend en compte la structure principale, secondaire, les traverses et la corrosion, alors que le poids calculé à chaque phase ne prend pas en compte les éléments secondaires et les traverses.

Cette porte possède deux traverses et cinq cadres espacés de 3,275 m. Une vue en perspective en est donnée à la Figure III-V. Il convient de signaler que la vue ne montre que quatre cadres alors qu'il y en a bien cinq ; en effet, des cadres sont présents à chaque extrémité. Le modèle considère pour le calcul un cadre toutes les « tranches » de 3,275 m, c'est pourquoi il place les premiers cadres à 1,637 m des extrémités, comme présenté sur la figure. Le calcul structurel effectué sur base de ce modèle donne bien les résultats attendus pour une porte dont les cadres sont espacés de 3,275 m, même s'il est évident qu'en réalité les premiers cadres sont placés aux extrémités. La seule petite correction à faire, non structurelle, pour ajuster le modèle à la réalité consiste à corriger la valeur du poids obtenu dans LBR-5 pour prendre en compte ce cadre supplémentaire. Nous considérons qu'il s'agit là d'une des composantes de surpoids prises en compte forfaitairement dans le coefficient de majoration du poids (15%, défini précédemment).

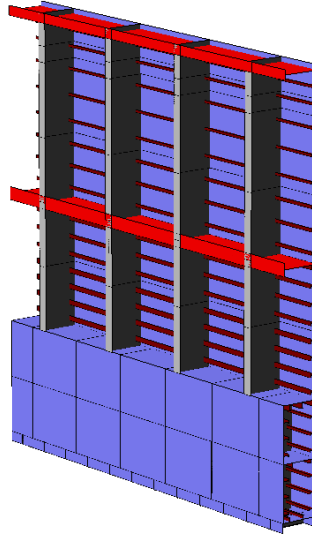


Figure III-V : Vue en perspective de la solution du modèle A1

III.5.3. Discussion sur la largeur

Sur base du résultat A1, nous allons analyser les contraintes qui apparaissent dans la tôle afin de décider s'il est plus judicieux d'étudier une solution de plus grande largeur (par rapport à 1,20 m, largeur du modèle A1), ou au contraire de largeur réduite. Il convient évidemment de garder à l'esprit qu'en aucun cas il n'est intéressant de diminuer la largeur au-delà d'une largeur minimale nécessaire pour la passerelle par exemple.

Nous choisissons d'étudier le cas des panneaux 11 et 13. Les contraintes dans la tôle pour la solution A1 (solution 5), dans le panneau 11, valent :

- σ_y , contrainte transversale selon Oy, flexion avec cadres = 27,9MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion avec raidisseurs = 51,1MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion d'ensemble = 53,5MPa
- σ_y , contrainte longitudinale selon Oy, effet plaque = 91,4MPa

$$\text{➤ Total : } \sigma_{VM} = \sqrt{[(51,1 + 53,5)^2 + (27,9 + 91,4)^2]} = 158,7\text{MPa}$$

La composante des contraintes sur laquelle nous pouvons avoir une influence en augmentant la largeur est la flexion d'ensemble. La contrainte provenant de la flexion d'ensemble vaut 53,5MPa, soit 33,7% de la contrainte de Von Mises pour la tôle. Il s'agit donc d'une composante relativement importante mais pas déterminante (inférieure aux 50% requis par le critère de choix défini précédemment).

Il est intéressant d'effectuer le petit calcul approché suivant : la contrainte de flexion totale se calcule comme $\sigma = \frac{M}{I/v}$, elle diminue donc comme le carré de la largeur de la porte (I/v variant en l^2). En augmentant la largeur de 50% (donc à 1,80 m), la contrainte serait diminuée par $1,5^2=2,25$ donc la contrainte de flexion totale vaudrait $\sigma_x = \frac{53,5}{2,25} = 23,8\text{MPa}$. La nouvelle contrainte de Von Mises pour une largeur de 1,80 m, toutes autres dimensions égales, vaudrait :

$$\sigma_{VM} = \sqrt{[(51,1 + 23,8)^2 + (27,9 + 91,4)^2]} = 140,9\text{MPa}$$

Cette contrainte de Von Mises a été réduite de 11,2% par rapport à la contrainte de 158,7MPa obtenue pour une largeur de 1,20 m. Ainsi, une augmentation de largeur de 50% permettrait *grosso modo* une réduction de contrainte de Von Mises de 11,2% dans la tôle. Cependant, il n'est pas certain que cela permettrait de réduire sensiblement l'épaisseur de la tôle, car la composante due à l'effet plaque, déjà importante, deviendrait alors prépondérante. En effet, quand la tôle fléchit dans une maille élémentaire, entre deux cadres et deux raidisseurs, la formule est toujours $\sigma = \frac{M}{I/v}$ mais cette fois $I = e^3/12$ et $v = e$ avec e l'épaisseur de la tôle. La contrainte diminue donc comme l'épaisseur de la tôle au carré. Diminuer de 15% l'épaisseur de la tôle entraîne une augmentation de $\left[\frac{1}{(1-0.15)^2} - 1 \right] \times 100\% = 38,4\%$ de la contrainte par effet plaque. Cette contrainte qui valait 91,4MPa vaudrait alors 126,5MPa, et la nouvelle contrainte de Von Mises (avec largeur de 1,80 m et épaisseur de tôle réduite de 15%) :

$$\sigma_{VM} = \sqrt{[(51,1 + 23,8)^2 + (27,9 + 126,5)^2]} = 171,6MPa > 158,7MPa$$

Une augmentation de 50% de la largeur de la porte ne permettrait donc pas une diminution de 15% de l'épaisseur de la tôle (de toute façon inférieure aux 20% requis par le critère de choix défini précédemment). Le rapport ne plaide pas pour une augmentation de largeur ; ça n'est pas très intéressant sachant que cette augmentation d'inertie se paiera d'autre part avec des augmentations de prix sur le génie civil.

Les contraintes dans la tôle pour la solution A1 (solution 5), dans le panneau 13, valent :

- σ_y , contrainte transversale selon Oy, flexion avec cadres = 29,9MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion avec raidisseurs = 31,9MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion d'ensemble = 60,3MPa
- σ_y , contrainte longitudinale selon Oy, effet plaque = 105,2MPa

$$\text{➤ Total : } \sigma_{VM} = \sqrt{[(31,9 + 60,3)^2 + (29,9 + 105,2)^2]} = 163,6MPa$$

Les valeurs pour le panneau 13 corroborent les conclusions de l'étude sur le panneau 11 puisque la part des contraintes venant de la flexion d'ensemble est du même ordre pour ce panneau (36,8%) que pour le panneau 11 (33,7%). Les contraintes venant de la flexion d'ensemble ne sont pas suffisamment déterminantes pour qu'une augmentation de largeur puisse engendrer une solution plus intéressante au point de vue global (c'est-à-dire en prenant en compte les surcoûts de génie civil).

Nous étudions donc un modèle de largeur inférieure à 1,20 m. Toutefois, une largeur minimale de 1,00 m devrait être respectée pour des considérations non structurelles. En conclusion, nous étudions le modèle A2 d'une largeur de 1,00 m.

III.6. Modèle A2

III.6.1. Définition des données de départ pour le modèle A2

Les données principales concernant la géométrie du modèle A2 sont synthétisées dans le Tableau III-9.

Porte modèle A2		
Choix de conception 1	Avec ballast	Sans ballast
Choix de conception 2	Largeur 1.20m	Largeur 1.00m
Longueur réelle de la porte		13,70 m
Longueur du modèle LBR-5		13,10 m
Hauteur de la porte		13,60 m
Caissons étanches	2 caissons de 2,10 m de hauteur	
Traverses : nombre		2
Traverses : position		9,50 m et 13,45 m

Tableau III-9 : Données géométriques pour le modèle A2

La hauteur des caissons étanches est déterminée pour offrir la même poussée que dans le modèle A1 : $1,20\text{ m} \times 3,50\text{ m} = 1,00\text{ m} \times 4,20\text{ m}$. Nous utilisons donc 2 caissons étanches de 2,10 m de haut chacun.

Le Tableau III-10 rappelle le chargement s'appliquant sur le modèle :

Cas de chargement	C3
Hauteur d'eau	11,80 m
Pression sous ballast	11,80 m
Pression sur ballast	7,60 m

Tableau III-10 : Chargement s'appliquant sur le modèle

III.6.2. Optimisation du modèle

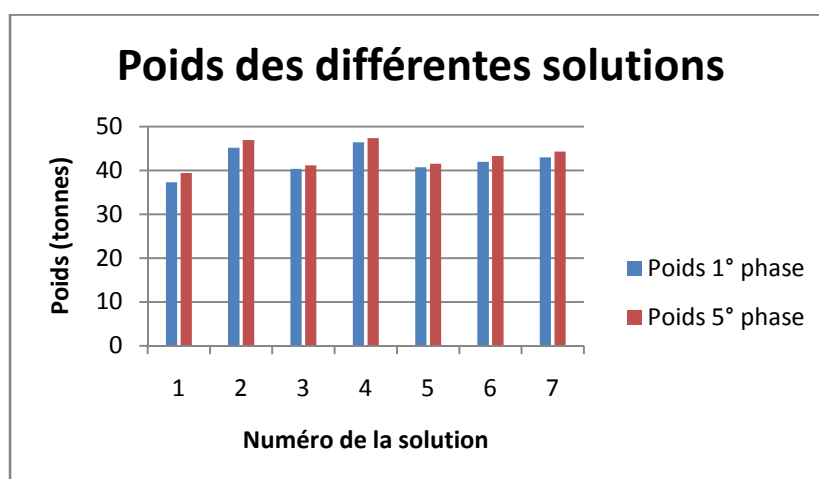
III.6.2.1. Etablissement de la courbe Pareto

Suivant la même procédure décrite pour le modèle A1, nous relevons pour chacune des sept solutions du modèle A2 les paramètres de poids et de coût obtenus. Le Tableau III-11 synthétise les poids obtenus.

Poids (t)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	37,3	45,2	40,4	46,4	40,7	42,0	43,0
Phase 5	39,4	46,9	41,2	47,4	41,5	43,3	44,3

Tableau III-11 : Poids des solutions du modèle A2

Ces résultats sont représentés dans le Graphique III-VII. Les mêmes conclusions faites pour le modèle A1 peuvent être tirées des résultats du modèle A2. Nous constatons également qu'à première vue, les poids obtenus pour le modèle A2 sont très proches des poids obtenus pour le modèle A1. Nous aurons l'occasion de revenir en détails sur la comparaison entre modèles plus tard.

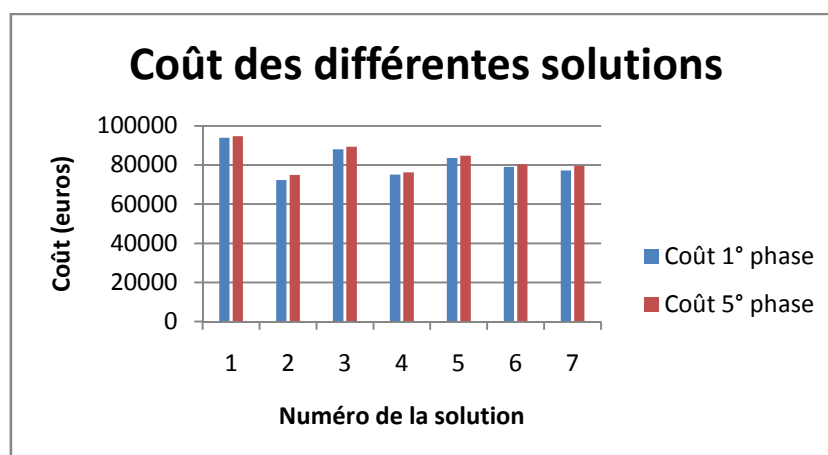


Graphique III-VII : Comparaison des poids des solutions du modèle A2

Nous présentons les résultats concernant les coûts pour les solutions du modèle A2 dans le Tableau III-12 et sur le Graphique III-VIII. Ces coûts sont visiblement du même ordre que ceux obtenus pour le modèle A1.

Coût (€)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	93 949	72 408	88 042	75 199	83 672	78 989	77 245
Phase 5	94 800	74 893	89 299	76 221	84 709	80 281	79 507

Tableau III-12 : Coûts des solutions optimisées du modèle A2



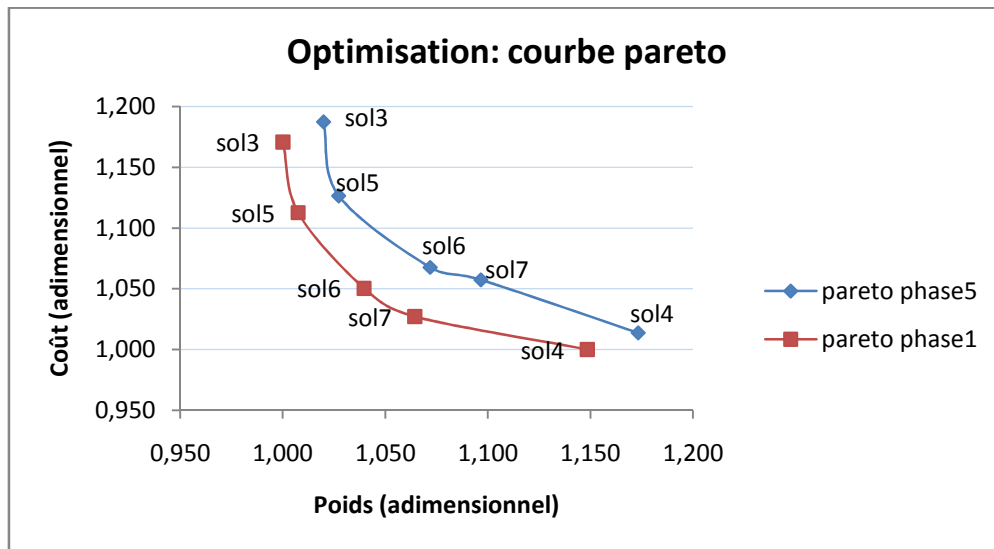
Graphique III-VIII : Comparaison des coûts du modèle A2

III.6.2.2. Courbe Pareto

Nous établissons la courbe Pareto du modèle A2 conformément à ce que nous avons fait pour le modèle A1. Le but est de déterminer la solution « optimum », selon les critères que nous nous sommes fixés, pour ce modèle A2. Par la suite, cette solution optimum A2 pourra être comparée aux optimum des autres modèles.

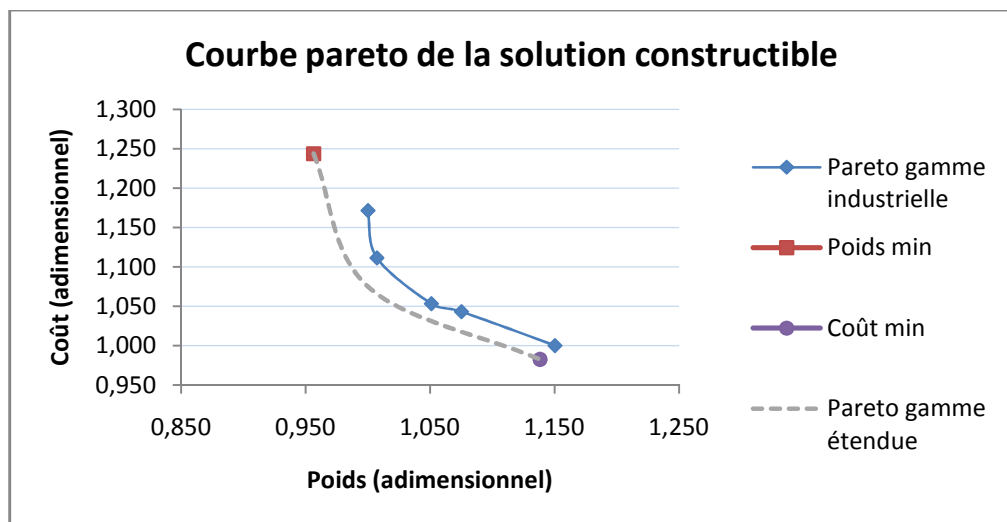
Le Graphique III-IX présente les courbes Pareto obtenues respectivement après la 1^{ère} phase et après la 5^{ème} phase. Il est clairement visible que la courbe Pareto s'est éloignée de l'origine durant le processus entre la 1^{ère} et la 5^{ème} phase. Cela s'explique aisément puisque durant ce processus, nous fixons successivement les valeurs des variables de conception afin d'obtenir des valeurs constructibles (épaisseurs entières de tôle, valeurs sous-multiples d'espacement, ...). Cela équivaut à rajouter des

contraintes à l'optimiseur, de sorte que la solution obtenue ne peut qu'être de poids et/ou de coût supérieur après la 5^{ème} phase par rapport à la solution correspondante après la 1^{ère} phase.



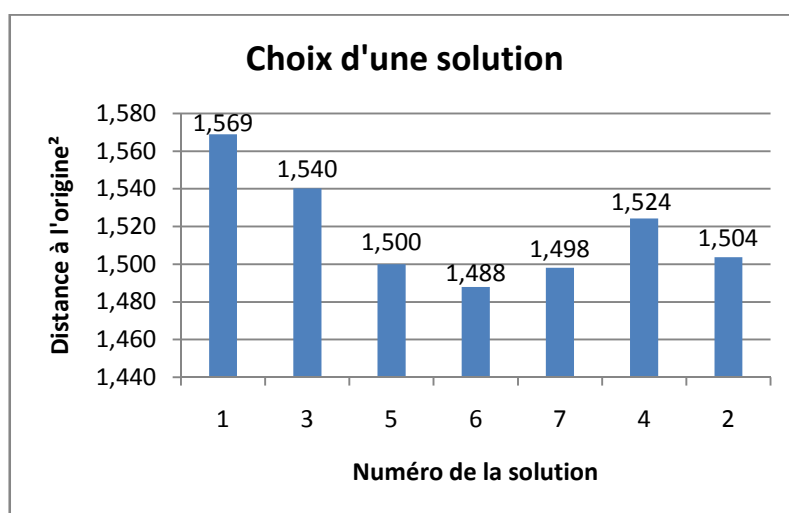
Graphique III-IX : Courbes Pareto après la 1^{ère} et après la 5^{ème} phase

Le Graphique III-X compare les courbes Pareto des solutions constructibles obtenues avec une gamme industrielle et avec une gamme étendue pour les valeurs des variables de conception. La courbe avec gamme étendue est extrapolée à partir des deux solutions calculées (solutions 1 et 2). Nous constatons qu'en admettant une gamme plus large de valeurs pour les variables de conception, la courbe Pareto se rapproche de l'origine.



Graphique III-X : Comparaison des courbes Pareto avec gamme industrielle et étendue

La considération d'une gamme étendue permet d'obtenir une courbe Pareto sous la courbe avec gamme industrielle ; néanmoins les avantages des solutions 1 et 2 par rapport aux solutions de la courbe industrielle ne semblent pas prépondérants. La solution de poids minimum (1) entraîne une importante augmentation de coût tandis que la solution de coût minimum (2) ne diffère que très peu d'une solution de la courbe Pareto industrielle. Nous allons calculer l'indice de distance à l'origine de chacune des sept solutions afin de les comparer quantitativement et de confirmer le fait que les solutions avec gamme étendue ne sont pas intéressantes dans ce cas-ci.



Graphique III-XI : Distance à l'origine des différentes solutions

Le Graphique III-XI est éloquent : la solution optimale absolue est la solution 6. Cela confirme le fait que les solutions avec gamme étendue n'apportent pas d'avantage prépondérant dans ce cas-ci. Il est intéressant de signaler que la solution 6 était déjà la plus intéressante parmi les solutions avec gamme industrielle après la 1^{ère} phase. Cela conforte notre choix puisque cela indique que le facteur subjectif lié au processus en 5 phases pour aboutir à une solution constructible n'a pas favorisé une solution au détriment d'une autre.

III.6.2.3. Solution finale pour le modèle A2

La solution retenue est la solution n°6. Il s'agit d'une solution établie sur base d'une fonction objectif considérant à la fois le coût et le poids (via une contrainte globale sur le coût maximum).

Le processus d'optimisation pour le modèle A2 est terminé. Nous retenons les caractéristiques de la solution retenue pour comparaison avec les solutions des autres modèles (Tableau III-13).

Solution A2	Solution 6
Poids	43,3 t
Poids total	48,4 t
Coût	80 281 €

Tableau III-13 : Caractéristiques de la solution du modèle A2

Les résultats sont discutés en détails plus loin ; toutefois il est intéressant de signaler que la solution jugée optimale du modèle A2 est compétitive face à celle du modèle A1. Cela implique que le choix concernant la largeur de la porte à étudier était pertinent, et il nous semble justifié de ne pas recourir à l'étude d'un 3^{ème} modèle avec ballast (d'une largeur différente) dans cette étude, étant donné que la largeur de 1,00 m est proche d'un minimum à respecter pour placer une passerelle.

III.7.Modèle B1

III.7.1. Définition des données de départ pour le modèle B1

Les données principales concernant la géométrie du modèle B1 sont synthétisées dans le Tableau III-14 et illustrées à la Figure III-VI.

Porte modèle B1		
Choix de conception 1	Avec ballast	Sans ballast
Choix de conception 2	Largeur 1.20m	Largeur indéterminée
Longueur réelle de la porte		13,70 m
Longueur du modèle LBR-5		13,10 m
Hauteur de la porte		13,60 m
Caissons étanches		///
Traverses : nombre		5
Traverses : position	0,30 m ; 2,60 m ; 5,10 m ; 8,10 m ; 13,40 m	

Tableau III-14 : Données géométriques du modèle B1

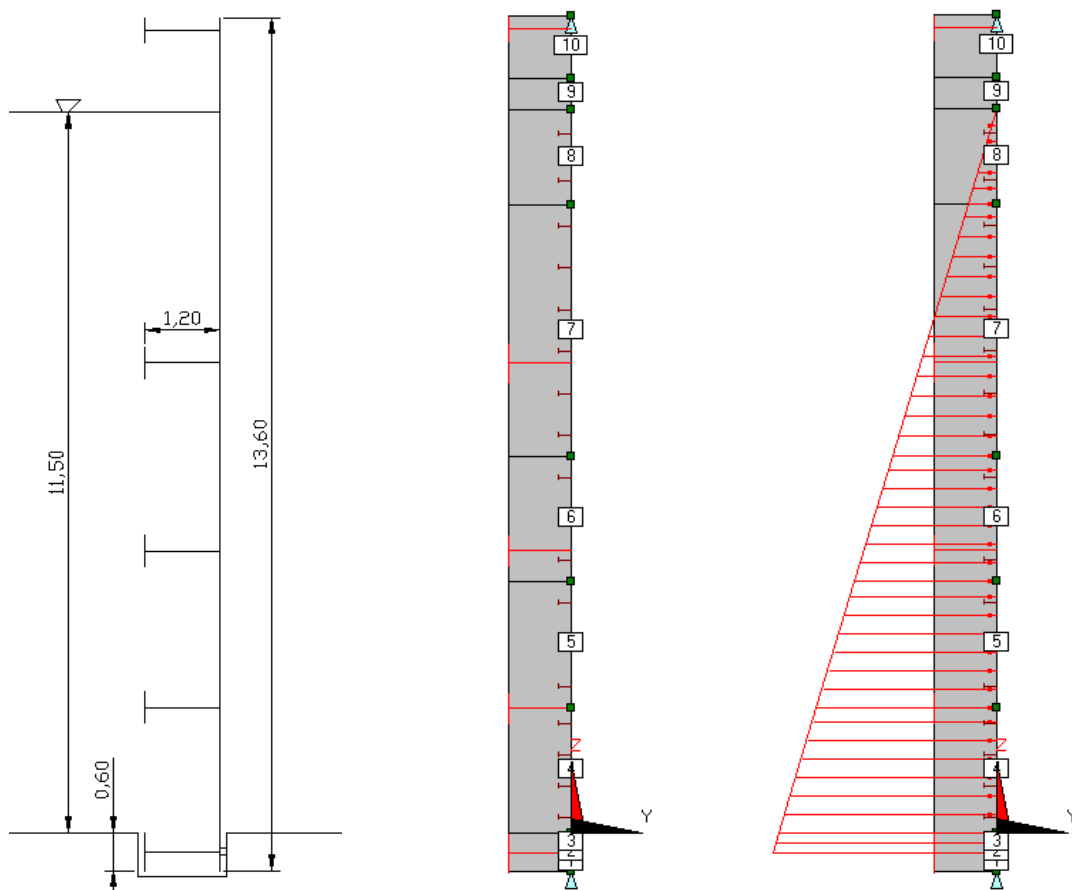


Figure III-VI Modèle B1: géométrie, modèle LBR-5 et chargement

Le chargement appliqué sur le modèle est simplifié du fait de l'absence de caisson étanche.

Cas de chargement	C3
Hauteur d'eau	11,80 m

Tableau III-15 : Chargement appliqué sur le modèle B1

III.7.2. Optimisation du modèle

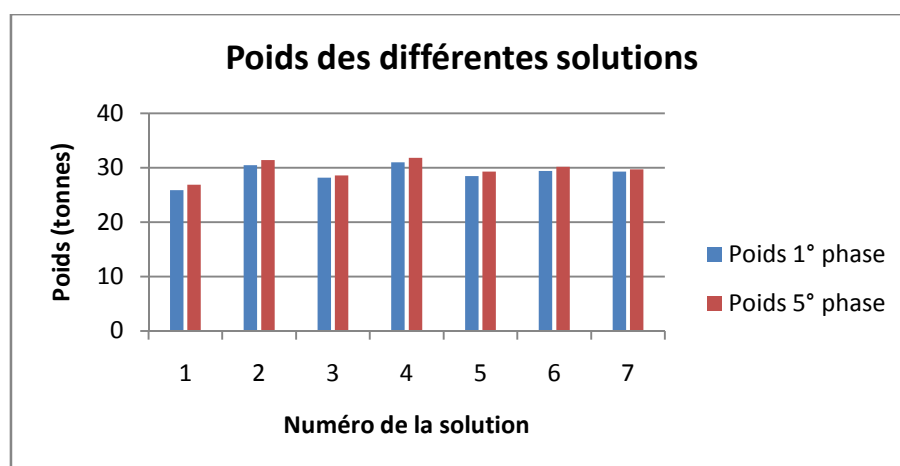
III.7.2.1. Etablissement de la courbe Pareto

L'établissement de la courbe Pareto pour le modèle B1 se fait conformément au processus défini précédemment. Nous relevons pour chacune des sept solutions du modèle B1 les paramètres de poids et de coût obtenus. Le Tableau III-16 synthétise les poids obtenus.

Poids (t)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	25,9	29,9	29,0	31,3	29,2	29,4	29,7
Phase 5	27,3	30,8	29,4	31,9	29,6	30,0	30,5

Tableau III-16 : Poids des solutions du modèle B1

Ces résultats sont représentés au Graphique III-XII. Les mêmes conclusions faites pour le modèle A1 peuvent être tirées des résultats du modèle B1. Nous pouvons déjà constater que les poids obtenus sont réduits significativement, de l'ordre de 10 tonnes, par rapport aux poids des modèles précédents.

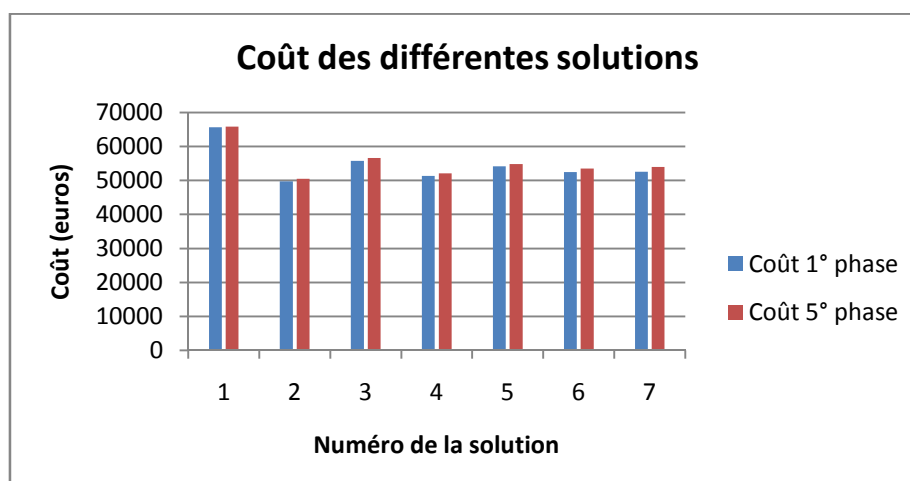


Graphique III-XII : Comparaison des poids des solutions du modèle B1

Nous présentons à présent les résultats concernant les coûts pour les solutions du modèle B1 (Tableau III-17). Ces coûts valent approximativement les 2/3 des coûts obtenus pour les modèles précédents.

Coût (€)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	61 007	49 042	54 716	51 504	53 906	53 196	52 416
Phase 5	60 855	49 880	55 002	53 139	54 526	54 050	53 363

Tableau III-17 : Coûts des solutions optimisées du modèle B1

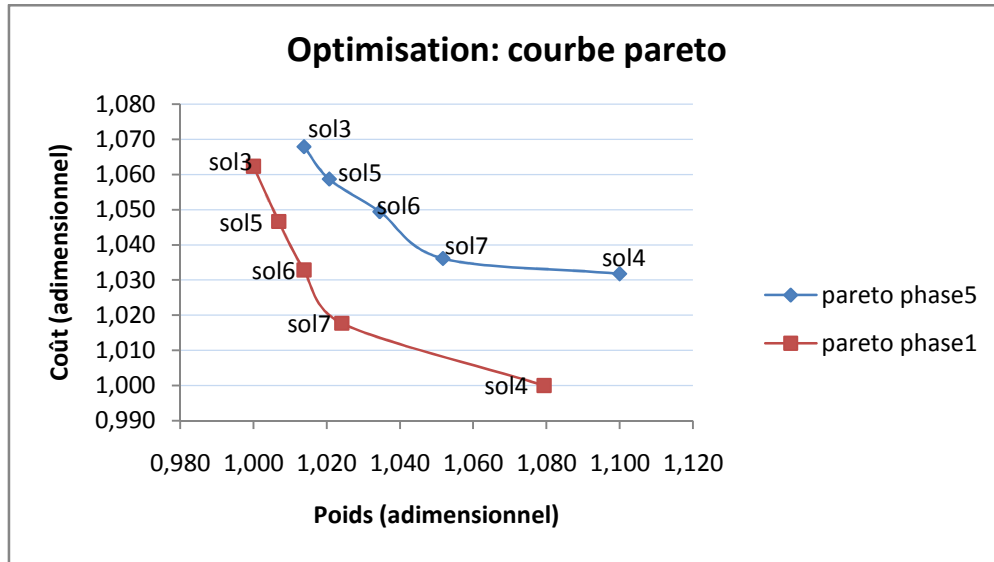


Graphique III-XIII : Comparaison des coûts modèle B1

Nous représentons les coûts des sept solutions optimisées du modèle B1 au Graphique III-XIII. Mise à part la solution 1, les coûts des différentes solutions du modèle B1 sont très proches les uns des autres.

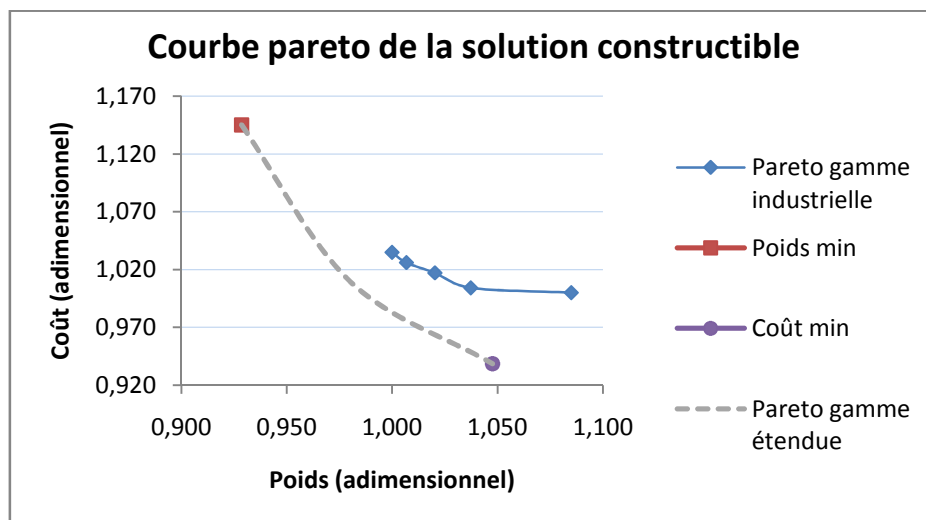
III.7.2.2. Courbe Pareto

Nous établissons la courbe Pareto du modèle B1 conformément à ce que nous avons fait pour les modèles précédents. Le but est de déterminer la solution « optimum », selon les critères que nous nous sommes fixés, pour ce modèle B1. Par la suite, cette solution optimum B1 pourra être comparée aux optimum des autres modèles.



Graphique III-XIV : Courbes Pareto après la 1^{ère} et après la 5^{ème} phase

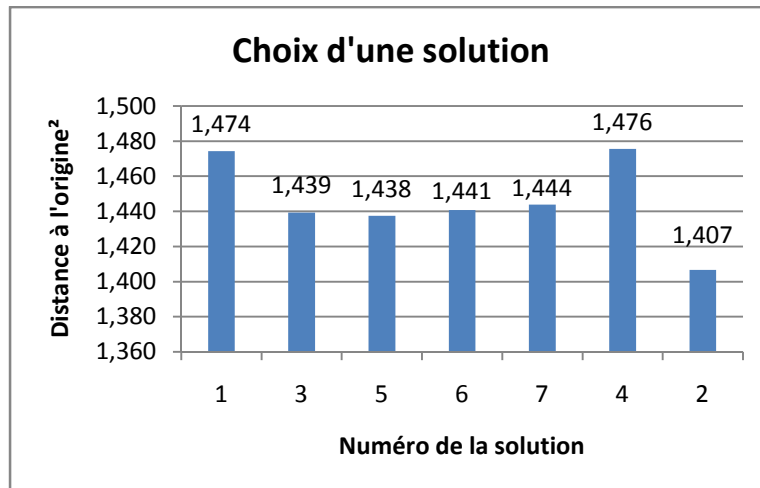
Sur le Graphique III-XIV, nous constatons que la solution 4 après la 5^{ème} phase s'est sensiblement éloignée de sa position après la 1^{ère} phase, ce qui a pour effet de remonter fortement la courbe Pareto dans la zone de coût minimum. Si nous regardons les valeurs des Tableau III-16 et III-17, nous voyons qu'en effet pour cette solution 4, à la fois les paramètres de poids (+1,9%) et de coût (+3,2%) se sont vus sensiblement augmenter au passage de la 1^{ère} à la 5^{ème} phase. Le processus visant à rendre cette solution 4, solution de coût minimum de la courbe Pareto, constructible a donc particulièrement nuit à sa compétitivité, plus que pour d'autres solutions comme la 3 ou la 5 par exemple, qui restent proches de leur position initiale.



Graphique III-XV : Comparaison des courbes Pareto avec gamme industrielle et étendue

Le Graphique III-XV trace la courbe Pareto des solutions constructibles avec gamme industrielle en regard d'une courbe Pareto extrapolée des solutions constructibles avec gamme étendue. Le gain pouvant être réalisé en admettant une gamme étendue est particulièrement visible dans ce cas-ci, de sorte qu'il faut discuter de l'intérêt de considérer les solutions 1 et 2 comme optimum éventuels. Cependant, nous établissons d'abord les valeurs des indices de distance à l'origine des différentes solutions afin de discuter sur une base quantitative.

Les valeurs des distances à l'origine des solutions sont reprises au Graphique III-XVI.



Graphique III-XVI : Distance à l'origine des différentes solutions

La solution optimale absolue (selon l'indice de distance à l'origine) est la solution 2 avec un indice de 1,407. La solution optimale si nous considérons les solutions élaborées avec la gamme industrielle est la solution 5 avec un indice de 1,438. Il pourrait être intéressant de considérer la solution 2 bien qu'elle soit établie avec une gamme étendue. En effet, voyons le gain qu'elle permet de réaliser par rapport à la solution 5 :

- Réduction de coût : de 54 526 euros à 49 880 euros, soit réduction de 8,5% du coût de la solution 5. Il s'agit d'une économie de 4646 euros.
- Augmentation de poids : de 296kN à 308kN, soit augmentation de 4,1% du poids de la solution 5. Il s'agit d'une augmentation de 1,2 tonne.

La réduction de coût est donc conséquente (8,5%, approchant des 10% définis dans les critères de choix) mais le poids est sensiblement augmenté (4,1%, supérieur aux 2% définis dans les critères de choix). Ici, il nous semble donc que la diminution de coût n'est pas d'ordre suffisant pour justifier la production d'une solution non standard. Cependant, il était intéressant d'établir cette solution qui montre clairement dans ce cas-ci les gains, parfois substantiels, auxquels l'on peut prétendre en admettant des valeurs moins courantes, même si ces dimensions non standards présentent d'autres désavantages, comme par exemple le risque accru de déchirure en cas de choc concentré sur une tôle d'épaisseur très réduite.

La solution retenue pour le modèle B1 est donc la solution n°5. Toutefois, au cas où le poids serait considéré comme devant prévaloir sur le coût, nous pourrions choisir la solution 3 plutôt que la 5. Cette solution est pratiquement aussi compétitive (distance à l'origine : 1,439 au lieu de 1,438) et c'est la solution de poids minimum avec dimensions standardisées. Cela dit, la différence sur le résultat est minime puisque son poids est de 294kN (au lieu de 296kN pour la 5) et son coût de 55 002 euros (au lieu de 54 526 euros pour la 5).

III.7.2.3. Solution finale pour le modèle B1

Le processus d'optimisation pour le modèle B1 est terminé. Nous retenons les caractéristiques de la solution retenue pour comparaison avec les solutions des autres modèles (Tableau III-18).

Solution B1	Solution 5
Poids	29.6 t
Poids total	41.1 t
Coût	54 526 €

Tableau III-18 : Caractéristiques de la solution du modèle B1

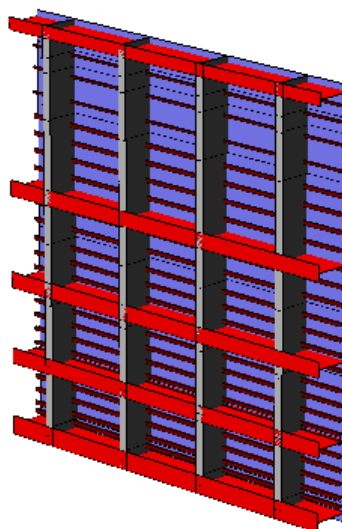


Figure III-VII : Vue en perspective de la solution du modèle B1

III.7.3. Discussion sur la largeur

Sur base du résultat B1, nous analysons les contraintes qui apparaissent dans la tôle afin de décider s'il est plus judicieux d'étudier une solution de plus grande largeur (par rapport à 1,20 m, largeur du modèle B1), ou au contraire de largeur réduite. Nous choisissons les panneaux 5 et 7. Le panneau 5 est très sollicité et le panneau 7 subit d'importantes contraintes venant de la flexion d'ensemble. Les contraintes dans la tôle pour la solution B1 (solution 5, retenue), dans le panneau 5, valent :

- σ_y , contrainte transversale selon Oy, flexion avec cadres = 37,9MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion avec raidisseurs = 51,4MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion d'ensemble = 58,9MPa
- σ_y , contrainte longitudinale selon Oy, effet plaque = 103,5MPa

$$\text{➤ Total : } \sigma_{VM} = \sqrt{[(51,4 + 58,9)^2 + (37,9 + 103,5)^2]} = 179,3\text{MPa}$$

La composante des contraintes sur laquelle nous pouvons avoir une influence en augmentant la largeur est la flexion d'ensemble. La contrainte provenant de la flexion d'ensemble vaut 58,9MPa, soit 32,8% de la contrainte de Von Mises pour la tôle. Il s'agit là du même ordre de grandeur que dans le cas du modèle A1, et nous avons déduit alors que cette composante n'est pas suffisamment importante pour qu'il soit intéressant d'augmenter la largeur. En conclusion, d'après l'étude du panneau 5, il convient d'étudier un modèle B2 de largeur inférieure à la largeur du modèle B1.

Les contraintes dans la tôle pour la solution B1 (solution 5, retenue), dans le panneau 7, valent :

- σ_y , contrainte transversale selon Oy, flexion avec cadres = 36,3MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion avec raidisseurs = 41,9MPa
- σ_x , contrainte longitudinale selon Ox, flexion d'ensemble = 74,7MPa
- σ_y , contrainte longitudinale selon Oy, effet plaque = 92,2MPa

$$\text{➤ Total : } \sigma_{VM} = \sqrt{[(41,9 + 74,7)^2 + (36,3 + 92,2)^2]} = 173,5\text{MPa}$$

La contrainte provenant de la flexion d'ensemble vaut 74,7MPa, soit 43,0% de la contrainte de Von Mises pour la tôle. Il s'agit donc d'une composante prépondérante. En augmentant la largeur de la porte de 50% et en diminuant de 20% l'épaisseur de la tôle, la contrainte de flexion globale diminue et la contrainte par effet plaque augmente. Nous pouvons estimer la nouvelle contrainte de Von Mises (avec largeur de 1,80m et épaisseur de tôle réduite de 20%) :

$$\sigma_{VM} = \sqrt{[(41,9 + 74,7)^2 + (36,3 + 144,1)^2]} = 214,8\text{MPa} \gg 173,5\text{MPa}$$

Augmenter de 50% la largeur de la porte ne permet donc pas de diminuer de l'ordre de 20% l'épaisseur de la tôle dans le panneau 7. De plus, il convient de se rappeler que nous étudions ici le panneau 7 précisément parce que dans ce panneau, la contrainte de flexion globale est importante et donc le gain éventuel peut être important. Au total, nous concluons qu'il n'est pas intéressant d'augmenter la largeur de la porte.

En conclusion, les contraintes venant de la flexion d'ensemble ne sont pas suffisamment déterminantes pour qu'une augmentation de largeur puisse engendrer une solution plus intéressante au point de vue global (c'est-à-dire en prenant en compte les surcoûts de génie civil). Nous allons donc étudier un modèle de 1,00 m de largeur.

III.8. Modèle B2

III.8.1. Définition des données de départ pour le modèle B2

Les données principales concernant la géométrie du modèle B2 sont synthétisées dans le Tableau III-19. Les caractéristiques du chargement sont les mêmes que pour le modèle B1.

Porte modèle B2		
Choix de conception 1	Avec ballast	Sans ballast
Choix de conception 2	Largeur 1.20m	Largeur 1.00m
Longueur réelle de la porte		13,70 m
Longueur du modèle LBR-5		13,10 m
Hauteur de la porte		13,60 m
Caissons étanches		///
Traverses : nombre		5
Traverses : position	0,30 m ; 2,60 m ; 5,10 m ; 8,10 m ; 13,40 m	

Tableau III-19 : Données géométriques du modèle B2

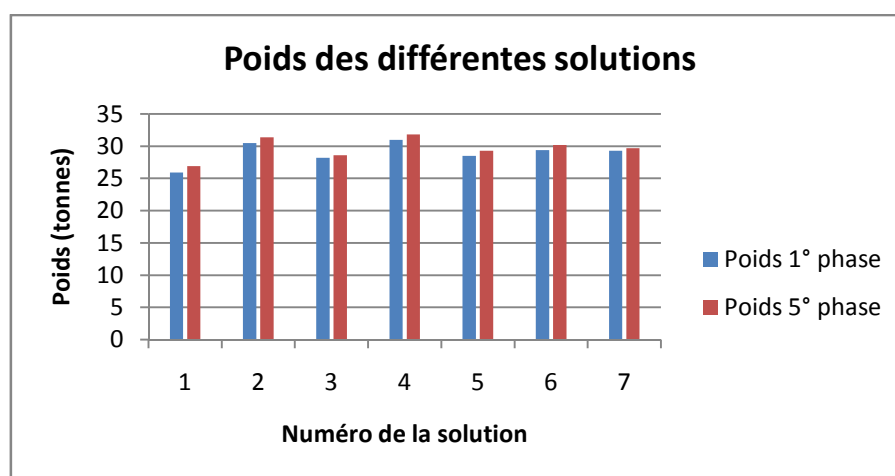
III.8.2. Optimisation du modèle

III.8.2.1. Etablissement de la courbe Pareto

L'établissement de la courbe Pareto pour le modèle B2 se fait conformément au processus défini précédemment. Nous relevons pour chacune des sept solutions du modèle B2 les paramètres de poids et de coût obtenus. Les poids obtenus sont synthétisés dans le Tableau III-20 et représentés sur le Graphique III-XVII.

Poids (t)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	25,9	30,5	28,2	31,0	28,5	29,4	29,3
Phase 5	26,9	31,4	28,6	31,8	29,3	30,2	29,7

Tableau III-20 : Poids des solutions du modèle B2

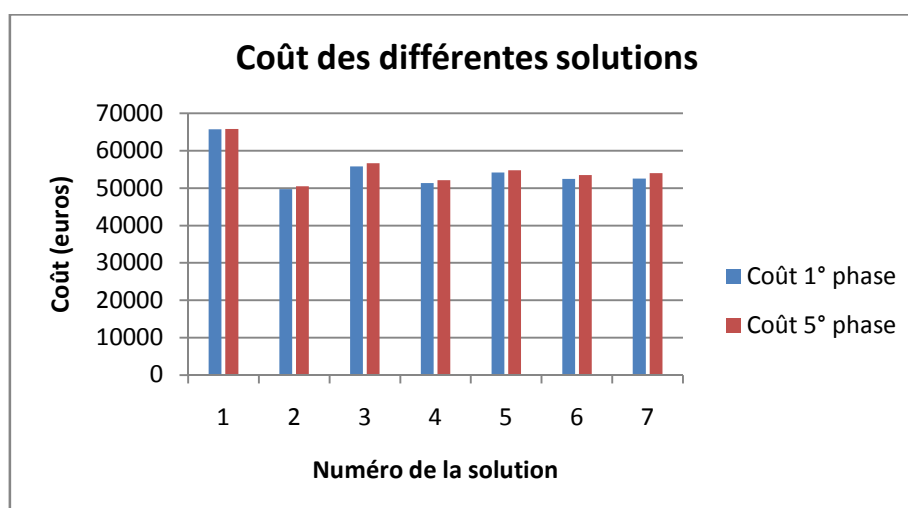


Graphique III-XVII : Comparaison des poids des solutions du modèle B2

Les poids se situent majoritairement entre 25 et 30 tonnes, comme pour le modèle B1. Nous présentons dans le Tableau III-21 et sur le Graphique III-XVIII les résultats concernant les coûts pour les solutions du modèle B2. Comme pour le modèle B1, nous obtenons des coûts proches les uns des autres, légèrement au-dessus de 50 000 euros, excepté pour la solution 1, beaucoup plus chère.

Coût (€)/N° solution	1	2	3	4	5	6	7
Phase 1	65 686	49 707	55 777	51 321	54 168	52 430	52 541
Phase 5	65 840	50 515	56 632	52 142	54 796	53 496	53 979

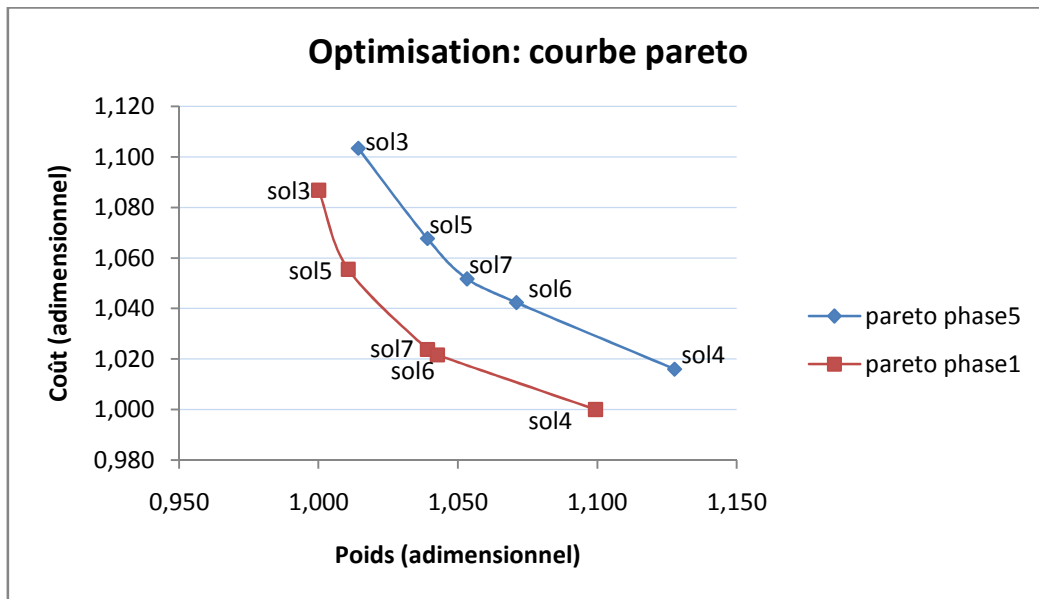
Tableau III-21 : Coûts des solutions optimisées du modèle B2



Graphique III-XVIII : Comparaison des coûts modèle B2

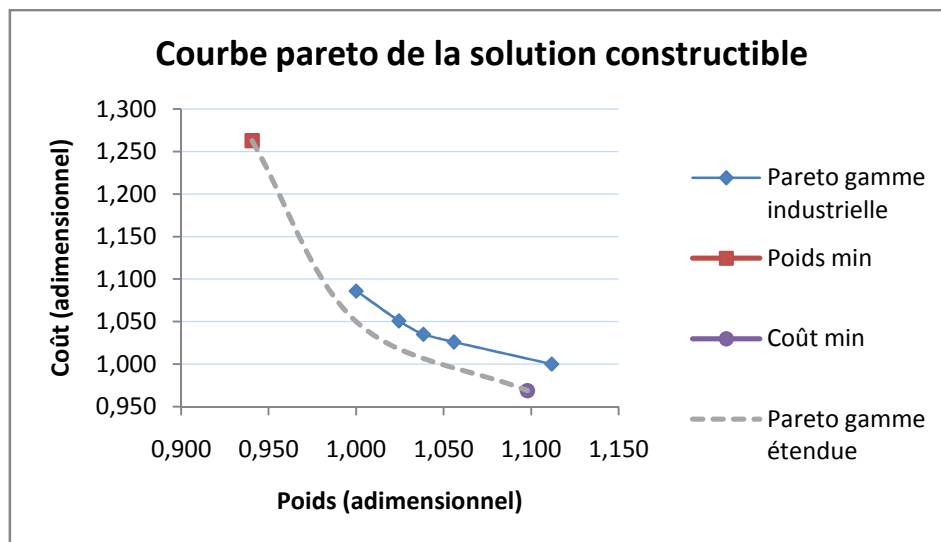
III.8.2.2. Courbe Pareto

Nous établissons la courbe Pareto du modèle B2. Les courbes Pareto après la 1^{ère} et la 5^{ème} phase sont représentées sur le Graphique III-XIX.



Graphique III-XIX : Courbes Pareto après la 1^{ère} et après la 5^{ème} phase

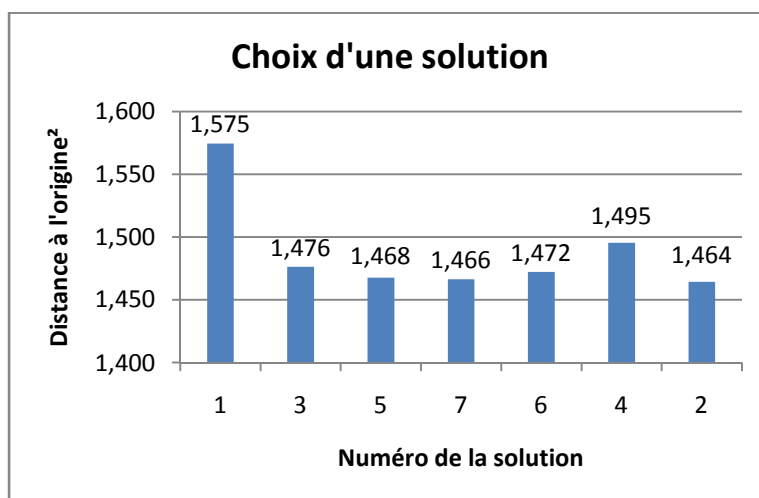
La courbe Pareto des solutions constructibles (après la 5^{ème} phase) est restée pratiquement parallèle à la courbe obtenue après la 1^{ère} phase, ce qui indique que les paramètres de poids et de coût de chaque solution se sont trouvés augmentés dans la même proportion suite au processus visant à rendre les solutions constructibles. A priori comme il s'agit d'une courbe Pareto de forme typique, nous nous attendons à ce que, en accord avec le critère que nous retenons, ce soit la solution centrale, la 7, qui ressorte comme optimale. En effet, si nous considérons avec la même pondération le poids et le coût, ce sont forcément les solutions du milieu de la courbe qui sont préférables. Mais avant tout, regardons ce que donnent les solutions établies avec une gamme étendue (Graphique III-XX).



Graphique III-XX : Comparaison des courbes Pareto avec gamme industrielle et étendue

La courbe Pareto avec gamme étendue se situe peu en-dessous de la courbe Pareto avec gamme industrielle, de sorte qu'il ne semble pas avantageux de retenir une solution aux dimensions non

standards. Le graphique suivant corrobore cette remarque puisque nous voyons que l'indice de distance à l'origine de la solution 2 est extrêmement proche de celui des solutions 5 et 7.



Graphique III-XXI : Distance à l'origine des différentes solutions

Au vu du faible écart entre les solutions 7 et 2, et étant donné que la solution 7 est établie avec une gamme de variation standard des variables de conception (ce qui n'est pas le cas de la solution 2), la solution 7 ressort comme la plus avantageuse selon les critères choisis. C'est une solution intermédiaire au niveau de l'optimisation (coût et poids pris en compte). En outre, cette solution est déjà après la première phase, la solution d'indice de distance à l'origine minimum parmi les solutions industrielles.

III.8.2.3. Solution finale pour le modèle B2

Le processus d'optimisation pour le modèle B2 est terminé. Nous retenons les caractéristiques de la solution retenue pour comparaison avec les solutions des autres modèles (Tableau III-22). La solution est représentée sur la Figure III-VIII.

Solution B2	Solution 7
Poids	29,7 t
Poids total	41,2 t
Coût	53 979 €

Tableau III-22 : Caractéristiques de la solution du modèle B2

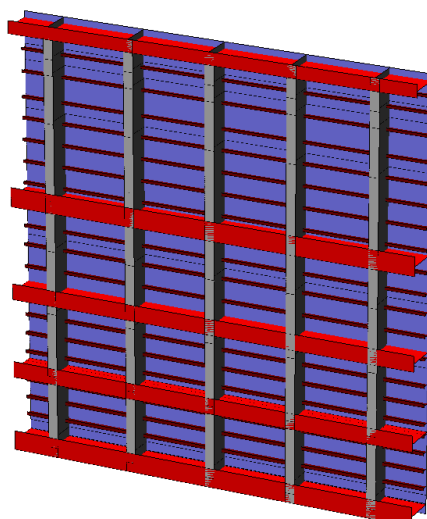


Figure III-VIII : Vue en perspective de la solution du modèle B2

III.9. Résultats

III.9.1. Présentation des résultats

III.9.1.1. Comparaison des 4 modèles

Nous reprenons ci-dessous les caractéristiques des 4 solutions retenues pour les modèles A1, A2, B1, B2. Nous considérons le poids total, qui outre le poids donné par l'optimiseur de *LBR-5*, considère le poids supplémentaire dû aux traverses et éléments secondaires. Le poids total est d'abord donné tel quel, ensuite il est donné corrigé avec un coefficient de majoration de 15%. Ce coefficient prend en compte les éléments suivants :

- Présence d'un cadre supplémentaire (cadres aux extrémités)
- Peinture
- Equipements
- Dispositifs d'appui, d'étanchéité, ...

Ensuite, pour les solutions de porte avec ballast, le poids total corrigé est diminué de la valeur de la poussée agissant sur les ballasts. Le poids donné et donc un poids déjaugé, qui représente le poids repris par les câbles et le dispositif de manœuvre en service, quand les ballasts sont immergés. Le volume des ballasts est identique pour les modèles A1 et A2, il vaut :

$$13,10 \text{ m} \times 1,00 \text{ m} \times 4,20 \text{ m} = 13,10 \text{ m} \times 1,20 \text{ m} \times 3,50 \text{ m} = 55,0 \text{ m}^3$$

Les compartiments sont remplis d'une mousse imperméable de type polyuréthane (densité de l'ordre de 35 kg/m^3) afin d'assurer leur bonne tenue dans le temps. La poussée résultante sur les caissons vaut donc :

$$55,0 \text{ m}^3 \times \left(\frac{10 \text{ kN}}{\text{m}^3} - \frac{0,35 \text{ kN}}{\text{m}^3} \right) = 531 \text{ kN}$$

Le volume des ballasts est adapté pour permettre de compenser 95% du poids total corrigé des portes. Toutefois, la pratique habituelle consiste à compenser 90% du poids propre de la structure avec la poussée, et ce afin de conserver un effort suffisant sur les mécanismes pour assurer le bon déroulement des manœuvres. Il conviendra donc de lester avec environ 2 tonnes la structure pour obtenir le poids total corrigé déjaugé donné dans le Tableau III-23.

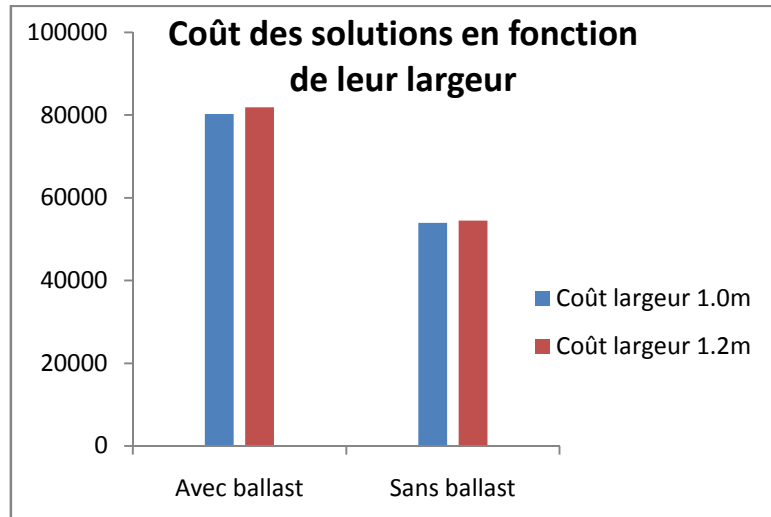
	A1	A2	B1	B2
Poids total (kN)	482	484	411	412
Poids total corrigé (kN)	554	557	473	474
Poids total corrigé déjaugé (kN)	55 (10%)	56 (10%)	473	474
Coût (euros)	81 861	80 281	54 526	53 979
Largeur (m)	1,20	1,00	1,20	1,00
Nombre de cadres (réel)	5-7-13	5-7-13	5	6

Tableau III-23 : Caractéristiques des solutions retenues pour les quatre modèles

III.9.1.2. Influence de la largeur

Nous commençons par discuter de l'influence de la largeur, en comparant la solution du modèle A1 avec celle du modèle A2, et la solution du modèle B1 avec celle du modèle B2 (Graphique III-XXII).

Les solutions d'1,00m de largeur sont légèrement moins coûteuses que celles d'1,20 de largeur.



Graphique III-XXII : Comparaison du coût en fonction de la largeur

La solution du modèle B2 a sensiblement le même poids que celle du modèle B1. De même, la solution du modèle A2 a sensiblement le même poids que celle du modèle A1, d'autant plus qu'un éventuel surpoids est compensé par le fait que les ballasts compensent en grande partie le poids total ; au final les poids des deux solutions (A1 et A2) sont donc identiques.

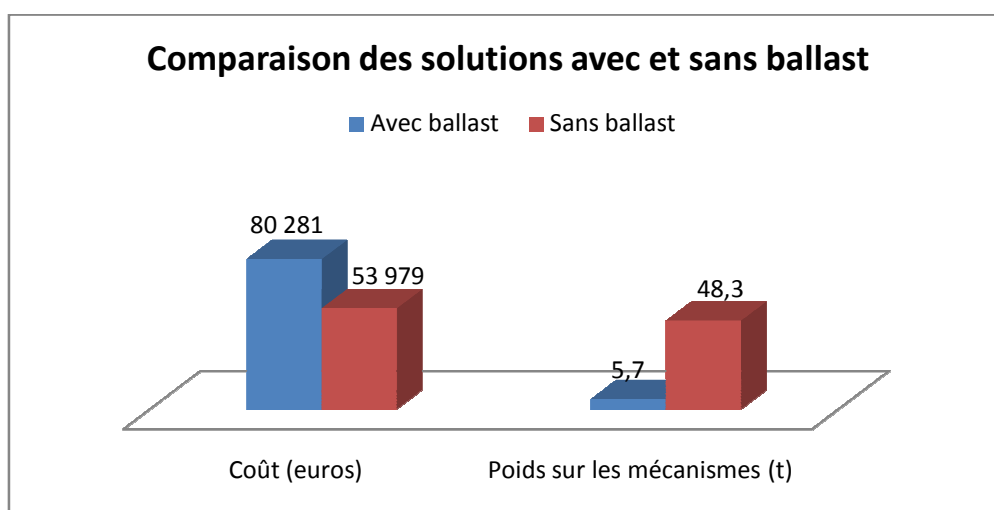
Rappelons que dans les critères de choix, il a été défini que les solutions d'1,20 m ne deviendraient intéressantes que si elles présentaient un avantage conséquent sur les solutions d'1,00 m. Les résultats montrent ici que ce n'est pas le cas, les solutions plus larges vont engendrer des surcoûts sur le génie civil, sur les portiques (elles nécessitent des portiques plus larges si nous désirons pouvoir installer/retirer la porte par le haut, en la passant entre les deux portiques), et ces surcoûts ne sont pas compensés par des avantages au niveau du poids et du coût de la structure de la porte elle-même.

En conclusion, il apparaît très clairement que les solutions d'1,00 m de largeur sont préférables aux solutions d'1,20 m. Il apparaît donc que le choix doit s'effectuer entre A2 et B2. Rappelons que la largeur de 1,00 m a été fixée comme un minimum pour des considérations non structurelles (présence d'une passerelle, par exemple).

III.9.1.3. Intérêt du ballast

Comme nous l'avons vu, les ballasts ont été dimensionnés de telle sorte qu'ils permettent de diminuer de 90% le poids effectif de la structure sur les mécanismes. Cela va engendrer des conséquences bénéfiques sur les mécanismes tels que les chemins de roulement et les câbles, mais aussi sur les portiques. Ces bénéfices ne vont cependant pas faire l'objet d'une étude quantitative dans ce travail, et il faut bien dès lors définir un critère de choix arbitraire. Nous avons décidé que les solutions avec ballasts devaient être privilégiées pour peu que leur coût ne dépasse pas de plus de 30% le coût des solutions sans ballast. Bien entendu, il s'agit là d'un critère arbitraire défini pour nous permettre de poser un choix pour la suite de notre étude, qui ne porte que sur une seule solution. Il va sans dire que nous avons choisi de présenter les solutions avec ballasts et qu'il serait toujours possible de revenir sur leur étude par la suite s'il s'avérait que le critère de choix retenu n'était pas conforme aux souhaits des décideurs. Le Graphique III-XXIII compare la solution A2, avec ballast, à la solution B2, sans ballast.

La solution du modèle A2 représente un surcoût de 48,7% par rapport à la solution du modèle B2. Ce surcoût ne prend pas en compte les aspects spécifiques liés aux ballasts, tel que la mousse de remplissage des caissons par exemple. En revanche, il ne prend pas en compte non plus les éventuelles réductions de coût sur les mécanismes, les câbles ou les portiques grâce à l'usage de ballast. Ici, nous comparons uniquement le coût de la structure des portes.



Graphique III-XXIII : Comparaison des solutions avec ballast et sans ballast

L'état actuel de la technique permet d'envisager une solution avec ballast pour laquelle les coûts de maintenance et d'inspection du système de ballast soient limités ; en effet, il existe des mousses dont les pores ne sont pas reliés entre eux et qui assurent dès lors que le caisson ne se remplira jamais. L'usage d'un tel type de mousse permet donc d'assurer avec une sécurité raisonnable que la tenue dans le temps des ballasts sera conforme aux attentes, c'est-à-dire que le poids de la porte ballastée restera constant. Nous pouvons dans ce cas estimer que les surcoûts liés à l'inspection du système de ballast ne seront pas déterminants ; cela dit il conviendrait tout de même de mener une étude rigoureuse pour chiffrer ces surcoûts et s'en faire une idée plus précise.

Néanmoins, il existe toujours des cas, même exceptionnels, où les ballasts n'agissent pas. C'est par exemple le cas si l'on met à sec le sas de l'écluse. Dans ce cas, il convient d'avoir dimensionné le système pour la reprise du poids total de la structure, ou alors de prendre des mesures spécifiques lorsqu'une vidange du sas est prévue. Il faut admettre que cela représente une source d'erreur supplémentaire par rapport à une solution sans ballast dont on sait qu'elle pèsera toujours le même poids, même si cette source d'erreur est tout à fait contrôlable.

Les avantages de l'usage de ballasts sont principalement liés au fait que le poids sur les mécanismes se trouve réduit, limitant dès lors les sollicitations sur ceux-ci. Cela a pour effet de diminuer l'usure des mécanismes, ainsi que de réduire les effets de phénomènes tels que la fatigue ou les vibrations.

Il conviendrait évidemment de chiffrer les effets bénéfiques des ballasts afin de les comparer au surcoût à la construction, sans oublier les surcoûts d'entretien et d'inspection. Seule une étude quantitative sur ces différents aspects permettrait d'avoir les éléments nécessaires à la décision. Toutefois, cela n'est pas l'objet de ce travail qui entend uniquement présenter des études techniques utiles à l'avancée de l'étude d'avant-projet. Dans cette optique, nous avons fixé un critère de choix à 30% du surcoût et ici ce critère est largement dépassé. Nous considérons donc que la solution sans ballast (B2) est préférable, au vu de la différence de coût à la construction.

Au final, c'est donc **la solution B2, numéro 7**, qui est retenue comme optimale pour la porte aval, en accord avec les critères de choix retenus, et sur laquelle se concentre la suite de l'étude.

III.9.1. Vérification en sollicitation inversée

Nous avons choisi d'étudier la porte aval positionnée avec le bordé vers l'aval et les raidisseurs vers l'amont (sens « cadres vers l'extérieur »). Les avantages de cette orientation de la porte sont liés à la réalisation de l'étanchéité. L'étanchéité et la transmission d'efforts peuvent se faire au même point parce qu'il n'y a pas de problème de flottabilité, l'eau pesant sur les traverses horizontales. Au

contraire, pour une porte positionnée cadres vers l'intérieur, l'étanchéité ne peut se faire au même point que la transmission d'efforts car cela engendrerait des sous-pressions sur la porte. La Figure III-IX montre le problème de l'étanchéité selon le sens d'orientation de la porte.

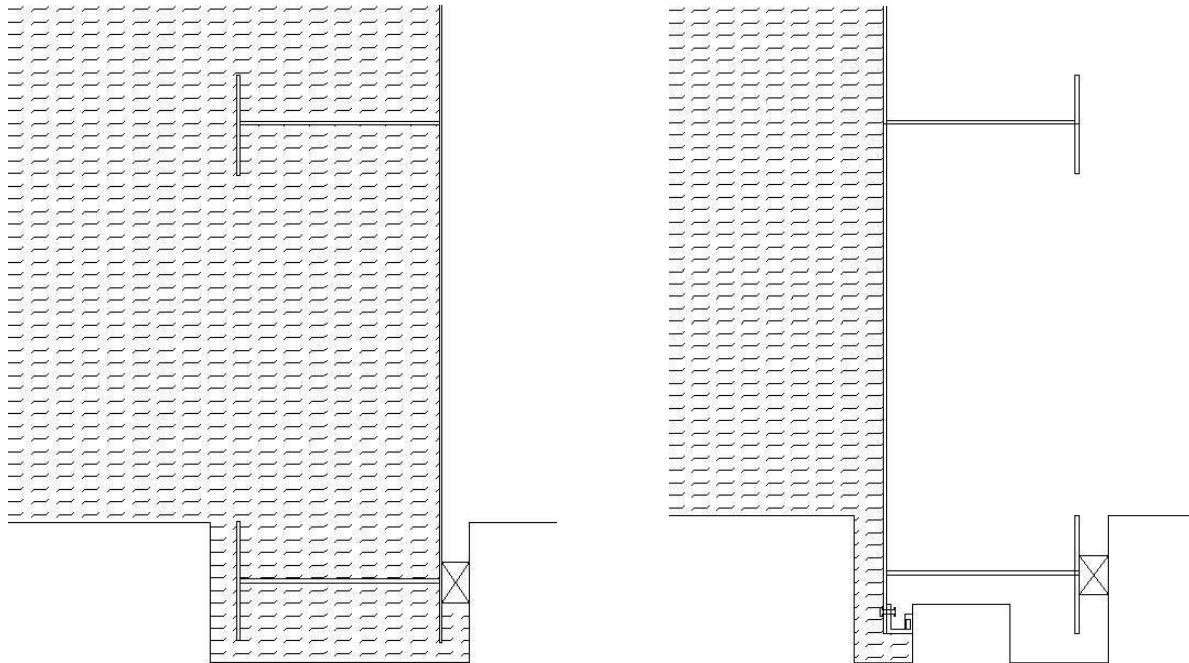


Figure III-IX : Etanchéité d'une porte orientée cadres vers l'extérieur (à gauche) et cadres vers l'intérieur (à droite)

Nous pouvons voir que lorsque la porte est orientée cadres vers l'intérieur, l'étanchéité se fait séparément de la transmission d'efforts.

Orienter la porte avec les cadres vers l'intérieur offre l'avantage que les différents raidisseurs sont sollicités principalement en traction. Au contraire, avec les cadres vers l'extérieur, les semelles des raidisseurs sont comprimées, ce qui peut engendrer des phénomènes d'instabilités dans les raidisseurs. Pour le bordé, la conclusion est inversée, comme le montre la Figure III-X. Toutefois, la fibre neutre est généralement décalée vers le bordé de sorte qu'il est préférable, du point de vue de l'instabilité, de faire travailler les raidisseurs en traction.

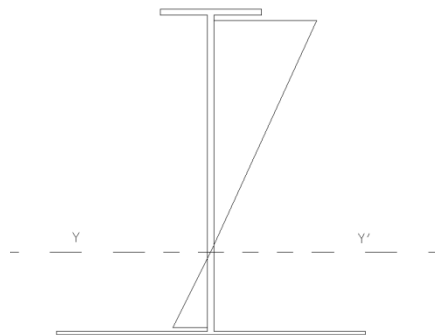


Figure III-X : Contraintes de flexion d'ensemble dans la section composée d'un raidisseur et sa tôle collaborante

Nous vérifions à présent que la porte qui est dimensionnée ici peut être positionnée indifféremment dans les deux sens. Lors de l'étude du choc de bateau, nous considérons que la porte est orientée cadres vers l'intérieur et que la barge, venant de l'amont, entre en contact avec la porte du côté du bordé.

La Figure III-XI montre la porte aval, orientée cadres vers l'intérieur, soumise au cas de chargement C3.

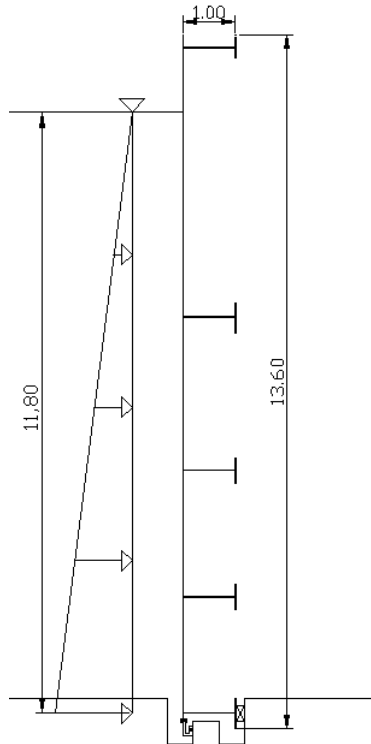


Figure III-XI : Sens de sollicitation inversée, dite « cadres vers l'intérieur »

Comme nous avons réalisé un dimensionnement élastique, les contraintes sont inchangées en valeur absolue si l'on multiplie les charges par (-1). Cependant, des problèmes de voilement peuvent apparaître dans les morceaux de bordages non raidis situés entre deux cadres et deux raidisseurs, où la tôle travaille à présent en compression pour son comportement global. En effet dans la situation de sollicitation inversée, les semelles des raidisseurs sont en traction et la tôle en compression. Le diagramme bitriangulaire de contraintes locales dans la tôle se somme au diagramme trapézoïdal de contraintes de compression venant de la flexion globale, ce qui donne principalement de la compression dans la tôle (Figure III-XII).

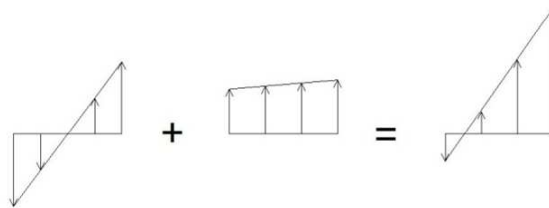


Figure III-XII : Etat de contrainte dans la tôle, résultat des composantes locales et globales

Le logiciel *LBR-5* prend en compte le risque de voilement dans la tôle entre deux raidisseurs et deux cadres via l'algorithme *PLTBEN* (*plate bending*) développé par Hugues. Cet algorithme calcule l'épaisseur minimale à donner à la tôle à l'intérieur d'une maille élémentaire (zone entre deux cadres et deux raidisseurs), pour obtenir un niveau de contrainte maximum élastique et pour éviter le phénomène de voilement. Il prend en compte à la fois les contraintes primaires (flexion d'ensemble), les contraintes secondaires (flexion des cadres) et les contraintes tertiaires (flexion locale).

Nous réalisons l'analyse en sollicitation inversée pour le cas de chargement C3 dans le logiciel *LBR-5*. Plusieurs panneaux présentent des problèmes de voilement (épaisseur insuffisante selon l'algorithme *PLTBEN*) et nous sommes donc amenés à augmenter leur épaisseur. Par la suite, nous retenons ces nouvelles épaisseurs de bordé de manière à définir une porte aval qui peut indifféremment être positionnée dans le sens cadres vers l'extérieur ou cadres vers l'intérieur.

Nous effectuons à présent l'analyse de la structure, avec intégration de ces modifications, sous les différents cas de chargement. Nous nous assurons à chaque fois que l'épaisseur de bordé est suffisante pour éviter le voilement local lorsque la porte est orientée cadres vers l'intérieur.

III.9.2. Vérification aux autres cas de chargement hydrostatiques

III.9.2.1. Cas de chargement C2

Nous commençons par rappeler les différents cas de chargement dans le Tableau III-24.

Cas de chargement		Occurrence	Niveau sas (m)	Niveau aval (m)
C1	Cas courant	Normale	+121,10	+113,60
C2	Crue	Exceptionnelle	+121,60	+113,60
C3	Mise à sec	Exceptionnelle	+121,10	Vide

Tableau III-24 : Rappel des cas de chargement

Afin d'alléger le processus d'optimisation, celui-ci a été élaboré uniquement sur base du cas de charge C3. Ce cas de chargement est effectivement le cas hydrostatique le plus défavorable puisque la différence de charge hydrostatique est maximale (11,80 m). Toutefois, le cas de chargement C2 soumet les panneaux supérieurs à une charge hydrostatique de 0,50 m supérieure. Il convient de vérifier que ces panneaux supérieurs sont dimensionnés pour reprendre ce surplus local de pression. Les vérifications sont menées dans les deux sens de sollicitations.

Nous constatons que pour reprendre le cas de charge C2, il est nécessaire de renforcer légèrement les raidisseurs des panneaux centraux, et la traverse située à 8,10 m de haut. Cela s'explique par le fait que cette zone est plus sollicitée par le chargement C2 que par le chargement C3.

III.9.2.2. Résultats de l'analyse de la structure finale

La structure a finalement été un peu renforcée suite à l'analyse du cas de sollicitation inversée et du cas de chargement C2. Avec la structure finale ainsi obtenue, nous calculons les valeurs de contraintes et flèches maximales respectivement pour les trois cas de chargement, dans les deux sens de sollicitation. Nous appelons « sens 1 » le cas où la porte est placée cadres vers l'extérieur, tandis que le sens 2 est le cas où la porte est placée cadres vers l'intérieur (sens de « sollicitation inversée »). Les résultats sont repris dans le Tableau III-25.

Chargement	C1 (en service)		C2 (crue)		C3 (bief aval à sec)	
Orientations de la porte	Sens 1	Sens 2	Sens 1	Sens 2	Sens 1	Sens 2
σ_{max} traverses : σ_{VM} dans la semelle	151 MPa		168 MPa		159 MPa	
σ_{max} raidisseurs : σ_{VM} dans la semelle, avec flexion locale	156 MPa		168 MPa		171 MPa	
σ_{max} cadres : σ_{VM} dans la semelle	157 MPa		169 MPa		174 MPa	
Rapport d/d_{min} minimal pour le bordé	1,16	1,08	1,11	1,04	1,13	1,06
Flèche maximale à mi-portée	1,83 cm		2,04 cm		1,94 cm	

Tableau III-25 : Contraintes maximales dans les éléments et flèche maximale pour les différents cas de chargement

Les critères de dimensionnement élastique définis dans la partie « restrictions structurelles » sont respectés. Nous présentons à la Figure III-XIII la distribution des contraintes de comparaison de Von Mises à la jonction âme semelle des cadres pour le cas de chargement C3. La Figure III-XIV donne la flèche à mi-portée.

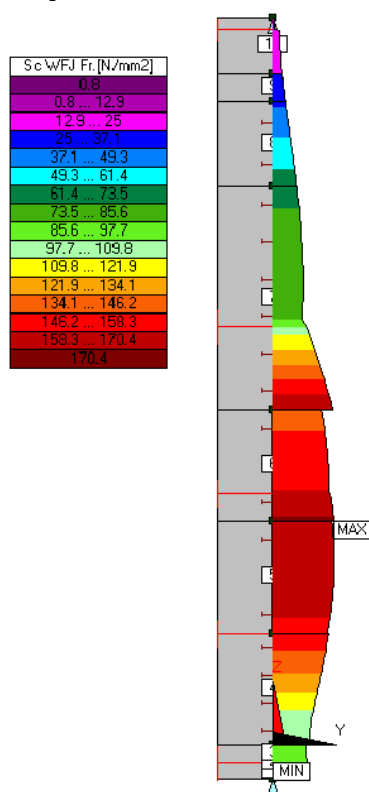


Figure III-XIII : σ_{vM} dans les cadres à mi-portée

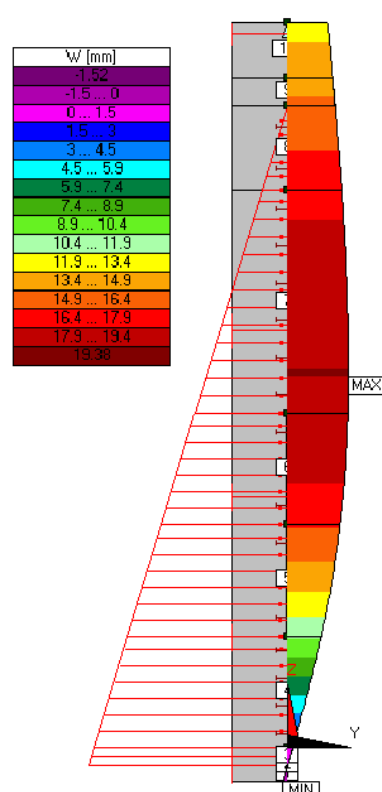


Figure III-XIV : Déformée de la porte à mi-portée

III.9.3. Prise en compte des modifications dans la comparaison entre solutions

La prise en compte des cas de sollicitations inversées et de chargement C2 nous a amené à augmenter les dimensions de quelques éléments de la structure. En toute rigueur, il convient de justifier que la solution retenue reste bien l'optimum, selon les critères considérés, après ces modifications, faute de quoi le processus d'optimisation et de comparaison développé dans cette section serait à recommencer. Nous comparons d'abord les nouvelles valeurs de poids total et de coût de la solution retenue, obtenues après modifications des dimensions, avec celles des solutions des autres modèles. Le Tableau III-26 reprend les valeurs à considérer.

Comparaison des modèles	A1	A2	B1	B2corrigé
Poids total (kN)	482	484	411	438
Poids total corrigé (kN)	554	557	473	504
Poids total corrigé déjaugé (kN)	55 (10%)	56 (10%)	473	504
Coût (euros)	81 861	80 281	54 526	56 202
Largeur (m)	1,20	1,00	1,20	1,00
N° de cadres (réel)	5-7-13	5-7-13	5	6

Tableau III-26 : Comparaison des modèles avec prise en compte des modifications sur la solution retenue

Comme nous le voyons, la solution corrigée du modèle B2 présente maintenant un surpoids de 6,6% par rapport à la solution (non corrigée) du modèle B1, ainsi qu'un surcoût de 3,1%. La décision peut dès lors sembler moins évidente qu'auparavant. Nous avons dit précédemment que la solution la plus large devrait présenter un avantage *conséquent* sur la solution la moins large pour pouvoir être retenue malgré les surcoûts sur le génie civil et les portiques engendrés par sa sur-largeur. Comme nous nous trouvons ici devant une situation difficile à trancher, il nous semble intéressant de commencer par vérifier dans quelle mesure la solution B1 devrait être corrigée pour prendre en compte les sollicitations inversées. Après analyse avec *LBR-5*, nous constatons qu'il est nécessaire d'augmenter l'épaisseur des panneaux de la moitié supérieure de la porte. Ces modifications portent le poids total à 421kN et le coût à 55443 euros. Après ces modifications, nous constatons que la solution B2 ne présente plus qu'un surpoids de 4,0% et un surcoût de 1,4% par rapport à la solution B2. Ces écarts trop faibles ne plaident pas en faveur d'une augmentation de largeur de 20%, la solution d'1,0 m (B2) reste donc préférable à la solution d'1,2 m (B1).

Considérant la question des ballasts, la solution A2 reste largement moins économique que la solution B2 (+42,8%), nous conduisant à rejeter à nouveau les solutions avec ballasts. Nous pouvons donc affirmer que le modèle B2 reste, malgré les corrections effectuées, le modèle le plus intéressant de porte aval. Cette constatation est d'autant plus vraie que nous n'avons pas vérifié les autres modèles au cas de sollicitation inversée (excepté le modèle B1) et au chargement C2, et qu'il est probable que ces vérifications auraient entraîné quelques retouches sur les autres modèles également, augmentant leur poids et leur coût.

Il reste à vérifier qu'au sein du modèle B2, les comparaisons effectuées entre les sept solutions optimisées restent valables. Une analyse rapide de ces sept solutions sous sollicitation inversée montre qu'il est chaque fois nécessaire d'épaissir la majorité des panneaux, de la même manière que c'était nécessaire pour la solution n°7. Les augmentations de poids et de coût sont du même ordre que pour la solution n°7. Nous en concluons que cette solution reste bien l'optimum, selon les critères considérés. Les analyses supplémentaires menées sur cette solution ont entraîné quelques modifications, mais ces modifications n'altèrent pas sa qualité d'optimum face aux autres solutions.

III.9.4. *Solution optimum finale*

Nous présentons ci-dessous les caractéristiques finales de la solution retenue (modèle B2, solution 7), légèrement modifiée suite à l'analyse en sollicitation inversée et à l'analyse du cas de chargement C2. Les dimensions sont données dans le Tableau III-27. La colonne de gauche donne la hauteur de la porte à laquelle s'appliquent les dimensions. Les dimensions des raidisseurs et des cadres sont données comme suit : hauteur de l'âme x épaisseur de l'âme – largeur de la semelle x épaisseur de la semelle.

Il convient de signaler que les épaisseurs mentionnées dans le tableau sont des épaisseurs nettes. Nous avons considéré une épaisseur de corrosion de 2 mm qui vient s'ajouter aux épaisseurs reprises ci-dessous (de sorte que l'épaisseur brute de la tôle en partie inférieure de la porte sera de 12 mm).

Hauteur (m)	Epaisseur tôle (mm)	Dimensions raidisseur (mm)	Espacement raidisseur (mm)	Dimensions cadres (mm)
0,00 – 0,30	10	/	/	1000x9 – 300x17
0,30 – 0,60	10	/	/	1000x10 – 300x17
0,60 - 2,60	11	210x6 – 100x9	555	1000x9 – 300x17
2,60 – 4,60	12	210x6 – 100x7	600	1000x9 – 300x18
4,60 – 6,60	12	210x6 – 90x8	700	1000x11 – 300x17
6,60 - 10,60	11	200x6 – 85x7	680	1000x9 – 300x12
10,60 – 13,60	10	200x6 – 80x6	800	1000x9 – 300x12

Tableau III-27 : Dimensions des éléments de la solution

La porte compte six cadres espacés de 2,62 m. Le premier cadre est situé à 0,30 m de l'extrémité de la porte, c'est-à-dire au milieu du bord de 0,60 m faisant appui sur le bajoyer. Le dernier cadre est situé à 13,10 m du premier, soit à 0,30 m de l'autre extrémité de la porte. La Figure III-XV présente une vue en plan de la porte aval.

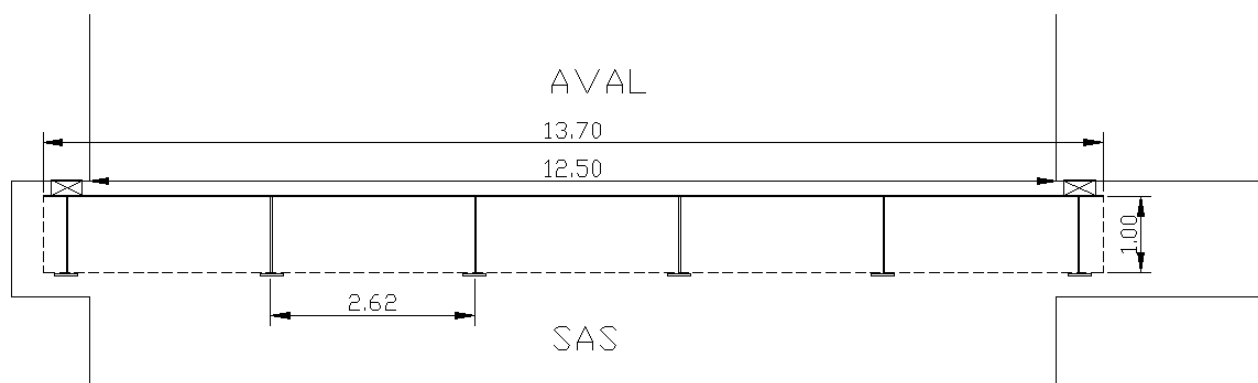


Figure III-XV : Vue en plan de la porte aval, dans le sens "cadres vers l'extérieur"

La porte compte cinq traverses sur la hauteur. Les dimensions des traverses sont données, en millimètres, dans le Tableau III-28.

N° traverse	Position (hauteur)	Hauteur de l'âme	Epaisseur de l'âme	Largeur de la semelle	Epaisseur de la semelle
1	0,30 m	1000	10	600	20
2	2,60 m	1000	10	500	20
3	5,10 m	1000	10	500	25
4	8,10 m	1000	12	600	35
5	13,40 m	1000	10	400	20

Tableau III-28 : Dimensions des traverses

Le poids total corrigé de la solution retenue vaut 51,4 tonnes et son coût 56 202 euros. La Figure III-XVI montre une vue en perspective de la solution retenue.

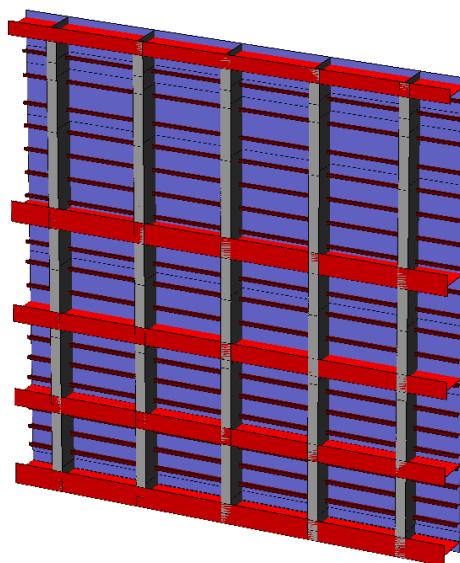


Figure III-XVI : Vue en perspective de la solution de porte aval retenue

IV. MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS DE LA PORTE AVAL

IV.1. Introduction

Dans la section précédente, nous avons comparé entre elles un total de vingt-huit solutions optimisées établies sur base de quatre modèles différents pour aboutir à une solution « optimum » de porte aval. Les dimensions finales de la solution retenue ont été présentées à la fin du processus. A présent, nous développons un modèle élément fini de cette solution.

Le programme éléments finis utilisé est le programme *FINELG*. Dans cette partie, nous développons le modèle de la porte, et nous l'analysons sous les cas de chargement de service (C1) et exceptionnels (C2 et C3). Nous réalisons une analyse linéaire et les résultats obtenus peuvent être comparés avec les résultats du logiciel *LBR-5*. En plus de fournir un élément de comparaison entre les deux programmes, cela nous permet de valider notre modèle éléments finis. Ensuite, nous effectuons une analyse non linéaire sous le cas de chargement C3 afin de la comparer à l'analyse linéaire et de mettre en évidence l'apparition éventuelle de phénomènes de non linéarité géométrique ou matérielle.

A la fin de cette partie, nous disposons du modèle éléments finis de porte aval. Ce modèle a été éprouvé et testé en analyse linéaire sur trois cas simples de chargements hydrostatiques, ainsi que sur un de ces cas en analyse non linéaire. Nous pouvons alors passer à la partie suivante et à l'étude, en analyse non linéaire, du choc de bateau.

IV.2. Modèle *FINELG* de la porte

IV.2.1. Généralités

Les dimensions de la porte sont rappelées ci-dessous :

- Longueur : 13,70 m
- Hauteur : 13,60 m
- Largeur : 1,00 m

Nous exploitons la symétrie de la porte dans la direction longitudinale de sorte qu'il ne faut modéliser qu'une demi-structure. Ce choix s'explique par la volonté de diminuer le temps de calcul en réduisant de moitié le nombre de nœuds et d'éléments. La longueur du modèle est donc de 6,85 m. Les conditions aux limites imposées aux nœuds de la section centrale, afin de modéliser la symétrie, sont :

- Blocage du déplacement selon X
- Blocage de la rotation selon Y
- Blocage de la rotation selon Z

où les axes globaux (X, Y, Z) sont orientés avec l'axe des X dans le sens de la longueur de la porte, l'axe Y dans le sens de la hauteur et l'axe Z transversal au plan de la porte (Figure IV-1).

Les dimensions des éléments du modèle sont celles obtenues suite au processus d'optimisation décrit dans les sections précédentes. L'entre-distance entre cadres (selon x) est de 2620 mm, le premier cadre étant situé à 300 mm de l'extrémité de la porte. L'entre-distance entre raidisseurs et traverses (selon y) varie entre 160 mm et 800 mm, la valeur la plus courante se situant aux alentours de 600 mm.

La loi de matériau utilisée pour l'analyse non linéaire est une loi élastique-parfaitement plastique.

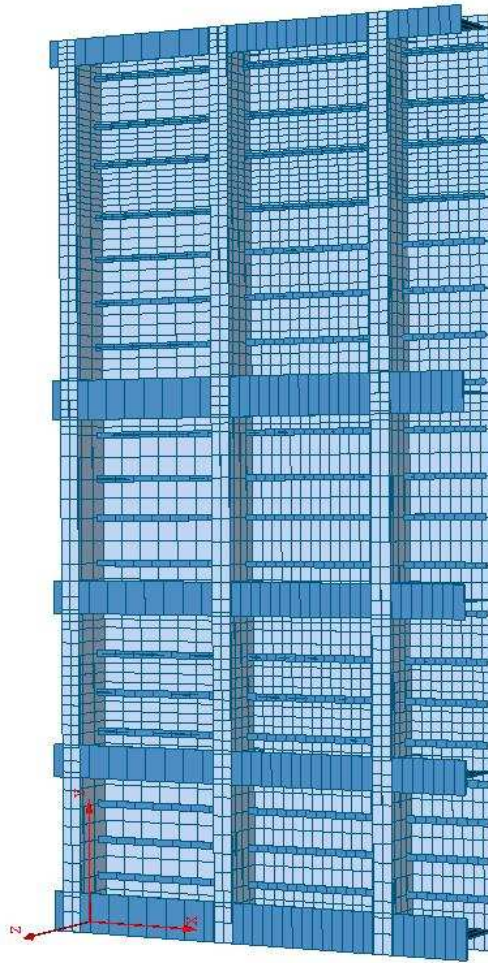


Figure IV-I: Système d'axe

IV.2.2. Maillage

Nous commençons par décrire le maillage du bordé de la porte. Le maillage est constitué de mailles de tailles différentes selon la zone modélisée. Dans une même zone, la taille des mailles varie également, dans une moindre mesure, à cause des variations d'entre-distance entre éléments de raidissage longitudinaux (traverses et raidisseurs). Les éléments utilisés sont des éléments de plaque.

Dans les zones peu sollicitées, les dimensions des éléments sont de l'ordre de $300\text{ mm} \times 300\text{ mm}$. Dans les zones situées entre le second cadre et le centre de la porte, et dont la hauteur varie entre 3 m et 5 m (zone d'impact d'un bateau au niveau aval) et entre 10 m et 13,60 m (zone d'impact d'un bateau au niveau amont), un maillage plus fin est utilisé. Pour ces zones, les dimensions des éléments sont de l'ordre de $150\text{ mm} \times 150\text{ mm}$. Les zones intermédiaires sont modélisées avec des éléments rectangulaires de $300\text{ mm} \times 150\text{ mm}$ pour assurer la jonction. Le maillage du bordé est réalisé avec 34 éléments par ligne (longueur) et 79 éléments par colonne (hauteur), soit 2686 éléments de plaque pour modéliser le bordé d'une demi-porte.

Ensuite, il reste à modéliser les raidisseurs, cadres et traverses. Lors du choc, le cadre central est directement sollicité puisqu'il est en contact avec la proue du bateau. Il subit donc de sévères sollicitations et présente des risques d'instabilité. Pour cette raison, il requiert un maillage suffisamment fin. Nous modélisons les cadres avec des éléments de type plaque. Le cadre d'extrémité est modélisé avec 3 éléments sur la hauteur de l'âme et deux éléments sur la largeur de la semelle. Au total, 395 éléments de plaque sont utilisés pour modéliser le cadre d'extrémité. Les deux autres cadres sont modélisés avec 5 éléments sur la hauteur de l'âme et 2 éléments sur la largeur de la semelle, soit

553 éléments par cadre. La Figure IV-II montre le maillage de ces cadres. La modélisation des 3 cadres requiert 1501 éléments de plaque.

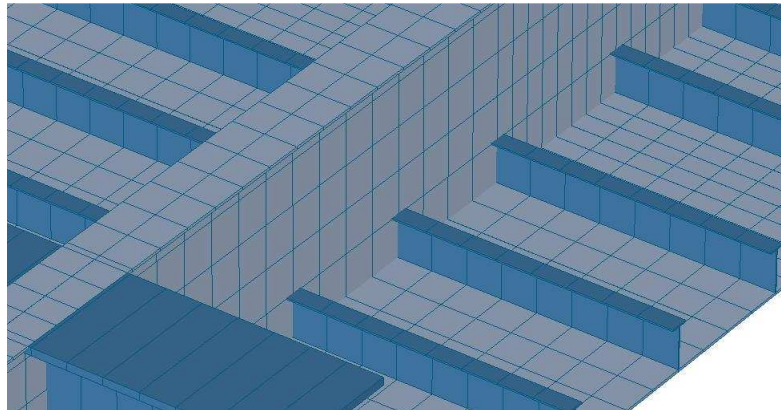


Figure IV-II : Maillage d'un cadre en éléments de plaque

Les éléments de raidissage longitudinaux sont peu sujets à instabilité dès lors que la porte est orientée cadres vers l'intérieur, parce que quand ils sont fléchis leur semelle travaille en traction. Ils sont donc modélisés au moyen d'éléments de poutre en T afin de limiter le nombre d'éléments du modèle. Chaque raidisseur et traverse nécessite 34 éléments de poutre. Etant donné que la structure comporte 20 raidisseurs et 5 traverses, les éléments de raidissage longitudinaux sont modélisés avec 850 éléments de poutre en T.

Il faut veiller à assurer une liaison entre les cadres d'une part, et les raidisseurs et les traverses d'autre part, afin de représenter le comportement physique qui a lieu étant donné que ces éléments sont soudés entre eux. Pour ce faire, il faut imposer des contraintes linéaires qui assurent qu'aux points de rencontre d'un cadre et d'une traverse, les nœuds du cadre et ceux de la traverse se déplacent de la même façon. Sans cela, l'effet de restrainte sur le cadre (respectivement la traverse) dû au soudage avec la traverse (respectivement le cadre) qui lui assure une raideur selon x (respectivement y), cet effet ne serait pas représenté. Or, c'est cet effet de restrainte qui agit contre l'instabilité hors plan des éléments. Nous imposons donc des contraintes linéaires pour prendre en compte les effets suivants :

- Aux points de rencontre entre un cadre et une traverse, le déplacement selon x et y des nœuds du cadre doit être égal au déplacement selon x et y des nœuds de la traverse. Le cadre apporte de la raideur en flexion selon y et limite le déplacement hors plan de la traverse, tandis que la traverse fait de même pour le cadre dans la direction x . La Figure IV-III illustre la connexion au point de rencontre d'un cadre et d'une traverse.

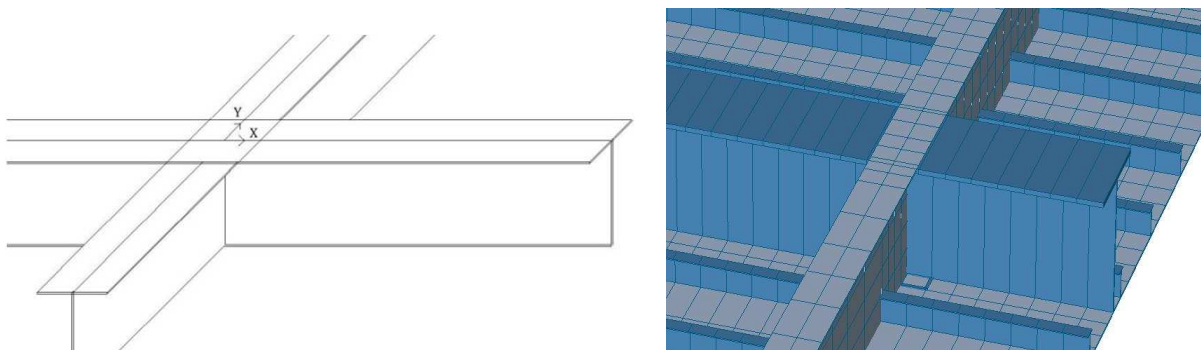


Figure IV-III : Point de rencontre d'un cadre et d'une traverse

- Aux points de rencontre entre un cadre et un raidisseur, le déplacement selon y des nœuds du raidisseur doit être égal au déplacement selon y des nœuds du cadre. Le cadre restreint le déplacement hors plan du raidisseur, en revanche le raidisseur ne peut soutenir le cadre vu le rapport d'inertie entre ces éléments.

Les contraintes linéaires sont imposées sur toute la hauteur de l'âme des cadres et sur deux nœuds adjacents pour les traverses. Cela requiert la création de 222 éléments supplémentaires pour imposer ces contraintes linéaires.

Au total, le modèle comporte 5259 éléments. La géométrie des éléments est conforme à ce qui a été défini pour la solution optimisée par *LBR-5*.

IV.2.3. Appuis

Comme dans *LBR-5*, nous modélisons les appuis aux bajoyers comme des appuis ponctuels s'appliquant au milieu du bord de la porte, c'est-à-dire à 0,30 m de l'extrémité de la porte. De même contre le seuil, la porte comporte un bord libre de 0,60 m de haut ; nous considérons un appui ponctuel à 0,30 m de hauteur. Les cadres d'extrémité et la traverse inférieure sont situés en face de ces appuis ponctuels. Il faut donc représenter trois types de réactions d'appui :

- L'appui des bords sur les bajoyers : blocage selon Z des nœuds de la 2^{ème} colonne ($x = 300 \text{ mm}$).
- L'appui du bord inférieur sur le seuil : blocage selon Z des nœuds de la 2^{ème} ligne ($y = 300 \text{ mm}$).
- Le soutien des câbles en partie supérieure : blocage selon Y des nœuds de la dernière ligne ($y = 13600 \text{ mm}$).

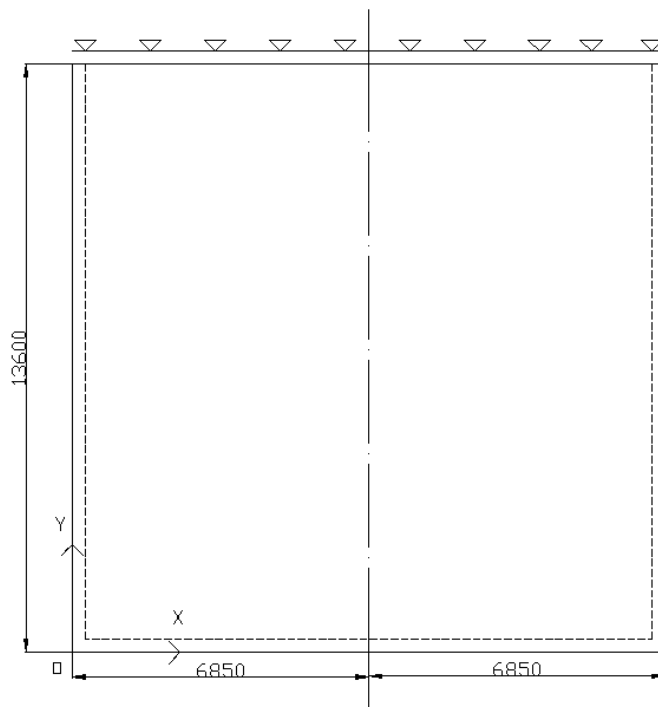


Figure IV-IV : Conditions d'appuis

IV.2.4. Chargement

Nous utilisons le chargement de type hydrostatique pour imposer les chargements C1, C2 ou C3. L'application du chargement est conforme à ce qui a été défini pour le modèle *LBR-5*.

IV.3. Analyse linéaire sous chargement hydrostatique

Nous réalisons l'analyse linéaire de la porte soumise successivement aux cas de chargement C1, C2 et C3. La porte est orientée cadres vers l'intérieur.

La Figure IV-V montre la déformée de la porte lorsqu'elle est soumise au chargement de service C1, déformée amplifiée 80 fois. Le déplacement maximal, au centre de la porte, est de 21,9 mm. La contrainte de comparaison maximale dans les cadres vaut 149 MPa.

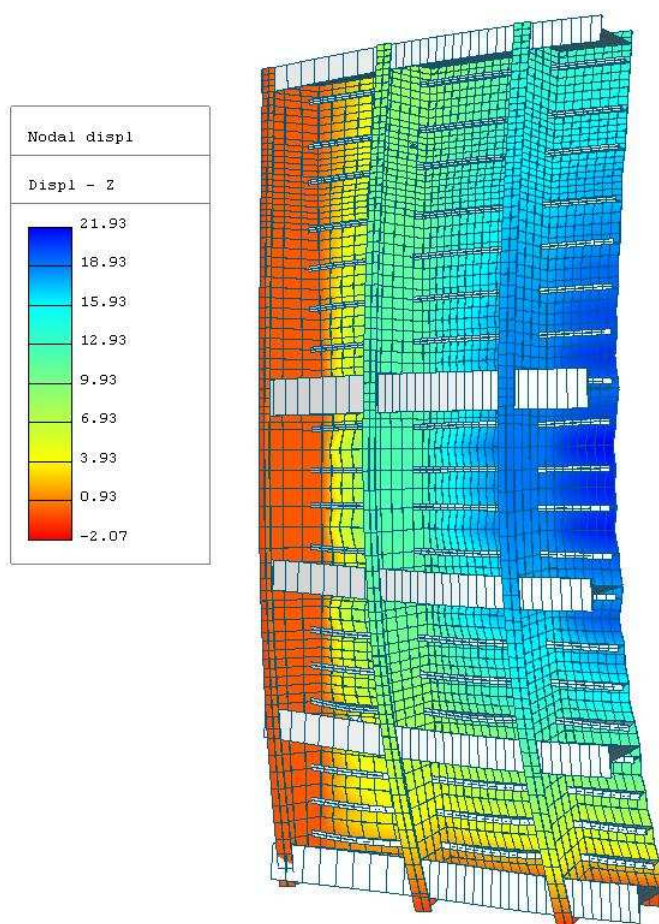


Figure IV-V : Déformée de la porte aval sous chargement de service (amplifiée 80 fois)

Nous réalisons de même une analyse linéaire sous cas de chargement C2 et C3 et nous relevons les valeurs de déplacement et de contrainte correspondantes. Dans le Tableau IV-1, nous comparons les résultats de l'analyse *LBR-5* avec ceux de l'analyse linéaire par *FINELG*. Les résultats comparés sont la valeur de la contrainte maximale de comparaison dans la semelle des cadres et la valeur de la flèche maximale à mi-portée. Ces résultats sont comparés pour les trois cas de chargements hydrostatiques.

Nous constatons que l'analyse linéaire par *FINELG* donne des valeurs de contraintes inférieures mais des valeurs de flèche supérieures par rapport à l'analyse par *LBR-5*. Le plus grand écart en termes de contraintes de comparaison dans la semelle des cadres a lieu pour le cas de chargement C2, pour lequel *FINELG* donne une valeur égale à 92,9% de la valeur correspondante calculée par *LBR-5*. En termes de flèche, les écarts sont à peu près constants, la flèche donnée par *FINELG* étant égale à 119% de la valeur de la flèche donnée par *LBR-5*.

Chargement	C1 (en service)		C2 (crue)		C3 (bief aval à sec)	
Logiciel de calcul	LBR-5	FINELG	LBR-5	FINELG	LBR-5	FINELG
σ_{max} cadres : σ_{VM} dans la semelle	157 MPa	149 MPa	169 MPa	157 MPa	174 MPa	171 MPa
Flèche maximale à mi-portée	1,83 cm	2,19 cm	2,04 cm	2,44 cm	1,94 cm	2,31 cm

Tableau IV-1 : Comparaison des résultats de l'analyse par LBR-5 et FINELG

Plusieurs facteurs peuvent expliquer les différences observées dans les résultats. Nous distinguons les facteurs qui concernent la modélisation de ceux qui concernent le type d'analyse réalisée.

1. Différences dans la modélisation : étant donné les différences fondamentales dans les procédés de modélisation des logiciels *LBR-5* et *FINELG*, nous avons conscience d'avoir introduit un certain nombre de facteurs de différenciation dans les deux modèles. Par exemple, à la jonction entre les éléments de raidissages horizontaux (traverses et raidisseurs) et verticaux (cadres), *LBR-5* considère par défaut que les éléments sont soudés entre eux. En revanche dans *FINELG*, nous devons modéliser l'effet d'assemblage. Nous avons dû ajouter des contraintes sur les déplacements afin de représenter au mieux l'effet de solidarisation dû aux soudures.
2. Différences dans le procédé de calcul : dans le logiciel *LBR-5*, l'analyse élastique de l'ensemble de la structure s'effectue à l'aide du logiciel des bordages raidis *LBR-4*. *LBR-4* repose sur la résolution analytique des équations différentielles des coques cylindriques orthotropes et les développements en série de Fourier. L'objet de ce logiciel est de fournir une analyse rapide et fiable de la distribution des contraintes dans la structure en panneaux raidis, de manière à pouvoir mener à bien son optimisation. Dans cette optique, nous avons choisi de retenir cinq termes dans les séries de Fourier et le temps requis pour l'analyse de la structure par *LBR-5* est de l'ordre de 50 fois inférieur au temps requis par le logiciel *FINELG* (en analyse linéaire). Les finalités des deux programmes ne sont donc pas rigoureusement les mêmes, ce qui peut aussi contribuer à expliquer partiellement des différences dans les résultats.

En conclusion, étant donné l'ordre de grandeur des différences et les différents facteurs pouvant introduire de telles différences, nous pouvons considérer que les résultats des analyses linéaires élastiques menées avec les deux logiciels se recoupent suffisamment. Nous effectuons à présent une analyse non linéaire afin de déceler la présence éventuelle de non linéarité géométrique dans la structure sous sollicitation hydrostatique correspondant au cas de chargement C3.

IV.4. Analyse non linéaire du cas de chargement C3

Le chargement C3 est appliqué sur la porte en 21 pas de chargement. La valeur du déplacement maximal est présentée dans le Tableau IV-2, en regard de la valeur correspondante pour l'analyse linéaire. Nous constatons que la flèche maximale donnée par l'analyse non linéaire est supérieure de 5,2% à la valeur donnée par l'analyse linéaire. La contrainte maximale de comparaison dans la semelle des cadres est inférieure de 4,7% selon l'analyse non linéaire par rapport au résultat de l'analyse linéaire.

Le graphique de la Figure IV-VI montre la courbe charge-déplacement d'un nœud situé à mi-portée, dans la partie inférieure de la porte. La courbe montre un début de non linéarité pour un multiplicateur de charge approchant de 1, mais cela ne concerne qu'une zone délimitée de la porte et l'ampleur de la non linéarité pour ces éléments de bordé est faible.

Chargement	C3 (bief aval à sec)	
Type d'analyse	linéaire	Non-linéaire
σ_{max} cadres : σ_{VM} dans la semelle	171 MPa	163 MPa
Flèche maximale à mi-portée	2,31 cm	2,43 cm

Tableau IV-2 : Comparaison des déplacements maxima en analyse linéaire et non-linéaire

La Figure IV-VI montre la déformée obtenue suite à l'analyse non linéaire, amplifiée 40 fois. Il est clairement visible que la traverse inférieure subit un déplacement hors plan. Cette traverse, située au niveau de l'appui sur le seuil, reprend un effort tranchant et un moment de torsion conséquents. Ces efforts tendent à provoquer un début de voilement dans l'âme de la traverse, sa résistance à la torsion étant limitée. Lors de l'apparition de la non linéarité géométrique dans la traverse inférieure, la raideur des panneaux adjacents diminue et cela marque l'apparition de la non linéarité sur la courbe charge-déplacement. Ce phénomène explique que la flèche maximale obtenue par le calcul non linéaire est un peu plus élevée tandis que l'effort dans les cadres est un peu plus faible.

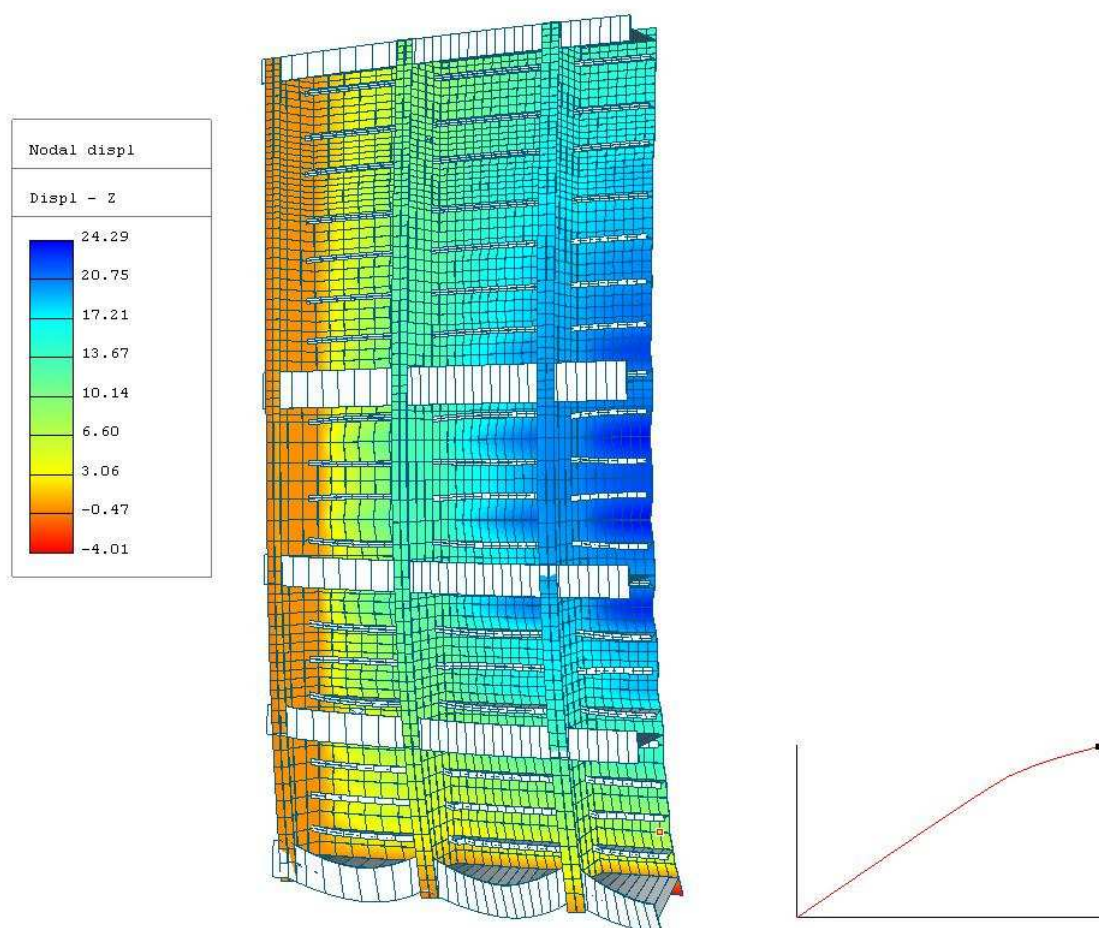


Figure IV-VI : Déformée sous chargement C3, en analyse non linéaire (amplifiée 40 fois) et non linéarité de la courbe charge-déplacement du nœud de coordonnées (6850 mm ; 1045 mm)

L'épaisseur d'âme de la traverse inférieure, dimensionnée en accord avec les restrictions de Hugues pour les éléments en T, est en théorie suffisante pour écarter les risques d'instabilité pour un dimensionnement élastique. Dès lors, il est légitime de s'interroger sur les résultats de l'analyse non linéaire. Il est probable que la résistance à la torsion des traverses soit sous-estimée dans notre modèle éléments finis. En effet, les raidisseurs et les traverses sont modélisés avec des éléments de

poutre en T pour lesquels la résistance à la torsion est évaluée selon la théorie de Saint-Venant. Pour l'étude de l'instabilité de ces éléments, il aurait certainement été préférable d'utiliser un maillage avec des éléments de plaque, comme cela a été fait avec les cadres. Cependant, pour l'étude de la porte orientée cadres vers l'intérieur, cette modélisation avec des éléments de poutre ne modifie que très peu les résultats puisque les raidisseurs et les traverses travaillent principalement en traction. Ils ne sont dès lors pas confrontés aux problèmes d'instabilité, excepté la traverse inférieure qui reprend de la torsion. Ce choix de modélisation avec des éléments de poutre repose sur la considération pratique visant à limiter le nombre d'éléments afin de conserver un modèle exploitable avec des temps de calcul raisonnables.

L'analyse non linéaire nous a permis de mettre l'accent sur un phénomène de non linéarité géométrique qui commence à apparaître dans la traverse inférieure de la porte. En analysant les causes de ce phénomène, nous avons constaté que les choix posés pour limiter le temps de calcul du modèle impliquent, en contrepartie, une limitation au niveau de la modélisation de l'instabilité dans les éléments de renfort horizontaux. Il s'agit toujours, en éléments finis, de choisir un compromis judicieux entre la précision du modèle et le temps de calcul. Ici, le modèle éléments finis est principalement élaboré pour l'étude du choc de bateau. Cette étude sera réalisée en considérant que le bateau heurte la porte sur le bordé, sollicitant les raidisseurs en traction, de sorte que la limitation inhérente à la modélisation en éléments de poutre ne joue pas de rôle conséquent.

V. ETUDE DU CHOC DE BATEAU

V.1. Introduction

Cette partie traite de l'étude du choc de bateau sur la porte aval. L'étude du choc de bateau est réalisée selon deux approches : une approche numérique non linéaire et une approche analytique. Les analyses effectuées sont des analyses quasi-statiques ; les effets dynamiques ne sont pas pris en considération. L'étude se base sur le principe d'équivalence d'énergie : « Le travail effectué par les forces extérieures est égal à l'énergie dissipée dans le système », et sur la définition d'une force d'impact quasi-statique équivalente.

$$W_E = E_{dissipée, système} \rightarrow F_{impact} \times \delta = E_{dissipée, système}$$

où W_E est le travail des forces extérieures en $N.mm$, $E_{diss, système}$ est l'énergie de déformation dissipée au sein du système en $N.mm$, F_{impact} est la force d'impact quasi-statique équivalente en N , δ est le déplacement du point d'application de la F_{impact} en mm .

Pour les deux études, le matériau utilisé (acier S235) est considéré élastique-parfaitement plastique.

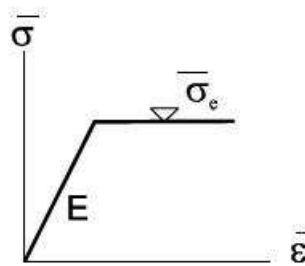


Figure V-I : Loi constitutive élastique parfaitement plastique

L'étude numérique non linéaire se fait au moyen du logiciel *FINELG*. Le modèle développé dans la partie précédente est utilisé. Nous étudions successivement différentes configurations :

1. Le bateau frappe la porte en position haute (au niveau amont), mais le chargement hydrostatique est négligé. Cette première étude permet d'isoler l'effet du choc de bateau afin d'en affiner sa compréhension.
2. Le bateau frappe la porte en position haute (au niveau amont) alors que le chargement hydrostatique de service C1 sollicite déjà la porte. Cette étude modélise le cas où un bateau entrant dans le sas depuis l'amont heurte la porte aval.
3. Le bateau frappe la porte en position basse (au niveau aval). Il n'y a pas de chargement hydrostatique à considérer dans ce cas puisque les niveaux sont identiques de part et d'autre de la porte.

L'analyse non linéaire fournit à chaque pas l'état de déformation de la porte. De là, nous déduisons l'énergie de déformation dissipée par la structure. Cette énergie de déformation est égale au travail des forces extérieures, qui est lié à l'énergie cinétique initiale du bateau heurtant la porte. Finalement, cette approche nous permet de déterminer l'état de déformation de la porte correspondant à une énergie cinétique initiale donnée du bateau impactant la porte.

$$\begin{cases} W_E = E_{cin, initiale} \\ E_{dissipée, système} = F_{impact} \times \delta \end{cases}$$

$$\text{On a } W_E = E_{diss, système} \Rightarrow E_{cin, initiale} \leftrightarrow \delta$$

L'étude analytique se fonde sur des travaux publiés dans le domaine⁵. Nous calculons la résistance théorique de la porte soumise au choc en supposant la formation d'un mécanisme global plastique. Comme la structure de la porte n'est pas uniforme sur la hauteur, nous supposons un mécanisme plastique basé sur un champ de déplacement non linéaire sur la hauteur.

V.2. Définition du choc

Trois configurations de choc sont étudiées, elles sont résumées dans le Tableau V-1. Le choc s'applique sur la porte orientée cadres vers l'intérieur, le bateau vient donc heurter le bordé. La proue du bateau est supposée avoir une surface parallélépipédique de $l \times h = 4\text{ m} \times 1\text{ m} = 4\text{ m}^2$ qui entre en contact avec le bordé de la porte. Nous supposons que l'impact est centré par rapport à la largeur du bief.

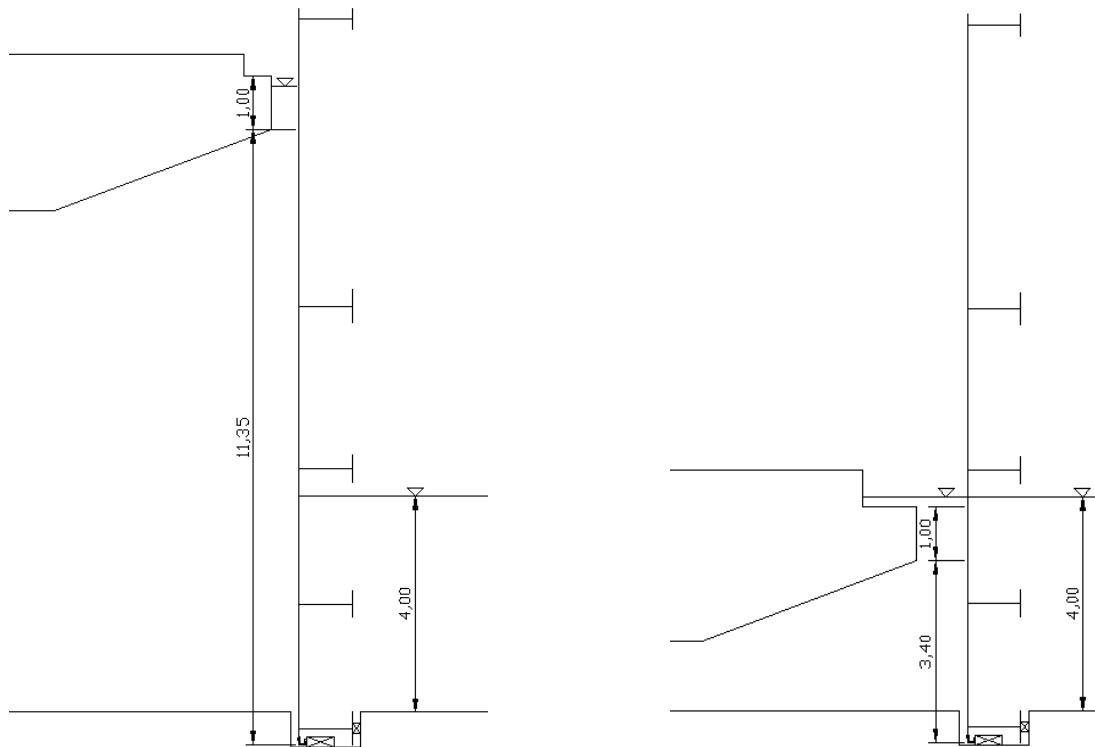


Figure V-II : Impact en position haute (niveau amont) et en position basse (niveau aval)

Le premier scénario étudié est celui où un bateau heurte la porte en position haute, mais sans considérer le chargement hydrostatique. Le second scénario prend en compte le chargement hydrostatique de service C1 avant que le choc vienne s'appliquer, et le maintient constant durant l'application du choc. Enfin, nous étudions le cas d'un choc en position basse (niveau aval) dans le troisième scénario.

Scénarii de choc sur la porte aval	Position de l'impact		Chargement hydrostatique
	Largeur (centré)	Hauteur	
Scénario 1	$4,85\text{ m} < x < 8,85\text{ m}$	$11,35\text{ m} < y < 12,35\text{ m}$	Aucun
Scénario 2	$4,85\text{ m} < x < 8,85\text{ m}$	$11,35\text{ m} < y < 12,35\text{ m}$	C1
Scénario 3	$4,85\text{ m} < x < 8,85\text{ m}$	$3,40\text{ m} < y < 4,40\text{ m}$	Aucun

Tableau V-1 : Scénarios de choc sur la porte aval

⁵ Le Sourne, Rodet et Clanet [2] et [3]

V.3. Etude numérique du choc de bateau

V.3.1. *Hypothèses*

Afin d'être en mesure d'étudier les effets de l'impact d'une barge dans la porte avec le logiciel *FINELG*, nous effectuons un certain nombre d'hypothèses simplificatrices.

Tout d'abord, nous allons considérer que la barge est parfaitement rigide par rapport à la porte. Cette hypothèse a été validée par des résultats numériques obtenus avec le code LS-DYNA pour une porte donnée heurtée par trois navires différents, dont une barge⁶. En accord avec cette hypothèse, l'équation principale gouvernant l'étude du choc devient :

$$W_E = F_{impact} \times \delta = E_{dissipée, porte}$$

Pour modéliser l'élément rigide représentant la proue de la barge, nous créons en fait un grillage de poutres de grande raideur sur les éléments couvrant la surface de choc (Figure V-III). Le module de rigidité choisi est de deux ordres de grandeur supérieur au module de rigidité de l'acier, et les épaisseurs sont de 50 mm. Ce grillage de poutres nécessite la création de 250 éléments de poutre dans la zone de contact, portant le nombre d'éléments du modèle à 5509.

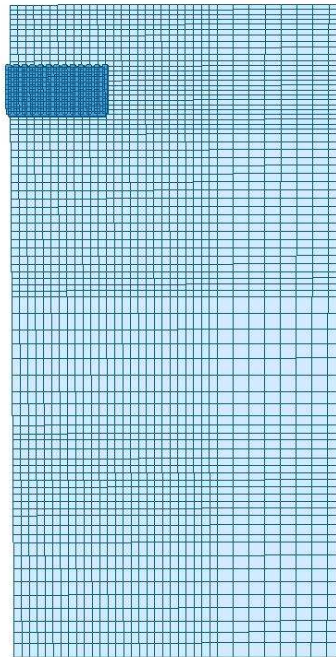


Figure V-III : Modélisation du contact avec la barge au moyen d'un grillage de poutres rigides

Nous modélisons l'évolution du choc en incrémentant pas à pas un chargement uniforme appliqué dans la direction Z (perpendiculairement à la porte) sur le grillage de poutres. Etant donné les rapports de rigidité entre le grillage de poutres et les éléments de la porte, en incrémentant la charge sur le grillage de poutres, cela donne un comportement s'approchant de celui de la porte soumise à un choc avec une barge rigide. En effet, cela revient à imposer des déplacements uniformes aux éléments de la porte en contact avec la barge.

La méthode de chargement utilisé est la méthode du pas sphérique avec stratégie automatique. Cette méthode consiste à rechercher une nouvelle configuration d'équilibre (un point de la courbe charge-déplacement) en parcourant la surface d'une sphère centrée sur la dernière configuration connue en

⁶ Le Sourne, Rodet et Clanet [2] : la porte dissipe entre 80% et 93% de l'énergie cinétique initiale selon le type de navire. Dans le cas de la barge, la porte dissipe 80% de l'énergie, 14% étant dissipée par la barge et le reste par friction.

équilibre. Dans notre étude, la charge est incrémentée jusqu'à atteindre un maximum de la courbe charge-déplacement suivi d'une phase de déchargement ou, à défaut, jusqu'à ce que le programme ne trouve plus de solution pour cause de non convergence mais pour autant que le mécanisme de ruine soit apparu clairement.

V.3.2. Discussion sur la modélisation du choc

V.3.2.1. Limitations inhérentes à la technique employée

Comme nous l'avons vu, pour modéliser le choc, nous avons créé des éléments supplémentaires connectés à la structure étudiée. Lors de l'application du choc, ces éléments permettent de modéliser l'enfoncement du bateau dans la porte en imposant des déplacements uniformes aux éléments de la porte en contact avec la barge. Cependant, ces éléments vont introduire des effets non désirés dans le comportement structurel de la porte lorsque celle-ci est soumise à la pression hydrostatique, à savoir un effet de bridage dû à l'apport de raideur dans la zone de contact du choc. Or pour le scénario de choc n°2, la porte, modélisée avec le grillage de poutres, est d'abord chargée avec la pression hydrostatique correspondant au cas de charge C1. Durant cette phase de chargement, le comportement de la structure est donc biaisé par la présence du grillage de poutres.

Il nous faut quantifier l'erreur introduite par la présence de ces éléments rigides lors de la phase de chargement hydrostatique, afin de nous assurer que la structure modélisée continue bien de représenter correctement la structure étudiée. Pour ce faire, nous allons procéder à l'analyse linéaire de la porte avec le grillage de poutres sous le cas de chargement C1, et comparer les résultats avec ceux obtenus précédemment pour la même analyse, en l'absence du grillage de poutres.

V.3.2.2. Evaluation de l'effet de bridage

Le but de cette partie est de vérifier que l'ajout du grillage de poutres rigides ne modifie pas le comportement structurel de la porte en phase de chargement hydrostatique et que ce modèle peut dès lors servir à l'étude numérique du scénario de choc n°2. Nous effectuons l'analyse linéaire de la structure avec le grillage de poutre en position haute (choc supérieur) sous le cas de chargement C1. Les résultats globaux obtenus sont synthétisés dans le Tableau V-2.

Chargement C1		
Structure modélisée	Sans le grillage de poutres	Avec le grillage de poutres
σ_{max} cadres : σ_{VM} dans la semelle	149 MPa	148 MPa
Flèche maximale à mi-portée	2,19 cm	2,12 cm

Tableau V-2 : Comparaison des résultats en fonction de la présence de l'élément rigide

Les résultats montrent que l'effet de bridage existe, mais qu'il ne modifie les résultats globaux (contrainte maximale, flèche maximale) que de manière négligeable.

Si l'on s'intéresse à présent aux résultats locaux, nous constatons que l'effet de bridage induit certaines modifications auxquelles nous pouvions logiquement nous attendre. Par exemple, nous présentons sur la Figure V-IV les distributions des contraintes normales selon x (sens de la longueur).

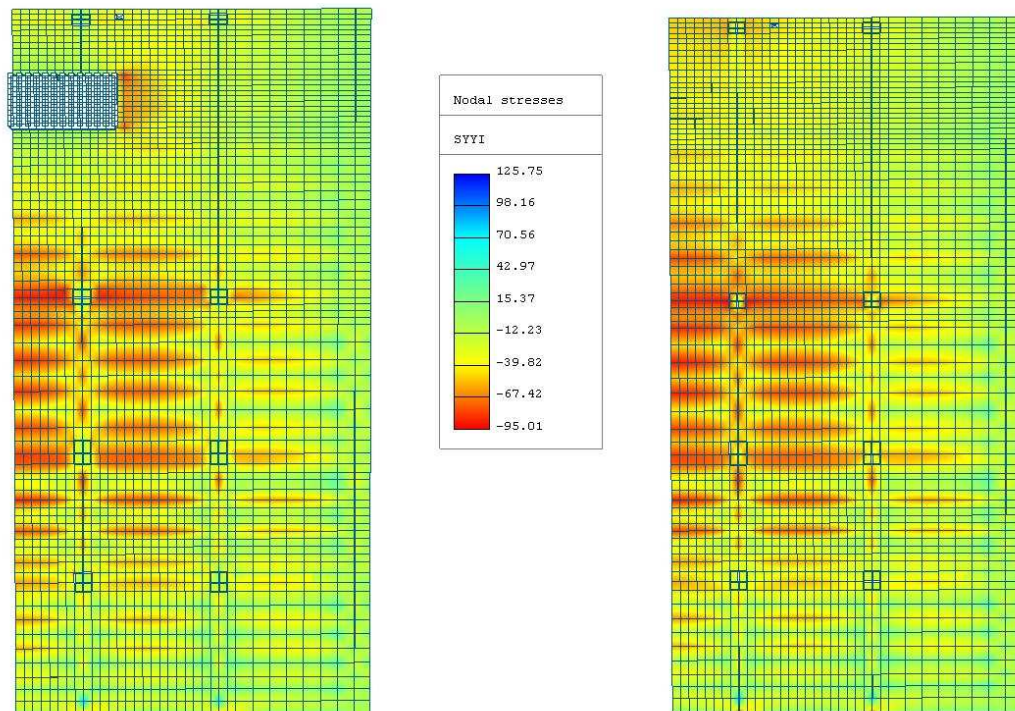


Figure V-IV : Contraintes selon x de la structure bridée (à gauche) et de la structure libre (à droite)

Ces contraintes selon x sont induites par un moment de flexion M_y , donc de la flexion dans le sens de la longueur. Il faut s'imaginer la porte comme un ensemble de poutres élémentaires qui fléchissent entre les bajoyers. Le grillage de poutres rigides, en apportant de la raideur en flexion dans la zone centrale d'une poutre élémentaire de 1,00 m de haut, attire l'effort dans cette poutre élémentaire et décharge les poutres élémentaires voisines. Le résultat est que pour les poutres élémentaires situées juste en-dessous et juste au-dessus du grillage de poutres, les contraintes selon x sont réduites par l'effet de bridage, comme nous le voyons sur les figures.

D'autre part, en attirant ainsi l'effort, la partie du bordé raidie par le grillage de poutre surcharge les parties de bordé situées de part et d'autre de ce grillage, comme ce serait le cas pour une poutre renforcée uniquement en partie centrale. Le bordé doit alors reprendre cet effort plus important, ce qui crée localement des contraintes beaucoup plus importantes que dans le cas de la structure libre, comme nous le voyons à droite du grillage de poutre.

L'apport de raideur à cause du grillage de poutres modifie donc la répartition locale des contraintes, surtout dans le sens de la longueur. Il a tendance à attirer l'effort, donc à décharger les poutres élémentaires voisines et surcharger le bordé dans son prolongement. L'impact sur les valeurs maximales est limité parce que le grillage de poutres est situé dans la zone supérieure, moins sollicitée par le chargement hydrostatique. Par exemple la contrainte maximum de compression selon x dans le bordé passe de 95,0MPa à 90,9MPa lorsque l'on ajoute le grillage de poutres rigides.

Enfin, puisque le grillage de poutres a apporté de la raideur, il a également contribué à réduire les déplacements. Cependant, vu sa hauteur, qui l'éloigne de la zone la plus chargée et la plus déformée, les modifications ne se font que peu ressentir sur les résultats maximum. Par exemple, le déplacement maximum, nous l'avons vu, est diminué de 3,2%.

En conclusion, bien que le bridage modifie localement les répartitions d'efforts comme l'on pouvait s'y attendre, il n'a que peu d'impact sur les résultats maximum de contraintes et déplacements sous chargement hydrostatique. Le modèle élaboré dans le but de représenter le choc de la barge en position haute (niveau amont) ne modifie donc pas significativement le comportement global de la structure soumise à un chargement hydrostatique. Dès lors, il semble raisonnable d'utiliser cette technique pour l'étude numérique du scénario de choc n°2.

V.3.3. Etude du scénario de choc n°1

V.3.3.1. Rappel des caractéristiques de la structure et classification des sections

Nous commençons par l'étude du choc en position haute (niveau amont) sans prise en compte du chargement hydrostatique. Avant de passer à l'étude du choc, nous rappelons quelques caractéristiques de la structure de la porte aval.

La structure de la porte aval est la structure définie suite à l'étude avec le logiciel *LBR-5*. La porte a été dimensionnée élastiquement. Pour se prémunir contre les risques d'instabilité, les rapports hauteur/épaisseur des parois des éléments de renfort ont été établis en accord avec les restrictions géométriques proposées par Hugues pour les éléments en T. Il est intéressant de comparer ces restrictions avec les critères de classification de section définis dans l'Eurocode⁷. Le Tableau V-3 de l'Eurocode donne les classes de section en fonction de leur moment résistant et capacité de rotation.

Modèle de comportement	Mom. de résistance	Capacité de rotation	Classe
	Moment plastique sur section brute 		1
	Moment plastique sur section brute 		2
	Moment élastique sur section brute 		3
	Moment plastique sur section efficace 		4
M_{el} moment de résistance élastique de la section transversale M_{pl} moment de résistance plastique de la section transversale M moment appliqué ϕ rotation (courbure) de la section ϕ_{pl} rotation (courbure) de la section exigée pour générer une distribution plastique totale des contraintes dans la section transversale			

Tableau V-3 : Classification des sections transversales en fonction du moment résistant et de la capacité de rotation

⁷ Classification de sections en acier, Eurocode 3 [1]

Dans le Tableau V-4, nous présentons les restrictions proposées par Hugues pour les rapports t/c (épaisseur/hauteur) des âmes des éléments de renfort, à côté des restrictions de l'Eurocode correspondant à une paroi de classe 3 fléchie et pour un acier S235. Nous constatons que, pour une sollicitation de flexion et un acier S235, les restrictions de Hugues permettent d'obtenir des sections d'âme de classe 3 pour les cadres et traverses et de classe 1 pour les raidisseurs.

Rapports t/c minima pour l'âme des profilés	Hugues éléments en T	EC, paroi fléchie en S235 Classe 3	Classe 1	Porte aval
Ame cadres	1/120	1/124	1/72	$\geq 1/111$
Ame traverses	1/120	1/124	1/72	$\geq 1/100$
Ame raidisseur	1/36	1/124	1/72	$\geq 1/35$

Tableau V-4 : Comparaison des restrictions géométriques sur les rapports épaisseur/hauteur pour l'âme

Une section de classe 3 est une section qui peut développer son moment élastique mais pour laquelle le voilement va apparaître avant développement du moment plastique. Une section de classe 1 peut quant à elle développer son plein moment plastique et a une capacité de rotation suffisante pour la formation d'une rotule plastique.

La classe de section dépend de la classe de l'âme et de celle de la semelle. Le Tableau V-5 montre les rapports t/c (épaisseur/demi-largeur) obtenus suite au dimensionnement par *LBR-5*. Les semelles de tous les cadres sont également de classe 3, de sorte que les cadres de la porte sont de classe 3. Les semelles des raidisseurs sont de classe 1, de même que leur âme, de sorte que les raidisseurs de la porte sont tous de classe 1. En revanche, le rapport t/c de la semelle de la traverse 1 ne permet pas de la classer comme une semelle de classe 3, de sorte que la traverse 1 est globalement de classe 4. Les autres traverses sont de classe 3.

En conclusion, la structure considérée de porte aval est au moins de classe 3, excepté la traverse inférieure qui est de classe 4. Toutefois, nous considérons ici la classification des semelles, mais il faut rappeler que les semelles ne sont comprimées que pour une porte orientée cadres vers l'extérieur. Dans le cas où la porte est orientée cadres vers l'intérieur, les semelles sont tendues et les risques d'instabilité des semelles sont écartés. Dans ce cas, toutes les traverses sont de classe 3.

Rapports t/c minima pour la semelle des profilés	EC, paroi comprimée en S235 Classe 3	Classe 1	Porte aval
Semelle cadres	1/14	1/9	$\geq 1/12,5$
Semelle traverse 1	1/14	1/9	1/15
Semelle autres traverses	1/14	1/9	$\geq 1/12,5$
Semelle raidisseur	1/14	1/9	$\geq 1/7$

Tableau V-5 : Classification des semelles des éléments de renfort de la porte aval

Une remarque importante doit encore être faite : les rapports t/c prescrits par l'Eurocode pour l'âme des profilés, présentés dans le Tableau V-4, concernent une paroi fléchie. Or, comme les profilés de la porte d'écluse sont des éléments en T qui fléchissent avec une certaine largeur de bordé collaborant, la fibre neutre n'est pas située à mi-hauteur de la section, de sorte que la sollicitation n'est pas rigoureusement équivalente à de la flexion seule (Figure V-V). L'Eurocode prescrit des limitations pour les parois comprimées et fléchies. Il faut cependant connaître la position de la fibre neutre dans la section, ce qui n'est pas évident pour une structure en panneaux raidis puisque nous ignorons la largeur de bordé collaborant pour chaque élément de renfort. Néanmoins dans ce cas-ci, nous nous sommes plutôt placés du côté de la sécurité en considérant les limitations pour paroi fléchie. En effet,

la fibre neutre a tendance à être décalée vers le bordé, et comme la porte est orientée cadres vers l'intérieur, le bordé est comprimé et les semelles des raidisseurs sont tendus. Dès lors, l'âme est comprimée sur une hauteur inférieure à la moitié de sa hauteur. Dans le cas où la porte serait orientée cadres vers l'extérieur, la conclusion inverse devait être tirée, de sorte qu'il conviendrait absolument d'utiliser les limitations de l'Eurocode pour parois comprimées et fléchies.

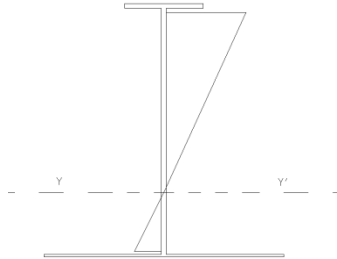
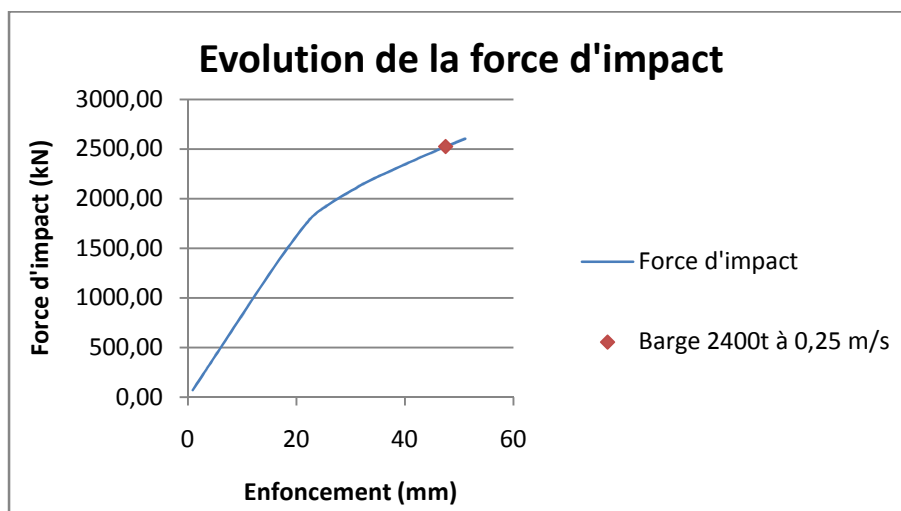


Figure V-V : Distribution des contraintes de flexion dans l'âme d'un élément de raidissage et sa tôle collaborante

Les cadres et traverses de la porte aval étant de classe 3 pour une porte orientée cadres vers l'intérieur, ils sont capables de développer leur moment élastique mais pas leur moment plastique. Ils sont donc à fortiori incapables de développer des rotules plastiques.

V.3.3.2. Choc - résultats de l'analyse non linéaire

Nous réalisons l'étude du choc en position haute (niveau amont) sans prise en compte du chargement hydrostatique. Nous réalisons 21 pas de chargement avant d'atteindre la ruine de la structure. Le temps de calcul du logiciel est de 12 minutes avec un processeur Intel® de 2.00GHz. L'enfoncement du bateau dans la porte est alors de 5,1 cm. Nous établissons la courbe qui lie la force totale appliquée sur le grillage de poutres au déplacement du nœud de coordonnées (5867mm; 11850mm), nœud situé au milieu de la moitié du grillage de poutres modélisée. La force représentée est la force s'appliquant sur la porte entière, donc le double de la force que nous appliquons sur la demi porte du modèle. La courbe est représentée sur le Graphique V-I.



Graphique V-I : Courbe liant la force appliquée totale à l'enfoncement au droit du choc

L'aire sous la courbe correspond au travail W_E de la force extérieure appliquée (force sur le grillage de poutres). Ce travail W_E est égal à l'énergie dissipée dans le système. Par ailleurs, en égalant ce travail W_E à l'énergie cinétique initiale E_{cin} du bateau, il est possible de déterminer les points de la courbe qui correspondent à un couple (masse ; vitesse) donné d'un bateau qui heurte la porte. Par exemple, pour une barge de 2400 tonnes (2000 tonnes et 20% de masse ajoutée) qui percute la porte à 0,25 m/s, l'énergie cinétique initiale de la barge est de 75kJ.

$$E_{cin} = \frac{1}{2} \times 2400t \times \left(0,25 \frac{m}{s}\right)^2 = 75kNm = 75kJ$$

Lorsque la barge percute la porte, son énergie cinétique est convertie en énergie de déformation de la porte, en énergie de déformation de la barge et en énergie dissipée par friction. Vu les hypothèses considérées, nous supposons ici que l'entière de l'énergie cinétique est convertie en énergie de déformation de la porte. Dès lors, il est aisé de représenter sur la courbe force-enfoncement l'effet du choc d'une barge de 2400 tonnes à 0,25 m/s, par égalité de l'énergie. L'enfoncement au droit du choc, résultant du choc d'une barge de 2400 tonnes à 0,25 m/s, est de 4,75 cm.

Le Graphique V-I montre un comportement non linéaire de la porte soumise au choc. Au dernier pas de chargement, la raideur de la porte reste importante. Il est dès lors intéressant de s'interroger sur la cause de la ruine. La déformée de la porte au dernier pas de chargement (Figure V-VI), amplifiée 30 fois, montre que le cadre central commence à voiler.

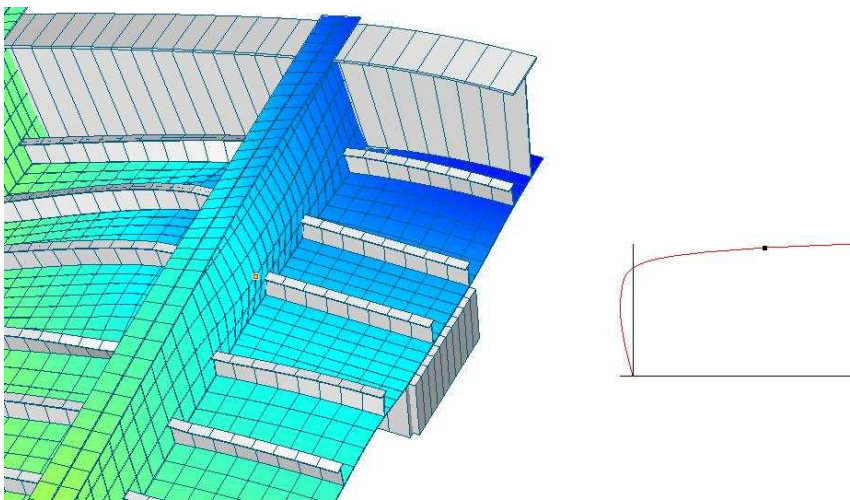


Figure V-VI : Voilement du cadre central : déformée (à gauche) et déplacement hors plan (à droite)

La Figure V-VII montre, en rouge, la plastification de la porte au dernier pas de chargement. Les zones rouges sont les zones où la contrainte de comparaison a atteint la limite élastique. Seule la dernière traverse a commencé la formation d'une rotule plastique, bien que son âme soit de classe 3. Rappelons que pour la classification des âmes, nous nous sommes placés du côté de la sécurité en considérant une âme comprimée sur la moitié de sa hauteur, ce qui pourrait expliquer qu'on atteigne tout de même une rotule plastique. L'apparition de cette rotule plastique correspond bien à la perte de raideur de la porte sur la courbe force-enfoncement du Graphique V-I.

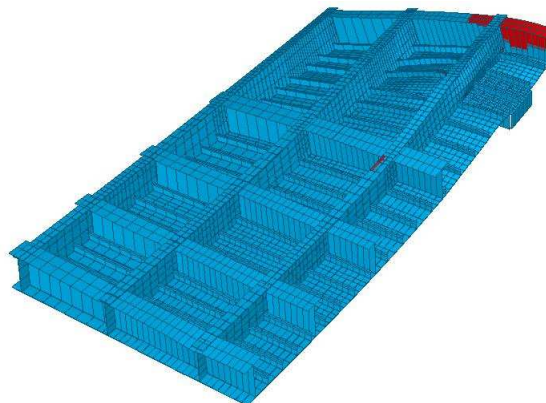


Figure V-VII : Plastification de la porte au dernier pas de chargement

En conclusion, la porte n'est pas capable de former un mécanisme plastique à cause de l'élancement trop important des parois de ses éléments de renfort (classe 3 de section des cadres et traverses). Lors

de l'arrêt du calcul numérique, seule une rotule plastique s'est formée. La conséquence est que la courbe force-enfoncement conserve une pente (raideur) importante, ne permettant pas de dissiper beaucoup d'énergie, et donc d'absorber des chocs conséquents. Lors de l'arrêt du calcul, on voit l'apparition de phénomènes d'instabilité.

Pour la suite de l'étude, nous considérons une porte renforcée de telle sorte qu'elle soit théoriquement en mesure de développer un mécanisme global plastique.

V.3.4. Renforcement de la structure de la porte

Comme nous l'avons vu, l'élancement des parois des éléments de renfort est trop important pour permettre le développement d'un mécanisme plastique dans la porte. Or, un tel mécanisme serait à coup sûr bénéfique pour absorber des quantités importantes d'énergie provenant d'un choc. Nous allons donc renforcer la porte de manière à permettre le développement d'un mécanisme plastique.

Pour être de classe 1, une paroi fléchie en acier S235 doit avoir une épaisseur t supérieure au $1/72^{\text{ème}}$ de sa hauteur c , et au $1/58^{\text{ème}}$ si la paroi est en acier S355. Si la paroi est comprimée et fléchie, les rapports t/c doivent être encore plus importants. Il est toutefois difficile de les évaluer précisément puisque cela requiert de connaître la section qui fléchit, donc la largeur de bordé collaborant. Pour les cadres et traverses dont l'âme a une hauteur de 1000 mm, avec l'âme fléchie, il convient donc d'utiliser des tôles d'une épaisseur minimale de 13,9 mm pour un acier S235 et 17,1 mm pour un acier S355. Nous décidons de placer des tôles de 20 mm d'épaisseur, et 25 mm pour l'âme de la traverse supérieure car nous avons constaté qu'elle forme une rotule plastique longtemps avant les autres traverses.

Pour les semelles, nous utilisons des tôles de 25 mm d'épaisseur, et 35 mm pour la semelle de la traverse située à 8,10 m de hauteur, qui est la plus sollicitée. Pour la porte orientée cadres vers l'intérieur, l'ensemble des éléments de renfort est désormais de classe 1.

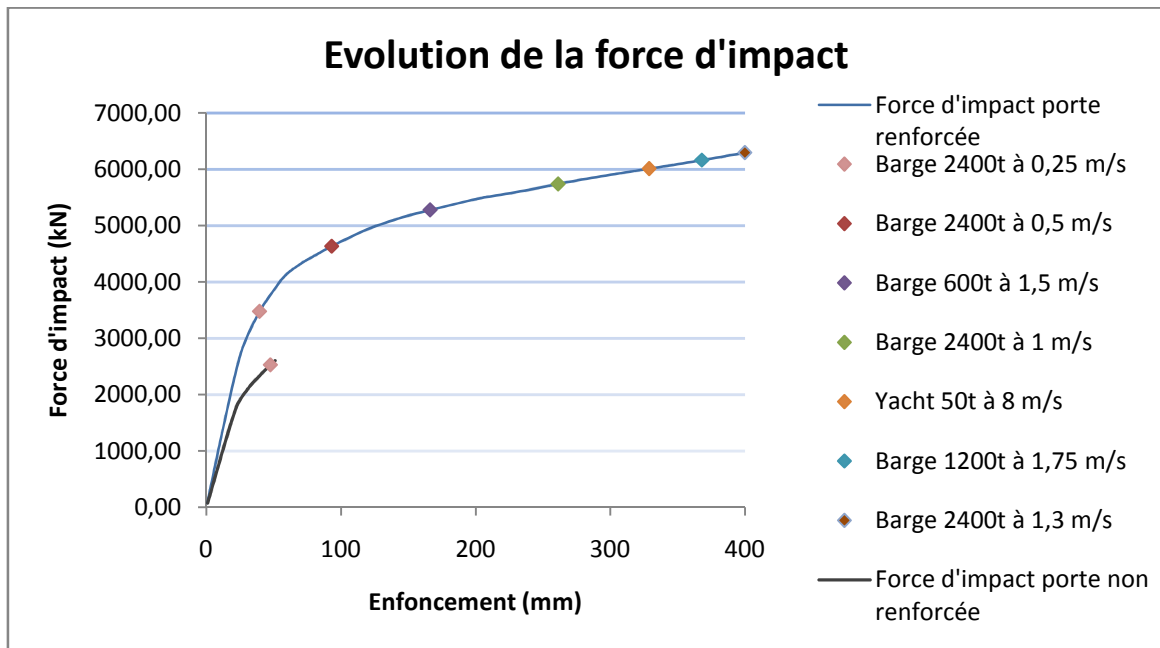
V.3.5. Etude du scénario de choc n°1 avec la porte renforcée

V.3.5.1. Force d'impact et énergie dissipée

Nous étudions le cas d'un choc de bateau en position haute (niveau amont), sans prise en compte du chargement hydrostatique, avec la structure de la porte renforcée comme décrit dans la partie précédente. Nous réalisons 134 pas de chargement avant d'atteindre la ruine de la structure. Le temps de calcul est de 3h46 avec un processeur Intel® de 2.00GHz. L'enfoncement du bateau dans la porte est alors de 40,7 cm et la flèche maximale en tête de 51,3 cm.

Nous établissons la courbe qui lie la force totale appliquée sur le grillage de poutres au déplacement du nœud de coordonnées (5867mm; 11850mm), courbe représentée sur le Graphique V-II. Cette courbe est représentée à côté de la courbe correspondante pour la structure non renforcée (sections de classe 3). Sur ce graphique sont également visibles les états de déformation, obtenus par la formule d'égalité des énergies, suite à l'impact de différents bateaux.

Nous le constatons, le renforcement de la porte a permis, grâce à l'utilisation de sections de classe 1, d'aller beaucoup plus loin dans le mécanisme de ruine. La non-linéarité est très visible sur la courbe, même si la porte conserve un peu de raideur à la fin. Cette non-linéarité, qui indique le développement de plasticité dans la structure, permet de dissiper une quantité beaucoup plus importante d'énergie tout en plafonnant la valeur de la force d'impact. Dès lors, la porte est capable de subir l'impact d'une barge de 2400 tonnes à 1,3 m/s, dissipant une énergie de 2028 kJ. Suite à cet impact, plusieurs éléments de la porte auront plastifié, et l'enfoncement au droit du choc sera de 40 cm.



Graphique V-II : Courbe force-enfoncement et effet de l'impact de différents bateaux

V.3.5.2. Mécanisme plastique

Nous nous intéressons à présent à la formation du mécanisme plastique dans la porte sollicitée par le choc. La Figure V-VIII montre, en rouge, l'étendue de la plastification au dernier pas de chargement.

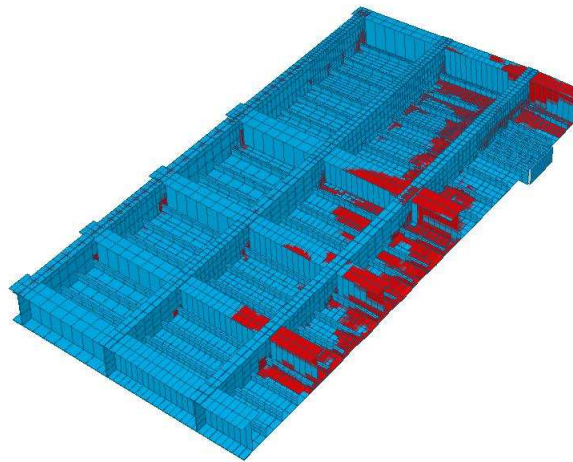
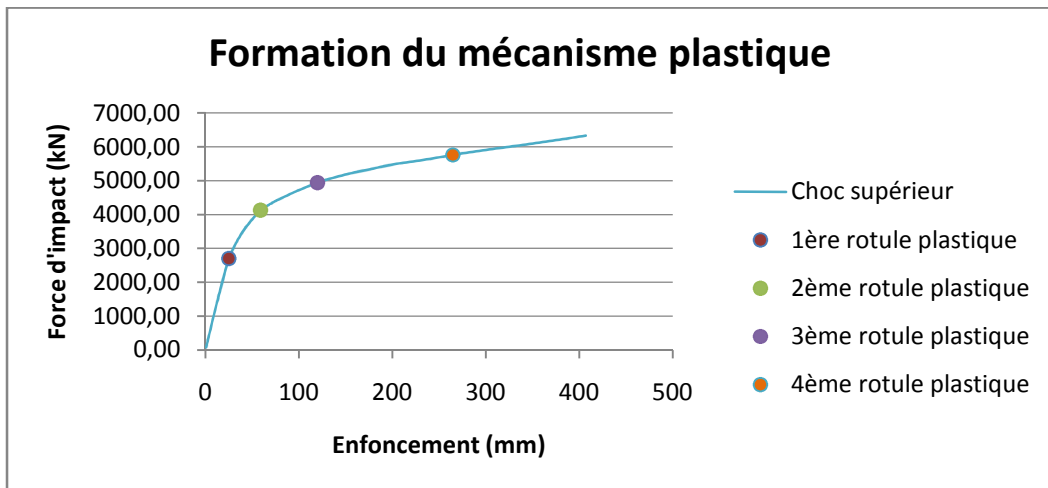


Figure V-VIII : Etendue de la plastification au dernier pas de chargement

La Figure V-VIII confirme ce qui était visible sur la courbe du Graphique V-II, à savoir que la porte est proche de la formation d'un mécanisme global plastique. Si elle l'avait atteint, la courbe du Graphique V-II serait devenue horizontale. Ici, la porte a toutefois perdu la majeure partie de sa raideur initiale. Il est possible de mettre en relation les formations successives de rotules plastiques dans chaque traverse avec les pertes de raideur de la porte. Le Graphique V-III illustre cette relation. Les différents points sur le graphique représentent la formation d'une rotule plastique dans une traverse.



Graphique V-III : Formation du mécanisme plastique dans les traverses

A la page suivante, nous décrivons de manière plus précise la formation du mécanisme plastique. Pour chaque rotule plastique qui se forme dans une traverse, nous présentons à gauche une vue de l'étendue de la plastification dans la structure, et à droite l'état d'avancement sur la courbe force-enfoncement représentant le choc de bateau. Cela nous permet de constater que la formation des rotules plastiques dans les traverses entraîne la perte de raideur de la structure. Par ailleurs, nous pouvons voir pour quelles valeurs de l'enfoncement au droit du choc se forment les différentes rotules plastiques. En confrontant ces valeurs au Graphique V-II, il est aisé d'évaluer le nombre de rotules plastiques formées suite au choc par un bateau donné. Par exemple, une barge de 2400 tonnes à 0,8 m/s a une énergie cinétique de 768 kJ, de sorte que son impact dans la porte entraîne la formation de rotules plastiques dans les trois traverses supérieures. En revanche si la même barge impacte la porte avec une vitesse de 1,3 m/s, nous aurons la formation de rotules plastiques dans quatre traverses.

Le mécanisme global qui apparaît est schématisé sur la Figure V-IX. Il représente la formation de deux lignes de rotules plastiques sur la hauteur de la porte. Les rotations augmentent avec la hauteur de la porte, par compatibilité du champ de déformation avec les conditions aux limites (appui sur le seuil en base). Sur cette figure, les cotations a et b sont comptées à partir des appuis. La mise en évidence de ce mécanisme plastique nous permettra de calculer analytiquement la résistance théorique de la porte aval et de la comparer avec la force d'impact maximale obtenue sur le Graphique V-II.

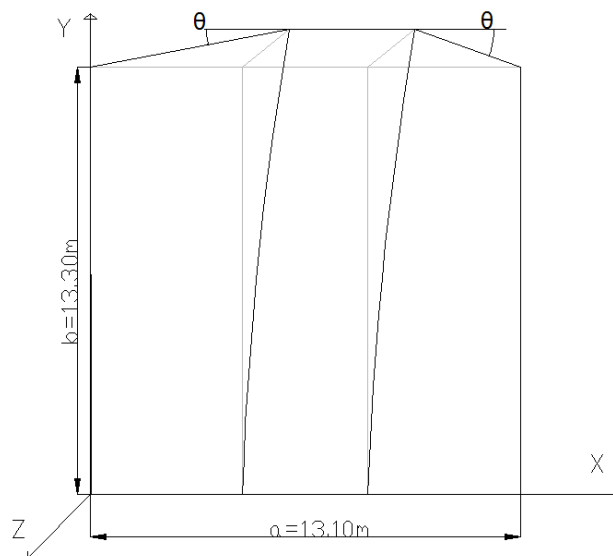
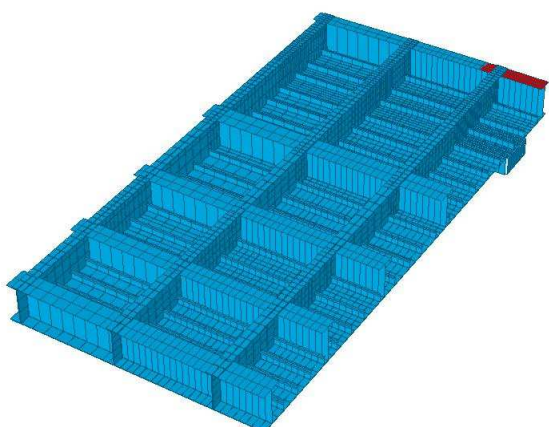
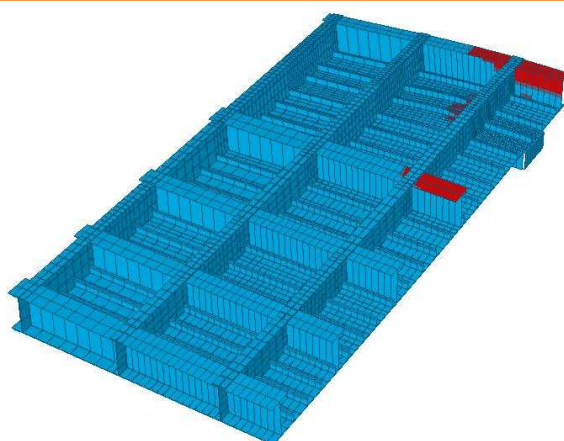
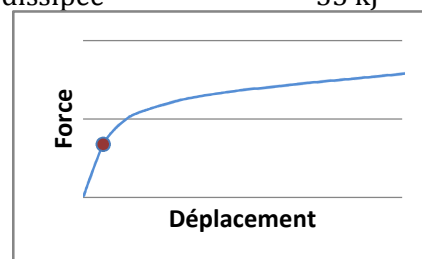


Figure V-IX : Mécanisme global plastique



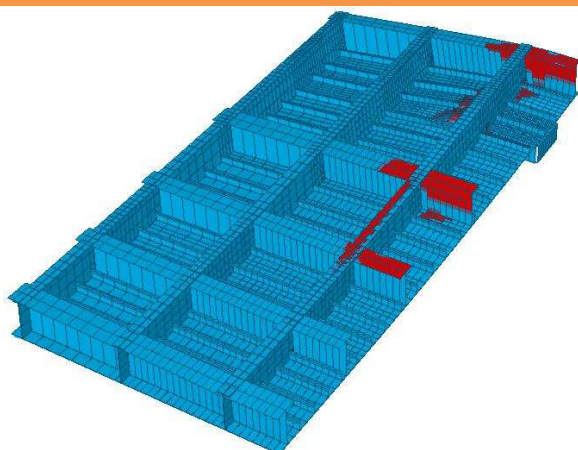
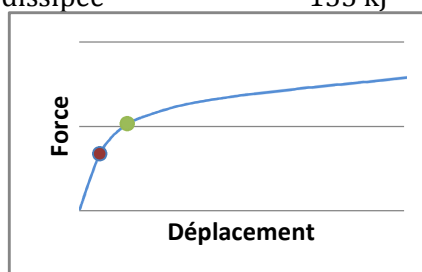
Formation de la 1^{ère} rotule plastique

N° du pas	12
Charge	2699 kN
Déplacement	2,51 cm
E dissipée	35 kJ



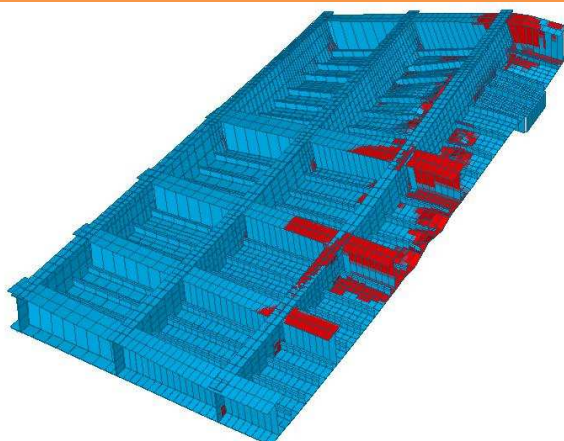
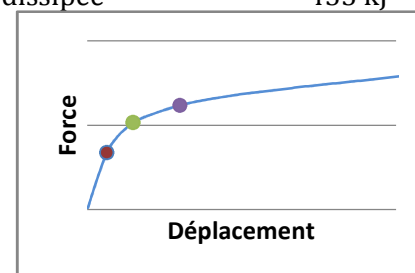
Formation de la 2^{ème} rotule plastique

N° du pas	22
Charge	4127 kN
Déplacement	5,90 cm
E dissipée	155 kJ



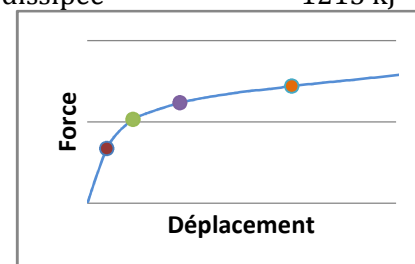
Formation de la 3^{ème} rotule plastique

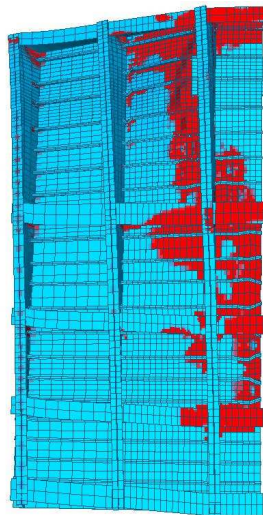
N° du pas	52
Charge	4940 kN
Déplacement	11,98 cm
E dissipée	433 kJ



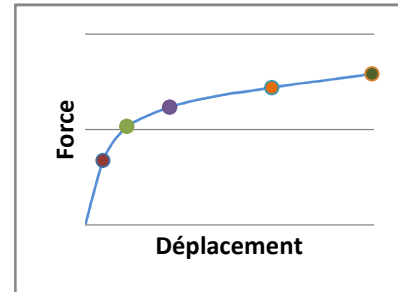
Formation de la 4^{ème} rotule plastique

N° du pas	94
Charge	5758 kN
Déplacement	26,47 cm
E dissipée	1215 kJ





Mécanisme global plastique	
N° du pas	134
Charge	6328 kN
Déplacement	40,69 cm
E dissipée	2074 kJ



Sur les vues présentées ci-dessus, la déformée est amplifiée 6 fois. Nous avons donc mis en évidence la formation d'un mécanisme global plastique dans la porte sollicitée par un choc de bateau en position haute. Ce mécanisme global plastique a pu se développer parce que nous avons utilisé des sections de classe 1 pour les éléments de raidissage de la structure. Grâce au développement de ce mécanisme, la porte est capable de dissiper de grandes quantités d'énergie, ce qui est favorable face à une situation de choc de bateau.

V.3.5.3. Déchirure – effets locaux

Jusqu'à présent, nous avons considéré les effets globaux du choc et la formation du mécanisme plastique dans l'ensemble de la structure. Il serait intéressant à présent d'analyser ce qu'il se passe localement au niveau du choc.

Lorsque le bateau heurte la porte, les effets se font d'abord ressentir localement. Les zones en contact avec la proue subissent des déplacements et se déforment, dissipant de l'énergie. Peu à peu, l'enfoncement du bateau dans la porte augmentant, une zone de plus en plus large est concernée par le choc et subit des déformations. Lorsque l'énergie dissipée localement devient supérieure à l'énergie dissipée par un mode global de flexion de la porte (mécanisme plastique), c'est ce mode global qui s'active, l'entièreté de la structure de la porte étant alors mobilisée pour reprendre le choc.

Les éléments affectés localement par le choc subissent des déformations importantes, qui en pratique peuvent mener à une déchirure. Le critère habituellement retenu pour évaluer la déchirure est l'étendue de la déformation plastique. Dans une analyse éléments finis, la déformation plastique de rupture dépend de la taille des éléments. Pour le maillage utilisé dans la zone de choc (150 mm × 150 mm), une déformation de rupture de 10% est reconnue pour représenter correctement le comportement à la rupture de la structure. Cette valeur est également la valeur donnée par McDermott⁸ dans son analyse des chocs, où la déformation critique de rupture pour l'acier doux au choc est évaluée à partir de la ductilité à $\varepsilon_c \approx 0,10$.

Nous évaluons la déchirure dans le bordé en relevant les éléments dont la déformation plastique est supérieure à la déformation de rupture $\varepsilon_c = 0,10$. Dans le cas d'un choc au niveau amont par une barge de 2400 tonnes à 1,3 m/s, sans prise en compte du chargement hydrostatique, aucun élément n'atteint cette valeur de déformation plastique. La déformation plastique maximale dans un élément du bordé est de 6,4%, au niveau de la traverse supérieure. La Figure V-X présente, en jaune, les

⁸ McDermott : « Tanker structure analysis for minor collisions », SNAME Transactions, 1974, cité dans [2]

éléments dont la déformation plastique est supérieure à 3%. Ces éléments sont répartis dans deux zones : au bord de la zone d'impact et au niveau de la rotule plastique de la traverse supérieure. Ces zones sont affectées localement par la proximité de la zone d'impact.

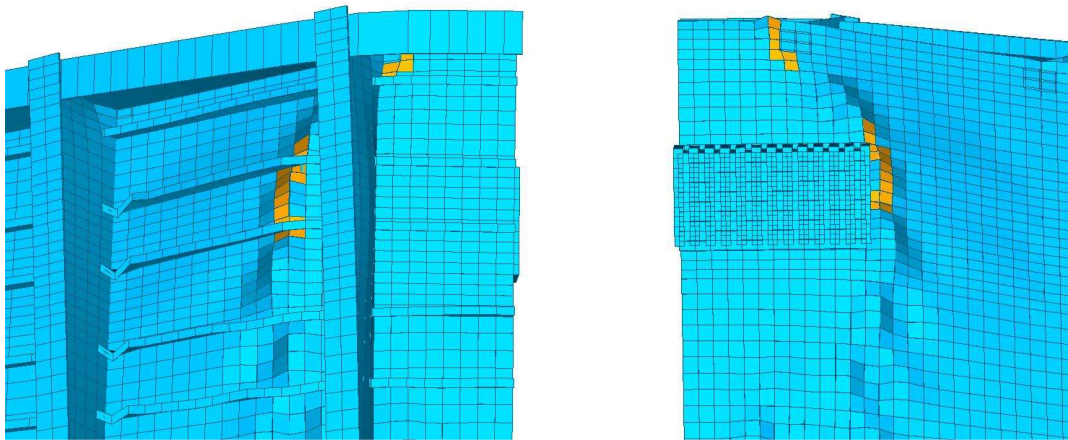


Figure V-X : Eléments dont la déformation plastique est supérieure à 3% (déformée amplifiée 6 fois)

Plusieurs facteurs expliquent que la déformation plastique dans les éléments n'atteint pas des valeurs de 10%. D'abord, de par la géométrie du bateau considéré, le choc est réparti sur une surface de plusieurs mètres carrés, limitant ainsi l'effet local par rapport à un impact plus « ponctuel ». Ensuite, la taille des éléments modélisant la zone de choc est relativement importante ($150\text{ mm} \times 150\text{ mm}$). Une amélioration pour mieux appréhender les phénomènes locaux au voisinage du choc consisterait à utiliser un maillage encore plus fin dans cette zone. Enfin, il faut souligner que l'épaisseur de tôle n'est nulle part inférieure à 10 mm, ce qui réduit le risque de déchirure par rapport à un bordé d'une épaisseur de 6 ou 8 mm.

La déformée montre localement la formation d'ondes d'instabilité dans le bordé. Le bordé est mis globalement en compression par le choc, puisque la porte résiste de manière globale en fléchissant entre les bajoyers jusqu'à former le mécanisme plastique décrit précédemment. Au centre de la porte, la plastification s'étend en section centrale. Dans cette section centrale, des rotules plastiques peuvent se former dans les traverses avec une certaine largeur de bordé collaborant, le bordé étant en compression. Mais dans les zones entre traverses, le bordé et les raidisseurs montrent des phénomènes d'instabilité. La Figure V-XI montre la zone centrale, avec les zones plastifiées en rouge. Y sont visibles les rotules plastiques formées par les traverses et le bordé collaborant, suffisamment maintenu pour ne pas voiler sur une certaine largeur de part et d'autre des traverses. Entre les traverses, on constate que le bordé et les raidisseurs subissent des phénomènes d'instabilité. L'instabilité des raidisseurs est visible sur la Figure V-XII.

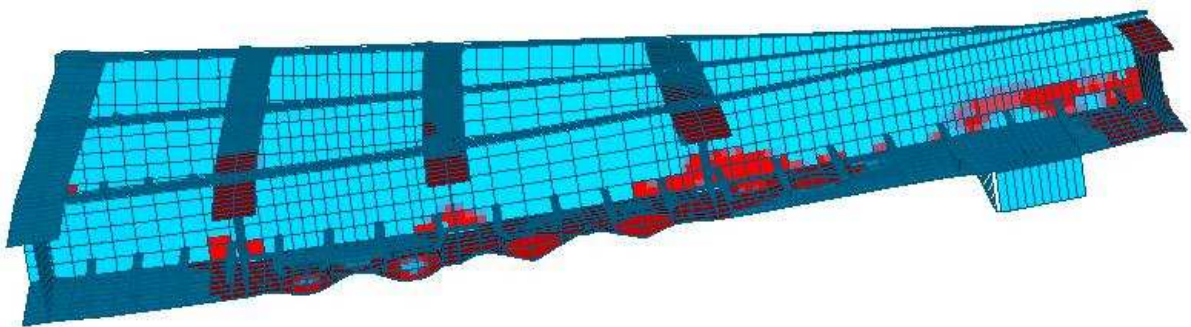


Figure V-XI : Rotules plastiques dans les traverses et onde d'instabilité dans le bordé au centre (amplifié 4 fois)

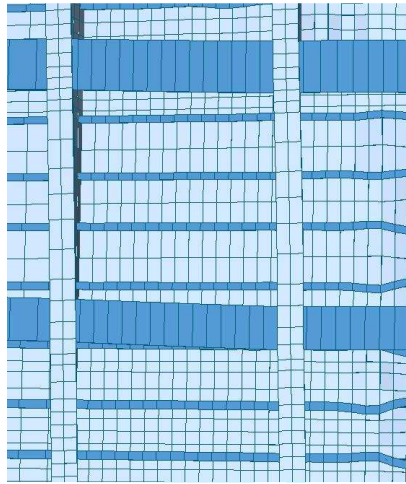


Figure V-XII : Instabilité des raidisseurs dans la zone centrale (déformée amplifiée 4 fois)

Ces phénomènes locaux n'empêchent toutefois pas la porte de former le mécanisme global décrit précédemment, mécanisme grâce auquel une quantité importante d'énergie peut être absorbée sous forme d'énergie de déformation plastique.

V.3.5.4. Stabilité globale de la porte sur ses appuis

La porte est maintenue dans la direction verticale par la suspente aux câbles et dans la direction transversale par appui sur les bajoyers et sur le seuil. En revanche, aucune disposition n'est prise pour empêcher ses mouvements dans la direction latérale (axe x selon le système d'axe défini précédemment).

Il est essentiel de contrôler qu'en cas de choc, la porte ne va pas être « déchaussée », c'est-à-dire que son déplacement latéral dans la partie supérieure ne va pas l'entraîner hors de ses appuis sur les bajoyers.

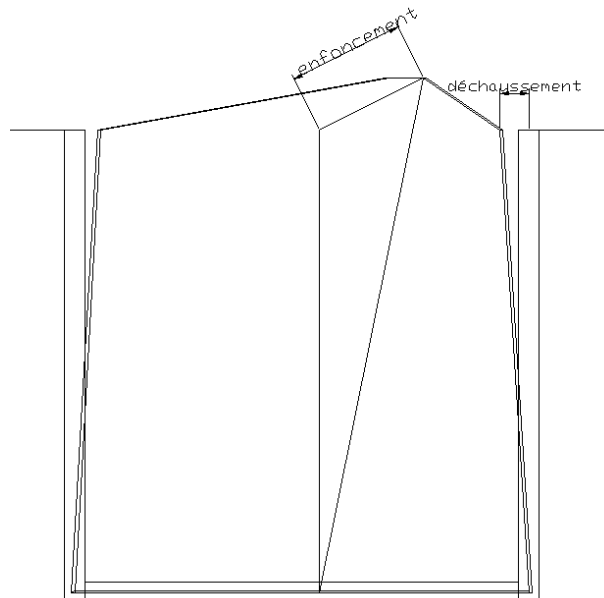
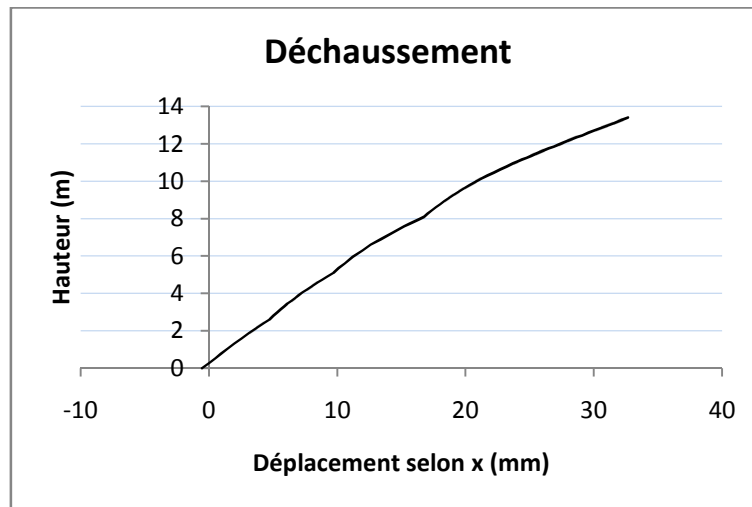


Figure V-XIII : Déchaussement de la porte sous l'effet du choc

Le Graphique V-IV montre le déplacement selon x de la ligne de nœuds formant appui sur le bajoyer, pour le dernier pas de chargement. La valeur du déplacement latéral en tête au niveau de l'appui avec le bajoyer (déchaussement maximum) est de 3,3 cm. Ce pas de chargement correspond au choc d'une barge de 2400 tonnes à 1,3 m/s. Sachant que l'appui sur le bajoyer se fait sur une largeur de 60 cm de

part et d'autre de la porte, nous pouvons conclure qu'il n'y a pas de risque de déchaussement de la porte pour un choc d'une barge de 2400 tonnes à 1,3 m/s. Il convient toutefois de prendre en considération ces déplacements lors de la conception des appuis et systèmes d'étanchéité sur les bajoyers.



Graphique V-IV : Déplacement latéral du bord de la porte sous l'effet du choc

V.3.5.5. Conclusion

L'étude du choc au niveau amont sans prise en compte du chargement hydrostatique nous a permis de mettre en lumière le comportement global de la porte ainsi qu'un certain nombre de phénomènes locaux. La courbe force-enfoncement atteint pratiquement un palier plastique, ce qui tend à prouver la formation d'un mécanisme global plastique. L'analyse de la plastification des éléments de la porte corrobore cette hypothèse. Nous avons pu mettre en évidence la formation de rotules plastiques dans les traverses et relier ces formations successives de rotules aux pertes de raideur de la courbe force-enfoncement. Ensuite, nous nous sommes intéressés aux phénomènes locaux et nous avons constaté, d'une part, l'absence supposée de déchirure dans le bordé, et d'autre part, des phénomènes d'instabilité dans les zones qui sont à la fois zones de formation de rotules plastiques et zones flexibles de la structure. Enfin, nous avons vérifié que la porte n'était pas soumise, à cause du choc, à un déplacement latéral susceptible de la sortir de ses appuis.

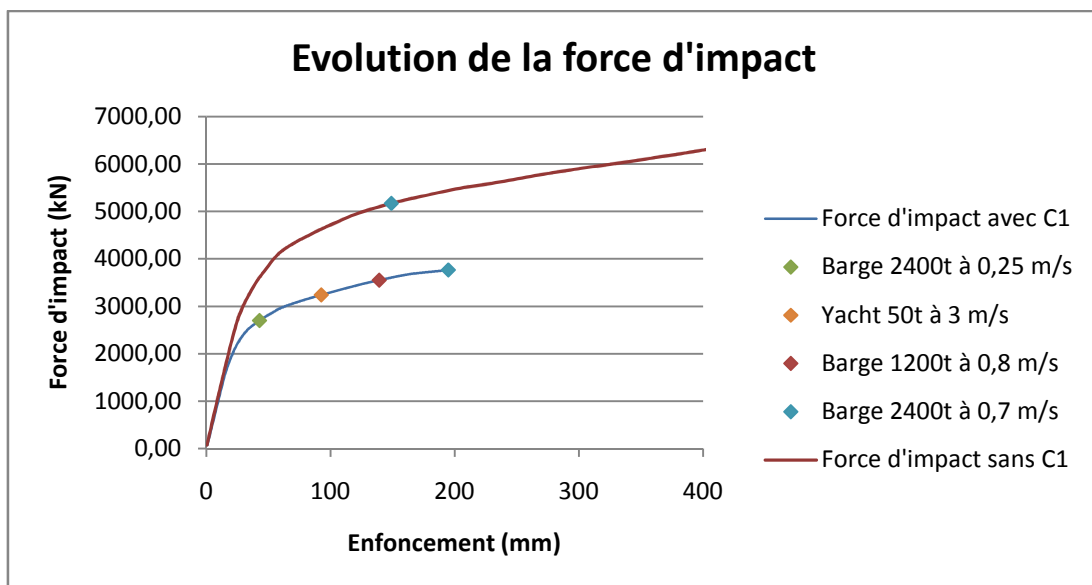
L'étude par le logiciel *FINELG* a montré que la porte était capable d'absorber l'énergie correspondant au choc d'une barge de 2400 tonnes à 1,3 m/s, la percutant au niveau amont, en négligeant le chargement hydrostatique. Nous allons à présent prendre en compte ce chargement hydrostatique.

V.3.6. Prise en compte du chargement hydrostatique

Nous passons à présent à l'étude du scénario de choc n°2 : le bateau heurte la porte en position haute, et au préalable la porte est chargée avec le chargement hydrostatique de service C1 qui correspond au fait que l'eau dans le sas est au niveau amont. La structure de la porte est la structure renforcée comme au point précédent.

Le chargement hydrostatique C1 est appliqué en 6 pas. La flèche maximale de la porte est alors de 1,28 cm. Rappelons qu'avec la structure initiale, la flèche de la porte sous chargement C1 était de 2,19 cm ; le renforcement de la porte a donc entraîné une réduction de 42% de la flèche maximale sous chargement de service. En effet, le renforcement effectué en augmentant les sections des éléments de renfort pour obtenir des sections de classe 1 a pour conséquence une augmentation importante de raideur de la porte.

Ensuite, le chargement hydrostatique restant constant, le choc est appliqué. La force représentant le choc est incrémentée en 400 pas. Le temps de calcul est de 7h11 avec un processeur Intel® de 2.00GHz. Au terme de ce processus, la flèche maximale de la porte est de 26,7 cm. Cette flèche maximale est le résultat de la sollicitation conjuguée du chargement hydrostatique et du choc. Nous établissons la courbe qui lie la force totale appliquée sur le grillage de poutres au déplacement du nœud (5867mm; 11850mm) sous l'effet de cette force. Pour cette courbe, le déplacement initial du nœud dû au chargement hydrostatique est soustrait, afin d'isoler l'effet du choc. Nous obtenons donc la courbe force-enfoncement représentant le choc en position haute, avec prise en compte du chargement hydrostatique. Cette courbe est représentée sur le Graphique V-V (force d'impact avec C1). Sur ce graphique sont également visibles les états de déformation obtenus suite à l'impact de différents bateaux. La formule d'égalité des énergies a été utilisée comme expliqué précédemment. Enfin, nous présentons cette courbe à côté de la courbe du Graphique V-II pour le choc en position haute sans prise en compte du chargement hydrostatique (force d'impact sans C1).



Graphique V-V : Courbe force-enfoncement pour choc supérieur avec prise en compte du chargement hydrostatique

La résistance au choc de la porte est réduite du fait qu'elle est préalablement soumise au chargement hydrostatique. De même, sa capacité de déformation est réduite. Les rotules plastiques se forment pour une force d'impact inférieure puisque les traverses reprennent déjà des efforts à cause du chargement hydrostatique. Si nous regardons l'étendue de la plastification au dernier pas de chargement (Figure V-XIV), nous constatons que des rotules plastiques se sont formées dans les quatre traverses, comme c'était le cas au dernier pas de chargement pour le choc sans prise en compte du chargement hydrostatique. Pourtant ici, avec prise en compte du chargement hydrostatique, la force d'impact n'a pas atteint 4000kN. Pour une force d'impact de 4000kN, une seule rotule plastique s'était formée lorsque nous négligions le chargement hydrostatique.

En conclusion, pour une porte soumise à un choc en position haute, le mécanisme plastique développé est identique quand nous prenons en compte le chargement hydrostatique ou quand nous le négligeons. Il était donc pertinent de commencer par analyser le comportement structurel de la porte soumise au choc en négligeant le chargement hydrostatique. En revanche, les valeurs de force et de déplacement pour lesquelles nous observons la formation des rotules plastiques sont logiquement diminuées si l'on prend en compte le chargement hydrostatique. Pour réaliser une analyse quantitative des forces d'impact et des enfoncements suite au choc d'un bateau, il est donc essentiel de prendre en considération le chargement hydrostatique initial, puisque celui-ci réduit la résistance au choc de la porte.

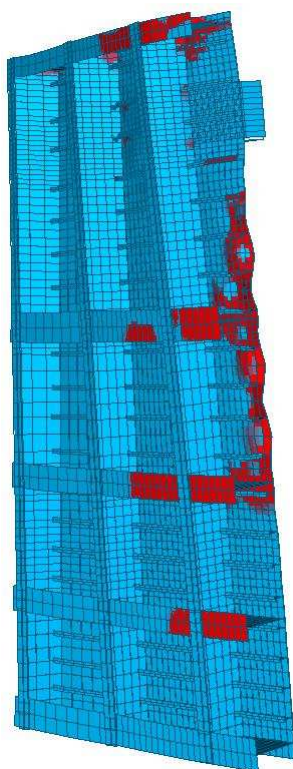


Figure V-XIV : Rotules plastiques dans les traverses (déformée amplifiée 6 fois)

Concrètement, considérons le cas d'une barge de 2400 tonnes qui heurte la porte en position haute à une vitesse de 0,7 m/s, soit une énergie cinétique initiale de 588 kJ. Nous présentons l'effet d'un tel choc dans la porte, respectivement sans prise en compte du chargement hydrostatique, puis avec prise en compte de ce chargement. Les résultats sont repris dans le Tableau V-6.

Choc d'une barge de 2400t à 0,7 m/s	Sans chargement hydrostatique	Avec chargement hydrostatique
Force d'impact	5172 kN	3764 kN
Enfoncement au droit du choc, dû au choc	14,9 cm	19,5 cm
N° de rotules plastiques formées	3	4

Tableau V-6 : Influence du chargement hydrostatique dans l'étude du choc de bateau

Comme nous le constatons, négliger le chargement hydrostatique revient à sous-estimer l'enfoncement du bateau dans la porte ainsi que l'étendue de la plastification. En revanche, lorsque nous négligeons le chargement hydrostatique, nous surestimons la force d'impact pour un choc donné. Le calcul des réactions d'appui, par exemple, pourrait alors être trop sécuritaire si nous calculons d'une part les réactions d'appui sous l'effet d'un choc s'appliquant seul et que nous additionnons ces réactions aux réactions d'appui sous l'effet du chargement hydrostatique seul.

Nous passons à présent à l'étude du choc en position basse, c'est-à-dire le choc d'un bateau au niveau aval.

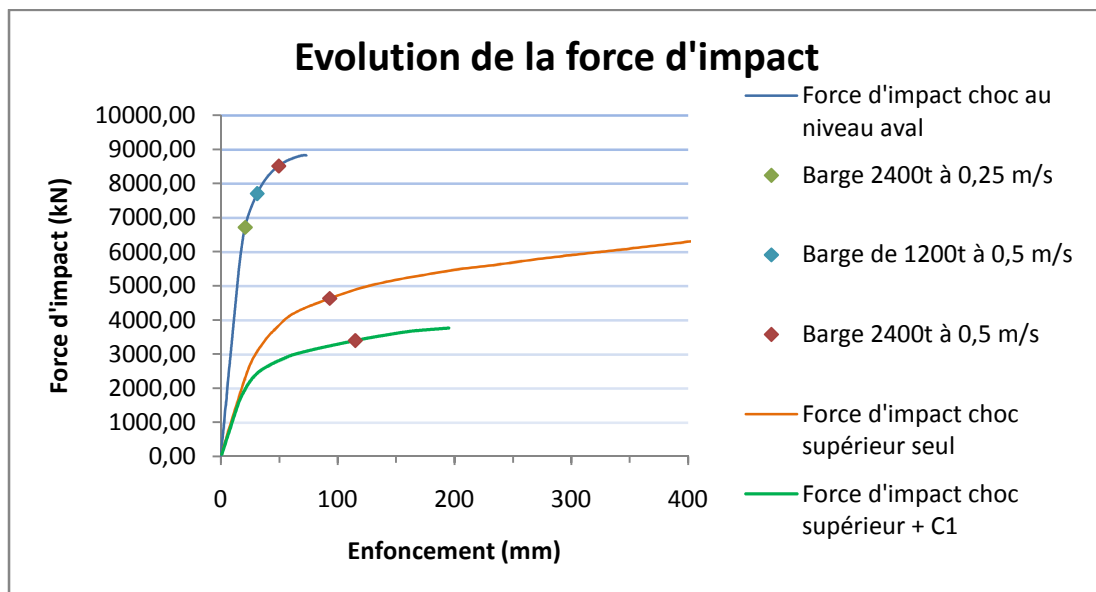
V.3.7. Choc au niveau aval

V.3.7.1. Force d'impact et énergie dissipée

Le scénario n°3 représente le cas d'un bateau qui heurte la porte au niveau aval. Nous réalisons 688 pas de chargement avant d'atteindre la ruine de la structure. Le temps de calcul est de 11h14 avec un processeur Intel® de 2.00GHz. L'enfoncement du bateau dans la porte est alors de 7,2 cm.

Le Graphique V-VI présente l'évolution de la force d'impact en fonction de l'enfoncement du bateau dans la porte, pour un bateau heurtant la porte au niveau aval. Cette courbe est présentée en regard des courbes correspondantes pour un bateau heurtant la porte au niveau amont, respectivement avec et sans prise en compte du chargement hydrostatique.

La porte présente un comportement beaucoup plus raide, plus fragile, lorsqu'elle est soumise à un choc dans la partie inférieure par rapport au choc dans la partie supérieure. La structure de la porte est, de par sa conception, plus rigide et plus résistante dans sa partie inférieure pour résister au chargement hydrostatique. En conséquence, la force d'impact est plus élevée pour une même énergie dissipée quand un bateau heurte la partie inférieure de la porte. Concrètement, le choc d'une barge de 2400 tonnes à 0,5 m/s au niveau aval correspond à une force d'impact de 8517kN, alors que le même choc au niveau amont correspond à une force d'impact de 4634kN si l'on néglige le chargement hydrostatique et de 3398kN si l'on prend en compte ce chargement hydrostatique. En revanche, l'enfoncement du bateau reste inférieur à 5 cm alors que le même bateau heurtant la porte au niveau amont s'enfonce de 9,3 cm (en négligeant le chargement hydrostatique) ou 11,5 cm (avec prise en compte de ce chargement).



Graphique V-VI : Comparaison de l'évolution de la force d'impact pour un choc au niveau aval et au niveau amont

Le chargement de la porte par le logiciel *FINELG* s'est poursuivi jusqu'à atteindre une force d'impact maximum de 8830kN après 688 pas, après quoi a commencé une phase de déchargement. Pour ce maximum, l'énergie totale de déformation dissipée dans la porte est de 495 kJ, ce qui correspond à l'énergie cinétique d'une barge de 2400 tonnes à 0,64 m/s.

Le comportement de la porte est donc de type fragile lorsqu'elle subit un choc au niveau aval, alors qu'il est ductile pour un choc au niveau amont. La ruine de la structure apparaît brutalement, alors que l'enfoncement du bateau est encore faible (7,2 cm). Le comportement contraste avec celui de la même porte heurtée au niveau amont. Dans la partie suivante, nous analysons l'étendue de la plastification de la structure afin de mieux appréhender le mécanisme plastique et la cause de la ruine.

V.3.7.2. Mécanisme plastique

La Figure V-XV présente, en rouge, l'étendue de la plastification dans la structure, au pas 600 de chargement, soit pour une force d'impact proche du maximum. Comme nous pouvons le constater, il y a eu formation de rotules plastiques dans le cadre en contact avec le choc ainsi que dans trois traverses. Le deuxième cadre est aussi plastifié en partie mais il n'a pas formé de rotule plastique complète. La traverse supérieure ne plastifie pas du tout, elle constitue en fait en quelque sorte un point d'appui dans le mécanisme formé, obligeant le cadre à former une rotule plastique pour assurer la compatibilité. De manière générale, la plastification est beaucoup moins étendue que dans le cas du choc au niveau amont.

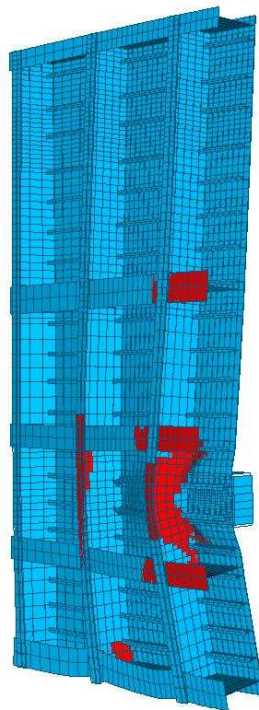


Figure V-XV : Plastification de la structure pour un choc au niveau aval (amplifié 12 fois)

Le mécanisme formé ici est sensiblement différent de celui observé lorsque le choc frappe la porte au niveau amont. Le mécanisme qui a lieu mêle de la flexion dans le sens longitudinal (entre les bajoyers) et dans le sens de la hauteur (entre la traverse inférieure et la traverse supérieure), et concentre surtout l'essentiel de la déformation dans le cadre en contact avec le choc. Au contraire, le mécanisme plastique formé lors d'un choc au niveau amont se composait exclusivement de flexion dans le sens longitudinal, les cadres ne formant pas de rotule plastique.

La rotule dans le cadre en contact avec le choc apparaît très tôt, pour un enfoncement de 1,75 cm soit une énergie de 55 kJ (correspondant à l'impact d'une barge de 2400t à 0,21 m/s). Ensuite, la rotation du cadre commence à croître, et nous assistons à la formation de rotules dans les deux traverses adjacentes, puis dans la quatrième traverse. Mais la déformation plastique est surtout concentrée dans ce cadre, qui est tenu fermement par deux traverses rigides de part et d'autre et doit encaisser le choc. La Figure V-XVI met en évidence la rotule plastique formée dans ce cadre, au pas 600 de chargement. A cet instant, l'enfoncement est de 6,3 cm et l'énergie totale absorbée est de 417 kJ.

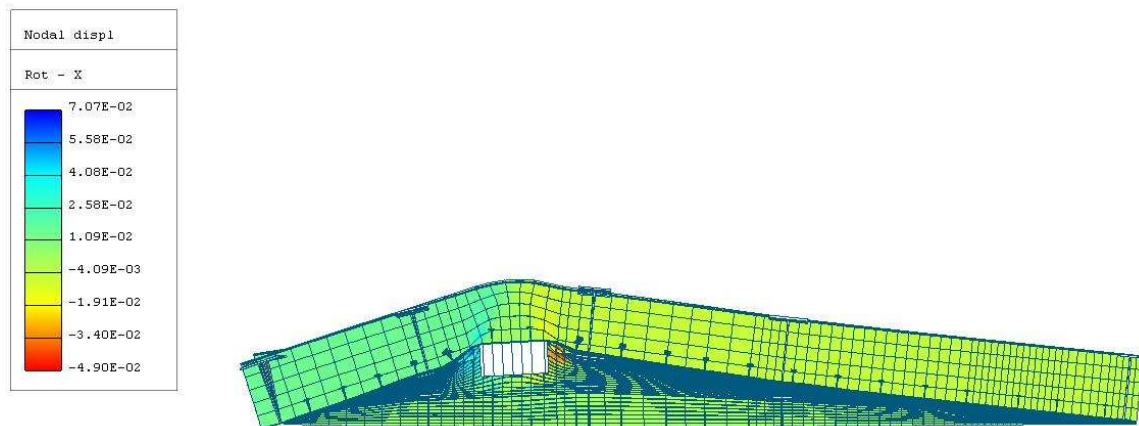


Figure V-XVI : Rotule plastique dans le sens de la hauteur (cadres) (amplifié 20 fois)

A cause de la grande raideur de la porte dans la partie inférieure, les déformations plastiques se concentrent dans une zone très restreinte, principalement dans le cadre en contact avec le choc. La structure n'est donc pas capable de dissiper de grandes quantités d'énergie. Ce mécanisme vaut tant que le cadre est capable de supporter ces rotations, mais dès que celui-ci perd sa stabilité, le maximum de la force d'impact est atteint et la phase de déchargement commence. Cela explique la brutalité de la perte de raideur sur la courbe force-enfoncement : après une première perte de raideur correspondant à la formation de la rotule plastique dans le cadre, la pente de la droite ne décroît que légèrement lorsque la plastification s'étend aux traverses, puis la pente chute brutalement lorsque l'instabilité apparaît dans le cadre. La plasticité n'a pas vraiment eu le temps de se propager de manière conséquente aux autres éléments de la structure pour soulager le cadre. La Figure V-XVII montre le voilement du cadre au pas 688 correspondant au maximum de la force d'impact.

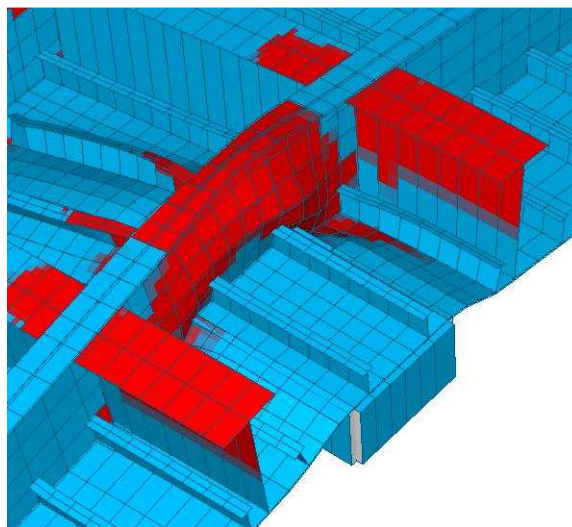


Figure V-XVII : Instabilité du cadre en contact avec le choc (amplifié 12 fois)

V.3.7.3. Conclusion de l'étude du choc au niveau aval

La structure présente un comportement beaucoup plus raide lors d'un choc au niveau aval. L'essentiel de la dissipation plastique d'énergie se fait dans la zone de choc. Le cadre central, touché par le bateau, et maintenu par deux traverses, forme rapidement une rotule plastique au niveau du contact avec le bateau. Ensuite, la plastification se propage peu, limitant la quantité d'énergie dissipée, jusqu'à ce que des phénomènes d'instabilité apparaissent dans le cadre qui a subi d'importantes rotations.

La structure est moins adaptée pour la dissipation d'énergie dans le cas d'un choc au niveau aval. La vitesse d'une barge de 2400 tonnes pour laquelle la force d'impact maximum est atteinte est de 0,64 m/s.

V.3.8. Conclusion de l'étude numérique du choc de bateau

Tout d'abord, l'étude numérique nous a amenés à augmenter les dimensions des éléments de renfort de la structure en panneaux raidis, afin d'utiliser des sections de classe 1. Les résultats montrent que l'usage de sections de classe 1 permet le développement de rotules plastiques, ce qui augmente sensiblement la capacité de dissipation d'énergie, et partant, la capacité de résistance face au choc. Au contraire, la structure dimensionnée élastiquement avec *LBR-5*, dont les sections étaient de classe 3, n'avait pas la faculté de développer des rotules plastiques.

L'étude du choc au niveau amont sans prise en compte du chargement hydrostatique a permis de mettre en évidence le mécanisme global plastique développé par la structure suite à un tel choc. Ce mécanisme permet la dissipation de quantités importantes d'énergie grâce à la formation de rotules plastiques dans toutes les traverses. Au niveau local, il s'est avéré que les déformations plastiques des éléments restent partout inférieures à 6,5% pour un choc de 2000 kJ, ce qui indique l'absence de déchirure pour un tel choc.

L'action de la pression hydrostatique, en plus du choc, implique que l'enfoncement dans la porte d'un même bateau heurtant la porte avec une même vitesse initiale est plus élevé. L'étendue de la plastification de la structure est également plus élevée si l'on prend en compte la pression hydrostatique. Cela s'explique par le fait que la structure est déjà soumise à un état de contrainte dû à l'action de la pression hydrostatique. Il est donc essentiel de prendre en compte la pression hydrostatique en plus du choc, pour se faire une idée correcte de l'enfoncement final du bateau ainsi que de la plastification. En revanche, négliger le chargement hydrostatique est sécuritaire du point de vue de la force d'impact engendrée par le choc.

Enfin, l'étude d'un choc au niveau aval montre une réponse de la structure totalement différente. Le cadre central, touché par le bateau et sévèrement restreint au niveau de son « encastrement » dans les traverses de part et d'autre, subit la majeure partie des déformations. A énergie dissipée égale, la force d'impact est nettement plus importante pour un choc au niveau aval par rapport au niveau amont. Le voilement du cadre survient avant que la plastification n'ait pu s'étendre au reste de la structure.

Le Tableau V-7 présente l'effet du choc d'une barge de 1200t à 0,8 m/s pour les trois scénarios étudiés. Le Tableau V-8 donne les vitesses maximales de choc pour différents bateaux. Ces vitesses sont celles donnant l'énergie cinétique correspondant à l'énergie totale dissipée par la porte au maximum des courbes force-enfoncement obtenues suite à l'analyse numérique menée avec *FINELG*.

Choc d'une barge de 1200t à 0,8 m/s (384 kJ)		Niveau amont sans C1	Niveau amont avec C1	Niveau aval
Force d'impact		4845 kN	3550 kN	8706 kN
Enfoncement au droit du choc, dû au choc		11,1 cm	13,9 cm	5,9 cm
N° de rotules plastiques formées		2	3	1 cadre 3 traverses

Tableau V-7 : Comparaison de l'effet d'un même choc au niveau amont ou aval

Vitesse de choc (m/s)	Niveau amont sans C1 (2074 kJ)	Niveau amont avec C1 (589 kJ)	Niveau aval (495 kJ)
Yacht 50 t	9,11	4,85	4,45
Barge 600 t	2,63	1,40	1,28
Barge 1200 t	1,86	0,99	0,91
Barge 2400 t	1,31	0,70	0,64

Tableau V-8 : Vitesses maximales de choc en fonction du scénario

V.4. Etude analytique de la résistance au choc de bateau

V.4.1. Introduction

Dans cette partie, nous calculons de manière analytique la résistance théorique de la porte d'écluse au choc de bateau, pour le cas d'un choc au niveau amont, en négligeant le chargement hydrostatique (scénario n°1). Cette étude est basée sur le développement d'une méthode analytique par MM. Le Sourne, Rodet et Clanet ([2] et [3]).

Nous utilisons le principe d'équivalence d'énergie :

$$W_E = F_{\text{impact}} \times \delta = E_{\text{dissipée, système}}$$

On peut considérer l'existence de deux modes distincts de dissipation d'énergie lors d'un choc :

1. Dissipation par flexion globale de la porte autour de rotules plastiques
2. Dissipation par déformations locales d'éléments de la structure au voisinage de l'impact

Le second mode s'active au début du choc, lorsque l'enfoncement du bateau dans la porte est limité, et s'étend à un nombre croissant d'éléments au fur et à mesure que l'enfoncement augmente. Pour une certaine valeur d'enfoncement, c'est au tour du premier mode de s'activer et l'ensemble de la porte fonctionne alors en flexion globale pour reprendre le choc. Ce changement de mode de fonctionnement a lieu lorsque l'enfoncement est tel que l'énergie dissipée par le mode local dépasserait l'énergie dissipée par le mode global.

Nous nous intéressons ici à la résistance de la porte, c'est-à-dire la force d'impact maximale susceptible d'agir sur la porte, pour le premier scénario de choc (choc au niveau amont, sans prise en compte du chargement hydrostatique). Dans cette optique, nous nous focalisons sur le mode global de dissipation d'énergie. Nous allons établir une relation entre l'enfoncement et l'énergie globale de flexion, à partir de laquelle nous déterminerons une résistance en flexion globale.

V.4.2. Hypothèses générales

Une hypothèse importante de la méthode analytique développée est que la barge est supposée parfaitement rigide par rapport à la porte. Cette hypothèse était déjà considérée lors de l'étude numérique *FINELG*. En accord avec cette hypothèse, l'équation principale gouvernant l'étude du choc devient :

$$W_E = F_{\text{impact}} \times \delta = E_{\text{dissipée, porte}}$$

L'étude du mode global de flexion est réalisée en supposant un mode de flexion autour de rotules plastiques déterminées par la forme de la proue. Dans le cas de la barge, pour un choc au niveau amont, nous supposons la formation de deux rotules plastiques aux zones en contact avec les deux extrémités latérales de la proue. Ce mécanisme global plastique est bien le mécanisme mis en évidence par l'étude numérique avec le logiciel *FINELG*.

Le calcul de l'énergie dissipée par ce mode global de flexion se base sur le calcul du moment plastique de la porte. Celui-ci est calculé en supposant la porte soumise à flexion pure autour d'un axe vertical localisé dans le plan de l'impact.

La loi constitutive du matériau utilisé (acier S235) est une loi élastique-parfaitement plastique.

V.4.3. Energie dissipée en mode global

V.4.3.1. Introduction

La barge rigide est supposée heurter la porte symétriquement sur la surface de contact considérée. La porte répond en mode global en développant deux lignes de rotules plastiques dissipatrices d'énergie. Pour la flexion dans les rotules plastiques, la porte peut être vue comme l'assemblage de plusieurs poutres horizontales élémentaires qui fléchissent avec leur moment plastique (moment plastique $\hat{M}_0$ par unité de longueur de tôle). La Figure V-XVIII présente ce mécanisme global. Les distances sont comptées à partir des appuis.

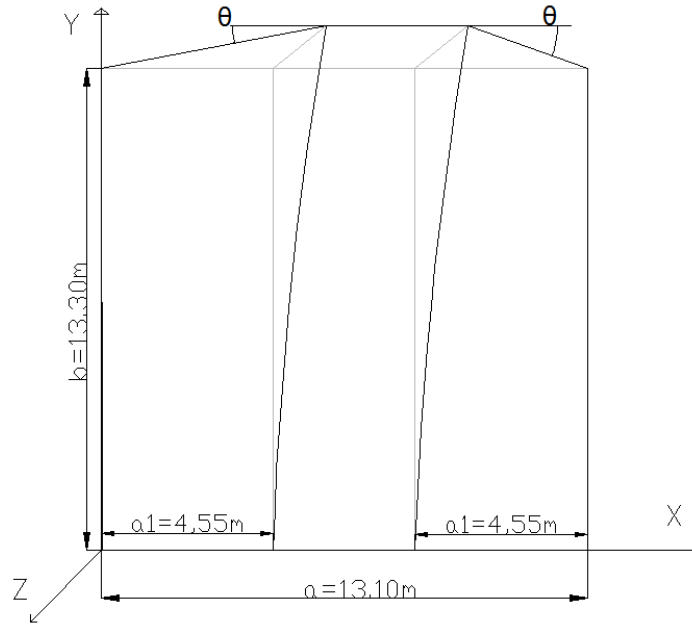


Figure V-XVIII : Mécanisme global plastique considéré pour le calcul analytique

Dans le cas où le champ de déformation continu (courbure de la tôle) est négligé, le taux d'énergie de flexion limité aux rotules plastiques peut s'exprimer comme :

$$\dot{E}_b = 2 \int_0^l \hat{M}_0 \times \dot{\theta} dl$$

où $\hat{M}_0$ est le moment plastique total par unité de longueur de tôle⁹, θ est la rotation locale (égale de chaque côté par symétrie) et l la longueur de la rotule plastique :

$$\theta = \frac{w(a_1, y)}{a_1} \rightarrow \dot{E}_b = \frac{2}{a_1} \int_0^l \hat{M}_0 \times \dot{w} dl$$

où w est le déplacement transversal et a_1 la distance de l'appui latéral à la ligne de rotules plastiques. Dans la formule du taux d'énergie, deux inconnues apparaissent : le moment plastique par unité de longueur de tôle $\hat{M}_0$, intégré sur la longueur de la rotule plastique, et le champ de déplacement $w(a_1, y)$. Avant d'aborder la question du champ de déplacement, nous allons nous atteler au calcul du moment plastique de la porte.

⁹ Le Sourne, Rodet et Clanet [3]

V.4.3.2. Moment plastique de la porte

Toute porte peut être considérée comme l'assemblage de plusieurs poutres horizontales élémentaires. En supposant que toutes ces poutres sont uniquement soumises à de la flexion autour d'un axe vertical, il est relativement aisé de calculer le moment plastique total de flexion de la porte. En effet, le moment plastique total de la porte vaut :

$$M_p = \sum m_{pi}$$

où les m_{pi} sont les moments plastiques de chaque poutre élémentaire de la porte en kNm. Les m_{pi} sont liés à $\hat{M}_0$ par la formule : $\hat{M}_0 = \frac{m_{pi}}{h_{poutre\ élémentaire}}$.

Nous discrétisons la porte en 40 poutres horizontales élémentaires (i.e. 40 tranches) de hauteur identique, égale à 340 mm (*hauteur totale de la porte* = 13,60 m). La Figure V-XIX présente la poutre élémentaire correspondant à la première tranche de porte de 340 mm de haut. Il s'agit alors de calculer les m_{pi} pour chaque poutre horizontale élémentaire composant la porte, selon la formule suivante :

$$m_{pi} = \int_{S_+} \sigma_y(z_p - z)ds + \int_{S_-} \sigma_y(z - z_p)ds$$

avec S_+ et S_- les sections de part et d'autre de l'axe neutre plastique $Y'Y$, z la seconde coordonnée dans la section de poutre, z_p la coordonnée de l'axe neutre plastique et σ_y la valeur absolue de la contrainte d'élasticité. Le détail du calcul est présenté en annexe¹⁰.

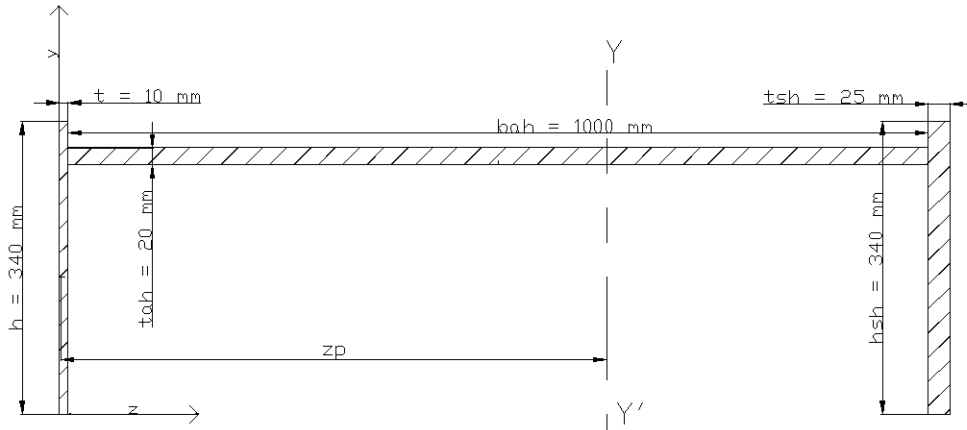


Figure V-XIX : Poutre élémentaire de la porte considérée soumise à flexion autour d'un axe vertical

Une fois obtenus les moments plastiques de chaque poutre élémentaire m_{pi} , nous obtenons le moment plastique total de la porte M_p par sommation.

$$M_p = \sum m_{pi} = 17\,556\text{ kNm}$$

Nous pouvons alors poursuivre le calcul du taux d'énergie en mode global, qui pour rappel s'exprime :

$$\dot{E}_b = \frac{2}{a_1} \int_0^l \hat{M}_0 \times \dot{w} dl$$

¹⁰ Annexe VIII.2 « Calcul du moment plastique de la porte »

Pour être en mesure de calculer ce taux d'énergie, il faut se donner un champ de déplacement w le long de la ligne de rotules plastiques, sur la hauteur de la porte.

V.4.3.3. Hypothèses concernant le champ de déplacement

Dans l'article sur lequel sont basés les présents développements ([2]), la structure de la porte étudiée est considérée uniforme le long des rotules plastiques, de sorte que le champ de déplacement envisagé est linéaire. Toutefois dans notre cas, la structure de la porte varie sensiblement sur sa hauteur puisque la porte est plus résistante dans la partie inférieure. Cela a deux conséquences :

- i. Le champ de déplacement va s'écarter davantage d'un champ de déplacements linéaire
- ii. Le moment plastique par unité de longueur de tôle $\hat{M}_0$ n'est pas constant et ne peut donc être sorti de l'intégrale : nous ne pouvons dès lors pas multiplier le moment total M_p par le déplacement moyen des points de la ligne de rotules plastiques

Nous allons donc développer une méthode pour calculer le terme intégral pour le cas spécifique de la porte que nous étudions. Cette méthode considère un champ de déplacement non linéaire¹¹ et un moment plastique par unité de longueur de tôle $\hat{M}_0$ non constant. Toutefois, il est intéressant de commencer par établir un résultat approché en faisant l'hypothèse simplificatrice de la linéarité du champ de déplacement. Cela nous permettra par la suite de comparer les résultats obtenus et de définir dans quelle mesure il est important de prendre en compte la non-uniformité de la structure de la porte et la non-linéarité du champ de déplacement.

Nous allons utiliser deux méthodes basées sur des hypothèses distinctes :

- I. Le champ de déplacement est supposé linéaire (hypothèse 1) et la variation de moment plastique par unité de longueur $\hat{M}_0$ le long de la rotule plastique est négligée (hypothèse 2)
- II. Le champ de déplacement est non linéaire, il est pris égal au champ de déplacement calculé par le programme *FINELG* en analyse linéaire sous un chargement unitaire uniformément appliqué sur le grillage de poutre représentant le contact à la surface de choc. La variation de moment plastique par unité de longueur $\hat{M}_0$ le long de la rotule plastique est prise en compte.

Ensuite, nous appliquons la seconde méthode pour le champ de déplacement calculé par *FINELG* en analyse non linéaire au dernier pas de chargement pour le scénario n°1 présenté dans l'étude numérique. Cela nous permet de confronter ce champ de déplacement avec les deux précédents, et de calculer d'une troisième manière la résistance théorique de la porte.

V.4.3.4. Calcul de la résistance en mode global (I)

Le champ de déplacement suivant peut être supposé (hypothèse 1) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pour } 0 \leq x \leq a_1 : w = \delta \frac{x}{a_1} \frac{y}{h_{choc}} \\ \text{pour } a_1 \leq x \leq a - a_1 : w = \delta \frac{y}{h_{choc}} \\ \text{pour } a - a_1 \leq x \leq a : w = \delta \frac{a - x}{a - a_1} \frac{y}{h_{choc}} \end{array} \right.$$

où $\delta = w(a_1, b)$ est l'enfoncement au point d'impact et h_{choc} est la hauteur du point d'application de la force d'impact équivalente. Ce champ de déplacement modélise deux rotules plastiques avec une variation linéaire de l'angle de rotation du bas au sommet de la porte. Le champ de déplacement satisfait aux conditions aux limites.

¹¹ Voir le champ de déplacement de la Figure V-XVIII

Nous avons :

$$\theta = \frac{w(a_1, y)}{a_1} = \frac{\delta}{a_1} \frac{y}{h_{choc}}$$

avec $l(y) = [y^2 + w(a_1, y)^2]^{1/2} \approx y \times \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right) \rightarrow l = b \times \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right)$

Le taux d'énergie de flexion le long des deux lignes de rotules plastiques devient :

$$\dot{E}_b = 2 \frac{\dot{\delta}}{a_1 h_{choc}} \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right) \int_0^b \hat{M}_0 \times y \, dy$$

Comme la variation de moment plastique par unité de longueur $\hat{M}_0$ le long de la rotule plastique est négligée (hypothèse 2), le terme sort de l'intégrale et nous obtenons directement :

$$\dot{E}_b = 2 \frac{\dot{\delta}}{a_1 h_{choc}} \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right) \hat{M}_0 \int_0^b y \, dy = \frac{\dot{\delta} b^2}{a_1 h_{choc}} \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right) \hat{M}_0$$

La résistance de la porte vaut :

$$P_{gb} = \dot{E}_b / \dot{\delta} = \frac{b^2}{a_1 h_{choc}} \left(1 + \frac{\delta^2}{2h_{choc}^2}\right) \hat{M}_0 = \frac{M_p}{a_1} \frac{b}{h_{choc}}$$

où $M_p = l\hat{M}_0$ est le moment plastique total de la porte calculé en V.4.3.2.

En fait, vu les hypothèses simplificatrices considérées, la résistance de la porte peut être obtenue directement par la formule :

$$P_{gb} = \frac{2M_p \times \theta_{moyen}}{\delta} = \frac{2M_p}{\delta} \frac{\delta}{a_1} \frac{y_{moyen}}{h_{choc}} = \frac{M_p}{a_1} \frac{b}{h_{choc}}$$

Dans notre cas, avec $a_1 = 4,55 \, m$, $b = 13,30 \, m$ et $h_{choc} = 11,55 \, m$, nous obtenons une résistance :

$$P_{gb} = 4443 \, kN$$

V.4.3.5. Calcul de la résistance en mode global (II)

La seconde méthode consiste à prendre en compte de manière plus fine la non-uniformité de la porte et les conséquences sur son comportement, en choisissant un champ de déplacement qui ne soit pas linéaire. Selon cette méthode, nous multiplions le moment plastique de chaque « tranche » de porte¹² par l'angle de rotation moyen de cette tranche. Cependant, l'angle ne dépend pas linéairement de la position de la tranche. Pour déterminer l'angle de rotation, nous imposons à la porte, dans le logiciel *FINELG*, un chargement unitaire sur le grillage de poutres et nous relevons le champ de déplacement obtenu par l'analyse linéaire sur toute la hauteur de la section verticale contenant la rotule plastique supposée. Nous obtenons donc, par le calcul numérique, un champ de déplacement plus conforme à la réalité pour le cas d'une porte de structure non uniforme le long de la rotule plastique. Bien entendu en contrepartie, nous perdons l'avantage principal de la méthode analytique, à savoir le fait d'utiliser une méthode relativement simple et rapide, ne requérant pas une lourde modélisation par éléments finis. Néanmoins ici, puisque nous disposons déjà du modèle éléments finis, il semble intéressant d'utiliser cette seconde méthode, pour la comparer avec la précédente et évaluer l'approximation faite en considérant une déformée linéaire.

¹² Voir calcul du moment plastique de la porte (partie V.4.3.2)

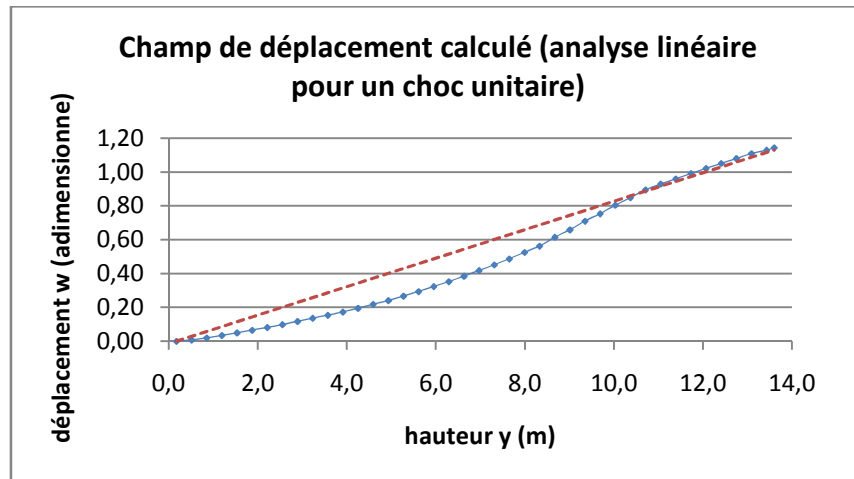
L'angle de rotation est lié au déplacement par la formule : $\theta = \frac{w(a_1, y)}{a_1}$. Puisque nous cherchons à déterminer un champ de déplacement unitaire, il convient de diviser le champ de déplacement obtenu par le déplacement du point d'application de la force :

$$w_{calc,unit,i} = \frac{w_{calculé,i}}{w_{F=1}} \rightarrow \theta_{calc,unit,i} = \frac{w_{calc,unit,i}}{a_1}$$

où $w_{calculé,i}$ est le déplacement au milieu de la tranche considérée, calculé par le logiciel *FINELG* pour un chargement unitaire sur le grillage de poutres, au droit de la section verticale contenant la rotule plastique ; et où $w_{F=1}$ est le déplacement au point d'application de la force dans la section de la rotule plastique. Lorsque le champ de déplacement a été déterminé et rendu adimensionnel de la sorte, il reste à l'introduire dans le tableur Excel pour multiplier chaque m_{pi} et obtenir la résistance de la porte :

$$P_{gb} = \frac{2}{(\delta = 1)} \sum_{i \text{ tranches}} m_{p,i} \times \theta_{calc,unit,i}$$

Le champ de déplacement unitaire obtenu est représenté en bleu sur le Graphique V-VII, où les points représentent les milieux de chaque tranche. Il passe par $w = 1$ en $h = h_{choc} = 11,55 \text{ m}$, point d'application de la force. Ce champ de déplacement correspond bien à la déformée observée dans le cas d'un choc unitaire (Figure V-XX). Le champ linéaire est représenté en rouge.



Graphique V-VII : Champ de déplacement calculé le long de la ligne de rotules plastiques

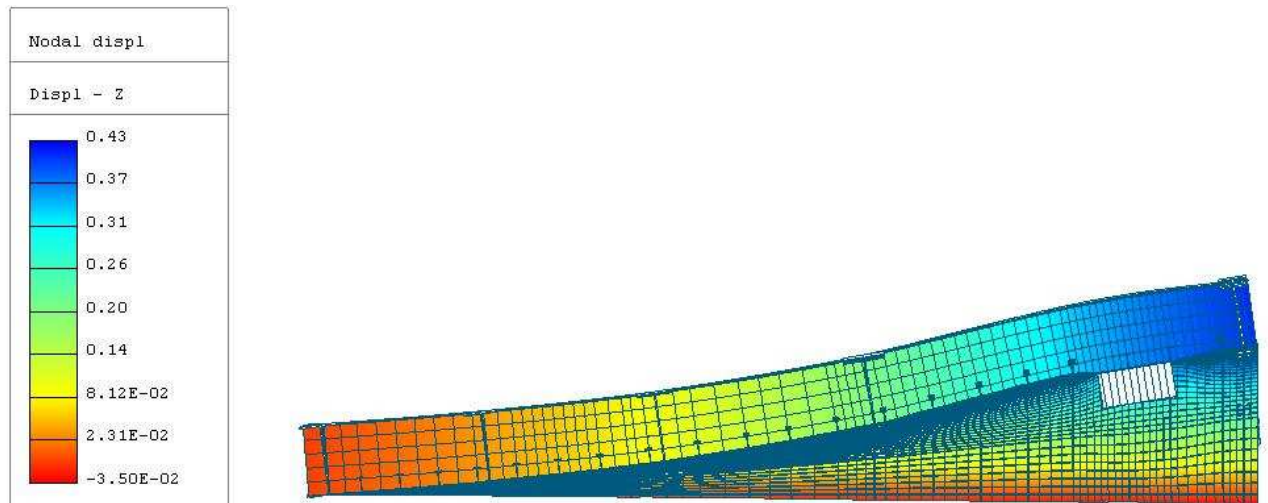


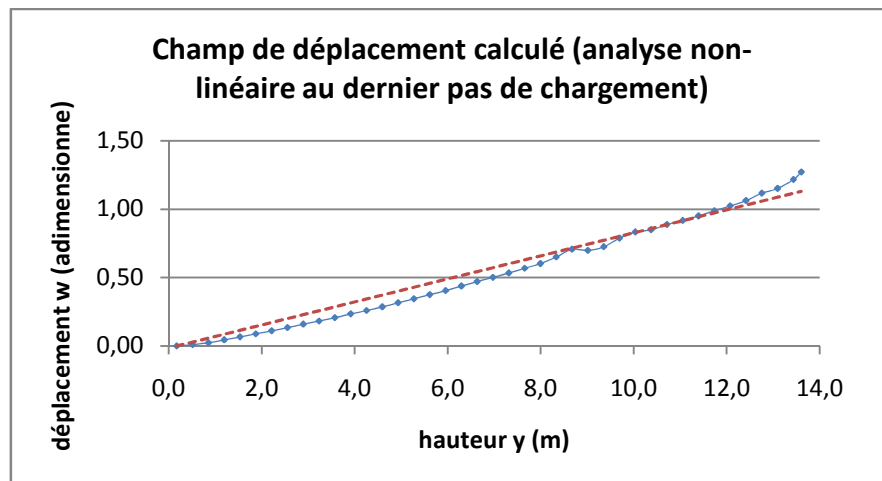
Figure V-XX : Déformée pour un choc unitaire (amplifiée 5 000 fois), analyse linéaire

Nous pouvons à présent calculer la résistance de la porte selon la seconde méthode, pour ce champ de déplacement calculé :

$$P_{gb} = \frac{2}{a_1 \times (\delta = 1)} \sum_{i \text{ tranches}} m_{p,i} \times w_{calc,unit,i}$$

$$P_{gb} = 3575 \text{ kN}$$

Ce champ de déplacement non linéaire a été obtenu par une analyse linéaire sous l'effet d'un choc « unitaire ». Cependant, pour une analyse non linéaire sous l'effet d'un choc important, la non-linéarité matérielle entraîne une redistribution d'efforts. La raideur de la porte varie suite à la formation de zones plastifiées. A ce stade, la distribution des déplacements sur la hauteur varie puisque les raideurs ont été modifiées. Finalement, au terme du processus, la porte en vient à former un mécanisme plastique qui se déforme sans aucune raideur. Le Graphique V-VIII présente le champ de déplacement, rendu unitaire, qui est obtenu au dernier pas de chargement pour le cas du choc au niveau amont sans prise en compte du chargement hydrostatique.



Graphique V-VIII : Champ de déplacement calculé le long de la ligne de rotules plastiques (analyse non-linéaire)

Nous constatons que le champ de déplacement s'est rapproché d'un champ de déplacement linéaire, suite à la formation de zones de rotules plastiques. La résistance obtenue en considérant ce champ de déplacement unitaire (3^{ème} méthode de calcul) est :

$$P_{gb} = 4065 \text{ kN}$$

Il s'agit d'une valeur intermédiaire entre les valeurs de résistance établies selon les deux méthodes précédentes.

V.4.3.6. Comparaison des méthodes de calcul de la résistance globale

Le tableau suivant reprend les valeurs de résistance de la porte en mode global calculées selon les deux méthodes, ainsi que la résistance obtenue sur base du champ de déplacement au dernier pas de l'analyse non linéaire *FINELG* (méthode 3) :

Résistance de la porte en mode global de flexion	
Méthode 1	$P_{gb} = 4443 \text{ kN}$
Méthode 2	$P_{gb} = 3575 \text{ kN}$
Méthode 3	$P_{gb} = 4065 \text{ kN}$

Tableau V-9 : Comparaison des méthodes de calcul de la résistance en mode global

La résistance obtenue avec la méthode 2 vaut 80% de la résistance calculée avec la méthode 1. Il est logique d'obtenir une résistance inférieure avec la seconde méthode puisque la porte est plus résistante dans sa partie inférieure par rapport à sa partie supérieure, de sorte que la partie la plus résistante est celle qui subit les rotations les plus faibles, dissipant moins d'énergie. Cela la pénalise au niveau de la résistance. Toutefois lorsque nous effectuons le calcul avec le champ de déplacement obtenu suite à l'analyse non linéaire *FINELG* (méthode 3), nous constatons que la résistance se rapproche de la résistance obtenue avec la méthode 1. La distribution des raideurs étant modifiée à cause de la non-linéarité matérielle, la déformée finit par se rapprocher d'une déformée linéaire.

En conclusion, faire l'hypothèse d'un champ de déplacement linéaire le long de la ligne de rotules plastiques surestime un peu la résistance lorsque la porte est plus résistante dans sa partie inférieure par rapport à sa partie supérieure. Dans notre cas, puisque nous disposons déjà d'un modèle éléments finis, il était intéressant d'effectuer une analyse pour mieux appréhender le champ de déplacement réel de la structure soumise au choc. Cependant, cela alourdit fortement le calcul analytique de la résistance de la porte ; en fait, l'objet du calcul analytique est de pouvoir s'affranchir d'un modèle éléments finis. De plus, nous constatons que les redistributions découlant de la non-linéarité matérielle ont pour effet de rapprocher le champ de déplacement d'un champ linéaire. Dès lors, il semble que l'approximation consistant à considérer un champ linéaire soit justifiée pour la porte étudiée ici.

V.5. Résultats de l'étude du choc de bateau

V.5.1. Introduction

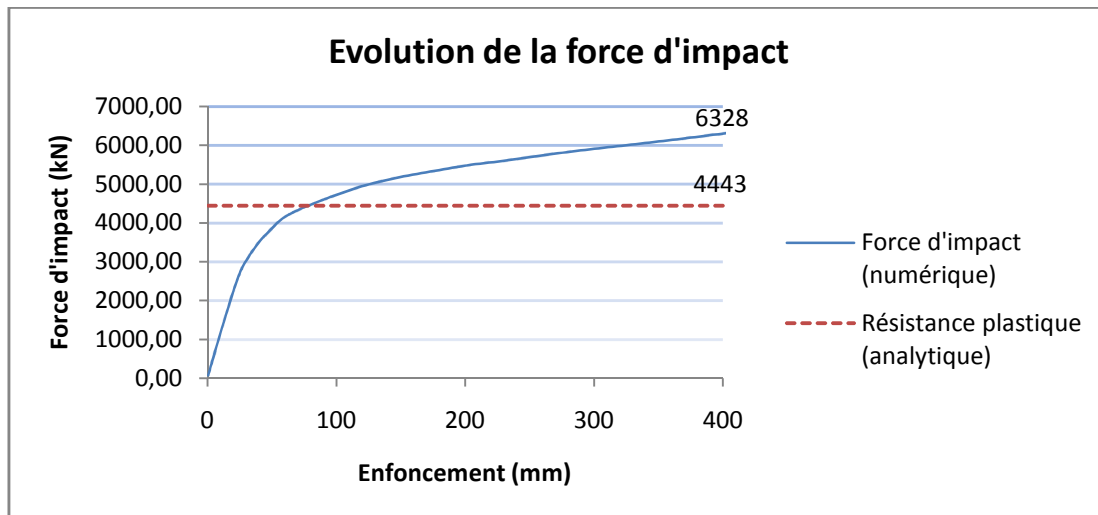
Cette partie traite des résultats de l'étude menée dans ce chapitre. Pour rappel, les différentes analyses effectuées sont synthétisées ci-dessous :

- I. Etudes numériques
 - a. Analyse de l'effet du choc d'un bateau sur la porte dimensionnée élastiquement, dont les sections des éléments de renfort sont de classe 3
 - b. Après renforcement en classe 1, analyse de l'effet du choc pour différents scénarios :
 - i. Choc au niveau amont, sans prise en compte du chargement hydrostatique
 - ii. Choc au niveau amont, avec prise en compte du chargement hydrostatique
 - iii. Choc au niveau aval, avec égalité des niveaux d'eau de part et d'autre
- II. Etude analytique
 - a. Calcul analytique de la résistance au choc de la porte renforcée dans le cas du scénario n°1

Nous commençons par confronter les résultats de l'étude numérique avec ceux de l'étude analytique. Ensuite, nous rappelons les résultats principaux et en tirons les conclusions.

V.5.2. Comparaison des résultats numériques et analytiques

Le calcul analytique de la résistance de la porte au choc d'une barge a été effectué pour le cas du scénario n°1. Le Graphique V-IX montre la courbe force-enfoncement issue de l'analyse numérique non linéaire *FINELG* pour le scénario n°1, à côté de la valeur de la résistance obtenue par le calcul analytique dans le cas d'un champ de déplacement linéaire. La résistance obtenue par le calcul numérique dépasse sensiblement (+42%) la résistance théorique calculée analytiquement. De plus, la courbe numérique n'a pas encore atteint un palier plastique correspondant au plein développement du mécanisme plastique, tel que supposé dans le calcul analytique.



Graphique V-IX : Comparaison des résultats numériques et analytiques

Le résultat numérique pourrait indiquer que la structure a trouvé un mode de fonctionnement dépassant le mécanisme plastique supposé, par exemple de type membranaire. D'autre part, il faut signaler que le modèle éléments finis et l'étude numérique du choc sont basés sur un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, telle que la modélisation du choc au moyen d'un grillage de poutres rigides par exemple. Le calcul analytique de la résistance se base lui aussi sur un modèle simplifié. Dès lors, il nous faut admettre une certaine marge d'erreur. Les deux méthodes donnent toutefois le même ordre de grandeur de la résistance.

V.5.3. Enseignements tirés de l'étude du choc de bateau

L'utilisation de sections de classe 1 pour les principaux éléments de renfort permet une dissipation d'énergie beaucoup plus importante par développement d'un mécanisme global plastique. Ce mécanisme permet d'atteindre de grandes déformations dans la structure avant apparition de phénomènes d'instabilité importants. Des phénomènes d'instabilité locaux peuvent toutefois apparaître, comme des ondes d'instabilité dans le bordé comprimé ou le déversement des raidisseurs secondaires.

Un tel mécanisme global n'est toutefois possible que si les déformations imposées dans la zone de choc conduisent à une déformation d'ensemble de la structure. Dans le cas du choc au niveau aval, les restraints de part et d'autre du choc étaient trop importantes pour permettre une bonne propagation des déformations. La raideur transversale du cadre touché étant fort inférieure à la raideur longitudinale de la zone, le cadre n'a pu imposer un déplacement au niveau de toutes les traverses. A cause des rapports de raideur, l'essentiel de la déformation s'est concentrée dans la zone de choc, limitant la quantité d'énergie dissipée avant d'atteindre le voilement des éléments de renfort.

Enfin, il convient de tenir compte de l'état de contrainte initialement présent dans la structure à cause du chargement hydrostatique. En effet, cet état de contrainte a pour conséquence que la plastification est atteinte plus rapidement lors d'un choc. La force d'impact est donc diminuée et l'enfoncement du bateau augmenté pour un choc d'une énergie donnée.

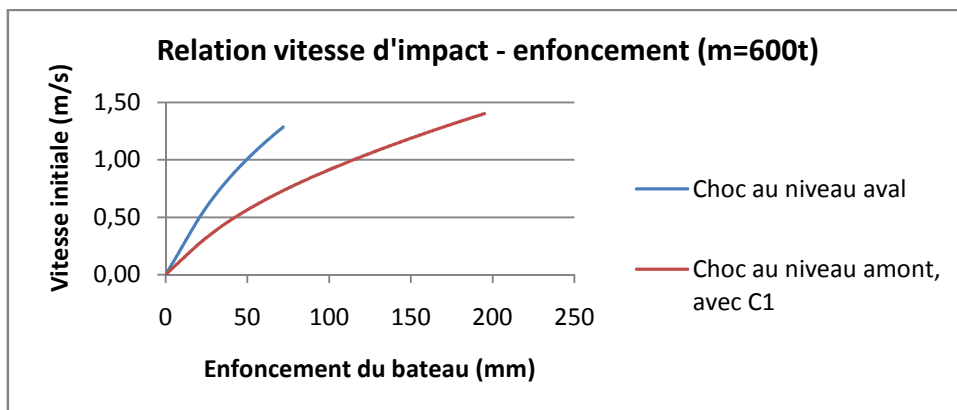
V.5.4. Conclusion sur les résultats

En conclusion, les courbes du Graphique V-X à V-XII présentent la relation entre la vitesse de choc et l'enfoncement dans la porte, respectivement pour un choc au niveau amont et au niveau aval, pour des bateaux de 600t, 1200t et 2400t. Le chargement hydrostatique est pris en compte, il est considéré égal au chargement hydrostatique de service C1 lors d'un choc au niveau amont, et considéré nul lors d'un choc au niveau aval. Nous connaissons à chaque pas de chargement la relation entre l'enfoncement et

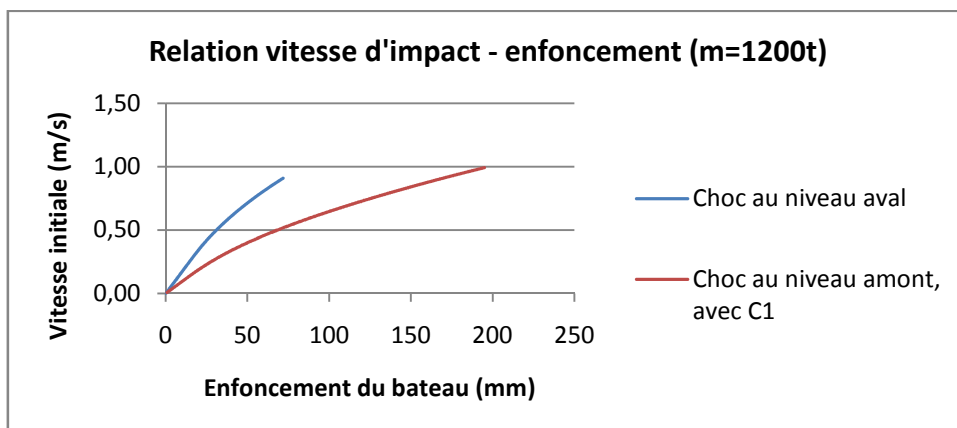
l'énergie dissipée (grâce aux courbes force-enfoncement établies par le calcul numérique par *FINELG*), et la relation entre la vitesse et l'énergie dissipée est donnée par :

$$E_{cin} = E_{diss} \rightarrow v = \sqrt{\frac{2E_{diss}}{m}}$$

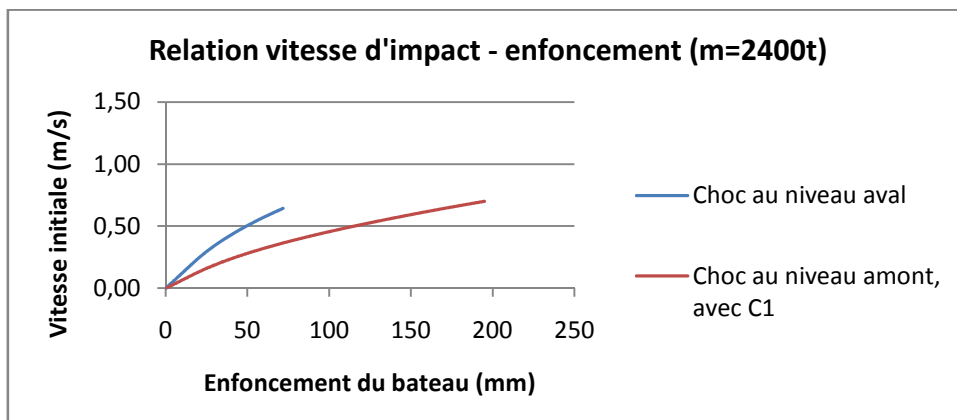
avec E_{cin} l'énergie cinétique initiale du bateau en J, E_{diss} l'énergie dissipée par la porte en J, v la vitesse initiale du bateau en m/s, m la masse du bateau en kg. Nous obtenons donc la relation entre la vitesse initiale du bateau et son enfoncement dans la porte. Les vitesses et enfoncements maxima sont ceux du dernier pas de chargement réalisé avec le programme *FINELG*. Pour rappel, dans le cas du choc au niveau amont, l'enfoncement qui est donné est l'enfoncement causé par le bateau. Il s'ajoute à la déformation initiale due au chargement hydrostatique.



Graphique V-X : Enfoncement d'un bateau de 600t en fonction de sa vitesse initiale et du point d'impact



Graphique V-XI : Enfoncement d'un bateau de 1200t en fonction de sa vitesse initiale et du point d'impact



Graphique V-XII : Enfoncement d'un bateau de 2400t en fonction de sa vitesse initiale et du point d'impact

VI. CARACTÉRISTIQUES FINALES DE LA PORTE

AVAL

VI.1. Dimensions des éléments et plans

Le Tableau VI-1 et le Tableau VI-2 reprennent les caractéristiques finales de la porte aval, modifiées suite à l'étude du choc. Les parois des traverses et des cadres ont été épaissies en vue d'obtenir des profilés de classe 1. Les dimensions des cadres et des raidisseurs sont données comme suit : hauteur de l'âme x épaisseur de l'âme – largeur de la semelle x épaisseur de la semelle.

Hauteur (m)	Epaisseur tôle (mm)	Dimensions raidisseur (mm)	Espacement raidisseur (mm)	Dimensions cadres (mm)
0,00-0,60	10	/	/	1000x20 – 300x25
0,60-2,60	11	210x6 – 100x9	555	1000x20 – 300x25
2,60-4,60	12	210x6 – 100x7	600	1000x20 – 300x25
4,60-6,60	12	210x6 – 90x8	700	1000x20 – 300x25
6,60-10,60	11	200x10 – 85x10	680	1000x20 – 300x25
10,60-13,60	10	200x10 – 80x10	800	1000x20 – 300x25

Tableau VI-1 : Dimensions finales des éléments de la porte aval

Les épaisseurs mentionnées dans le tableau sont des épaisseurs nettes. Nous avons considéré une épaisseur de corrosion de 2 mm qui doit s'ajouter aux épaisseurs reprises ci-dessus (de sorte que, par exemple, l'épaisseur brute de la tôle en partie inférieure de la porte est de 12 mm).

La porte compte six cadres espacés de 2,62 m. Le premier cadre est situé à 0,30 m de l'extrémité de la porte, c'est-à-dire au milieu du bord de 0,60 m faisant appui sur le bajoyer. Le dernier cadre est situé à 13,10 m du premier, soit à 0,30 m de l'autre extrémité de la porte.

La porte compte cinq traverses sur la hauteur. Les dimensions des traverses sont données, en millimètres, dans le Tableau VI-2. Le poids total corrigé de la solution retenue vaut 68,7 tonnes et son coût industriel est estimé à 63 840 euros (calcul LBR-5).

N° traverse	Position (hauteur)	Hauteur de l'âme	Epaisseur de l'âme	Largeur de la semelle	Epaisseur de la semelle
1	0,30 m	1000	20	600	25
2	2,60 m	1000	20	500	25
3	5,10 m	1000	20	500	25
4	8,10 m	1000	20	600	35
5	13,40 m	1000	25	400	25

Tableau VI-2 : Dimensions des traverses

La Figure VI-I présente une vue en plan de la porte aval. La Figure VI-II présente la vue en élévation avec les cadres et les traverses représentés hachurés et les raidisseurs représentés par des traits pleins. La section droite de la porte est présentée sur cette figure en regard de la vue en élévation. La Figure VI-III est une vue en perspective donnée par le logiciel LBR-5. Il faut remarquer que la vue en perspective comporte cinq cadres au lieu de six puisque le logiciel LBR-5 ne place pas les cadres à partir des extrémités de la porte. L'espacement entre cadres représenté sur la vue en élévation est correct mais en réalité, des cadres sont placés aux deux extrémités de la porte de sorte qu'il y a six cadres au total.

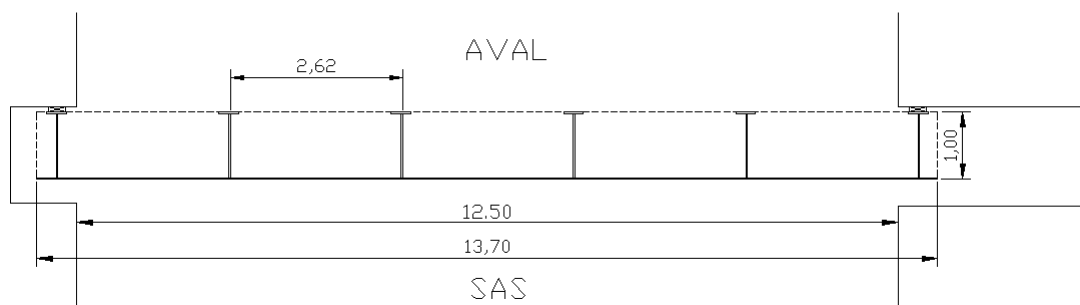


Figure VI-I : Vue en plan de la solution de porte aval

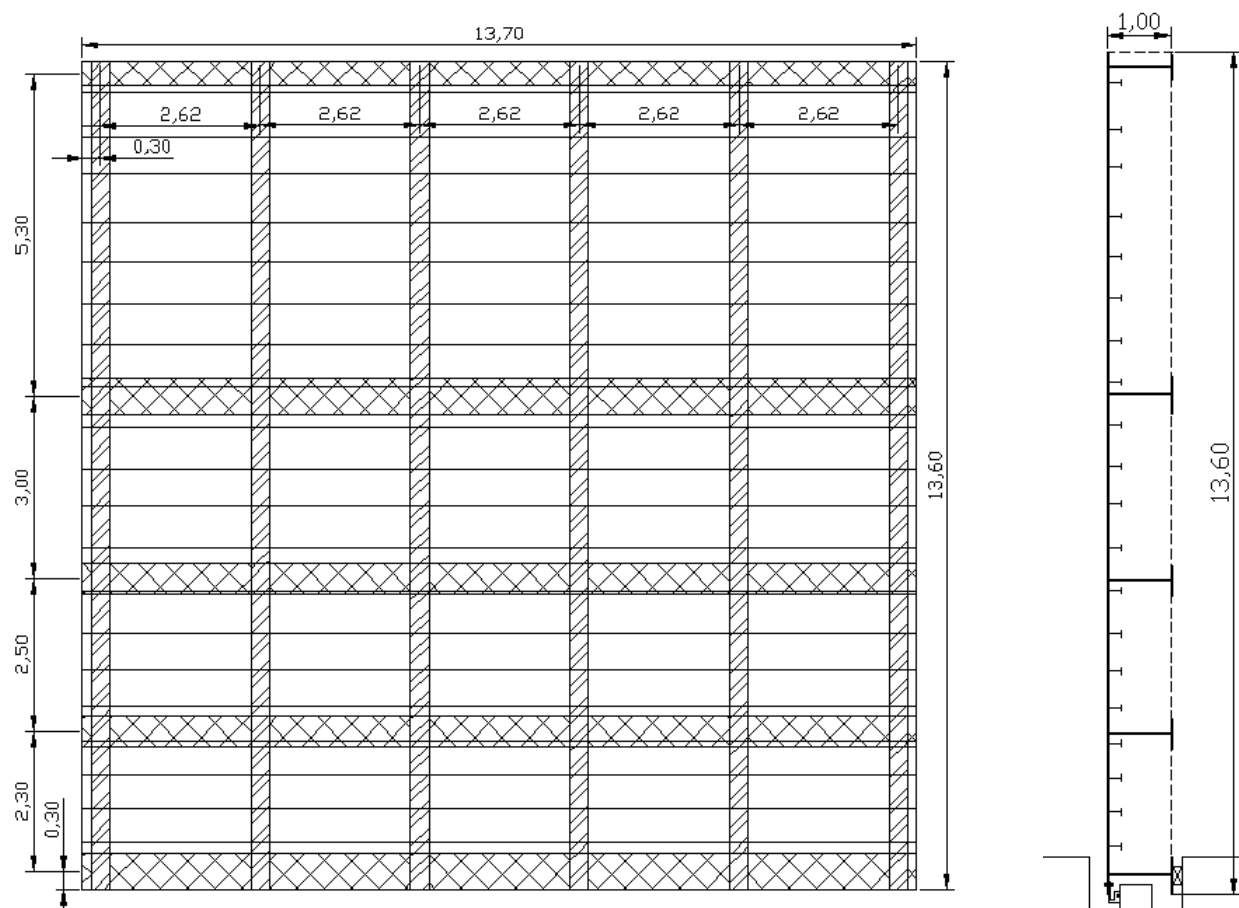


Figure VI-II : Vue en élévation de la porte aval (à gauche) et section droite (à droite)

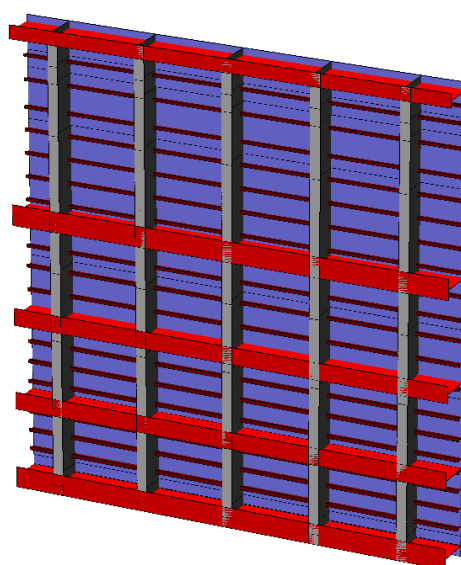


Figure VI-III : Vue en perspective de la solution de porte aval

VI.2. Analyse de la structure finale sous chargement hydrostatique

Nous réalisons l'analyse de la structure avec ses dimensions finales. Les résultats de l'analyse par *LBR-5* sont repris dans le Tableau VI-3. Nous donnons également les résultats de l'analyse linéaire *FINELG* pour la flèche maximale et la contrainte maximale dans les cadres, en gras. Les valeurs de contraintes sont très proches, tandis que les valeurs de flèche maximale donnée par *FINELG* dépassent de 20% les valeurs données par *LBR-5*.

Les contraintes maximales dans les cadres et les traverses sont plus faibles que celles obtenues avec les dimensions précédentes puisque ces éléments ont été renforcés. La Figure VI-IV montre l'état de contraintes dans les cadres pour le cas de chargement hydrostatique C3.

Chargement	C1 (en service)	C2 (crue)	C3 (bief aval à sec)
σ_{max} traverses : σ_{comp} dans la semelle (MPa)	122	137	129
σ_{max} raidisseurs : σ_{comp} dans la semelle (MPa)	156	168	171
σ_{max} cadres : σ_{comp} dans la semelle (MPa)	107 - 112	114 - 118	120 - 126
Rapport d/d_{min} minimal pour le bordé	1,07	1,02	1,05
Flèche maximale à mi-portée	1,50 cm - 1,79 cm	1,69 cm - 2,00 cm	1,58 cm - 1,90 cm

Tableau VI-3 : Résultats de l'analyse LBR-5 de la porte, avec quelques résultats de l'analyse FINELG (en gras)

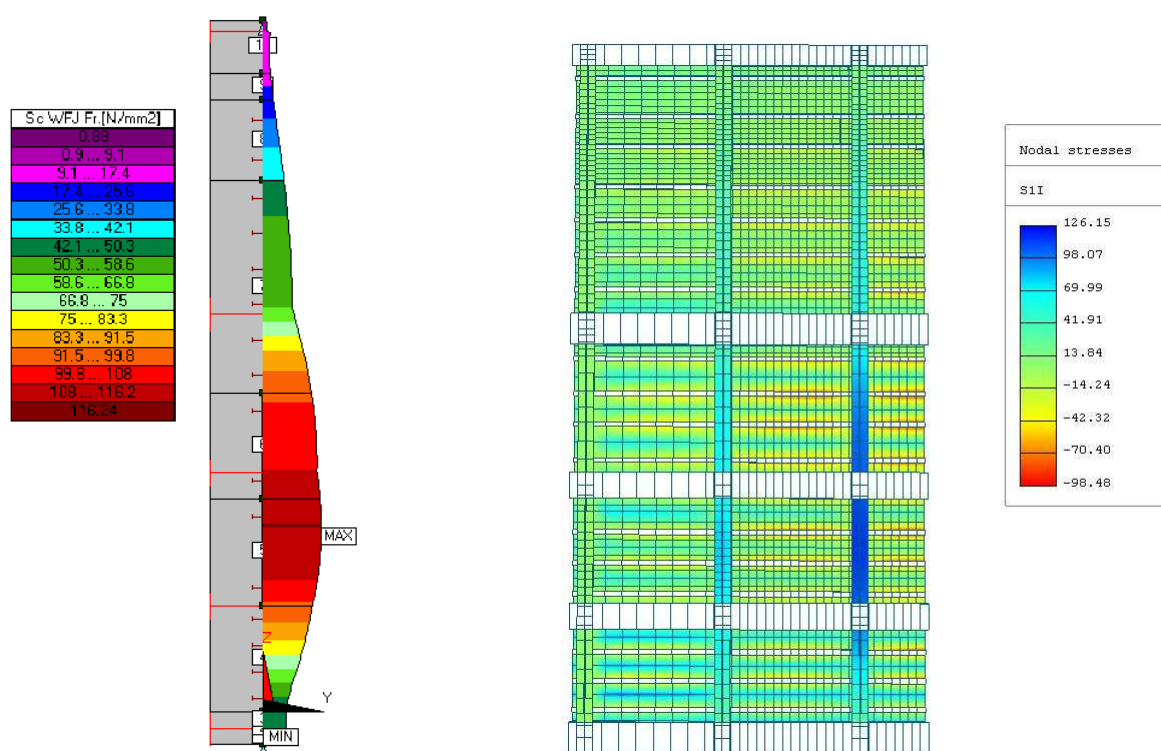


Figure VI-IV : Etat de contraintes dans les cadres pour le cas de chargement C3 (à gauche, LBR-5, à droite, FINELG)

Les contraintes maximales dans les raidisseurs, ainsi que les rapports d/d_{min} minimaux pour le bordé, sont restés pratiquement identiques à ceux obtenus avec la structure précédente, non renforcée. Le

renforcement des cadres et des traverses affecte peu les états de contrainte dans les raidisseurs et le bordé, qui sont surtout soumis à de la flexion locale. Dès lors, les dimensions des raidisseurs et l'épaisseur de tôle du bordé correspondent toujours à un optimum puisque les sollicitations sont très proches des valeurs admissibles pour un dimensionnement élastique. En revanche, les contraintes dans les cadres et traverses se sont éloignées de la contrainte admissible de 176MPa. Ces derniers éléments sont maintenant quelque peu surdimensionnés par rapport aux cas de chargement hydrostatiques.

VI.3. Discussion sur l'optimisation de la porte

Les dimensions de la porte ont été sensiblement modifiées suite à l'étude du choc de bateau. Il est légitime de se demander dans quelle mesure la porte finalement retenue correspond toujours à un optimum par rapport à l'étude des courbes Pareto des différents modèles.

En fait, l'étude du choc a conduit à imposer une restriction supplémentaire sur les dimensions des éléments. Les restrictions originales, structurelles et géométriques, avaient pour objet d'assurer la résistance élastique de la structure aux sollicitations hydrostatiques. Elles imposaient, d'une part, des dimensions suffisantes pour limiter la contrainte élastique dans les sections, et d'autre part, des rapports épaisseur/hauteur suffisants pour obtenir des profilés de classe 3. En outre, grâce à l'algorithme PLTBEN, l'épaisseur du bordé était suffisante pour écarter le risque de voilement entre deux éléments de raidissage. Suite à l'étude du choc, nous avons décidé d'ajouter une restriction, à savoir l'usage de sections de classe 1 pour les parois des éléments de raidissage. C'est cette restriction qui nous a amené à renforcer les cadres et les traverses.

La prise en compte du cas de choc pourrait encore susciter l'ajout d'autres restrictions. Ici, nous avons effectué une vérification de l'ordre de grandeur des chocs pouvant être subis par la porte. Une autre approche serait de devoir remplir un objectif déterminé par le client, objectif qui imposerait de ne pas dépasser un état de dégradation donné pour un choc donné. Dans ce cas, le processus d'optimisation de la porte compterait encore une restriction supplémentaire : le choc serait vu comme un cas de charge dimensionnant. Cependant, il semble particulièrement ardu de prendre en compte un critère précis de résistance au choc dans la phase d'optimisation de la structure. En effet, l'analyse du choc est assez complexe à mettre en œuvre. Il est préférable de définir un ensemble de critères facilement vérifiables, dont on sait qu'ils vont permettre d'atteindre une résistance au choc conforme à ce que l'on attend. Dans cette optique, imposer l'utilisation de sections de classe 1 pour les cadres et traverses prend un certain sens au vu des résultats de cette étude.

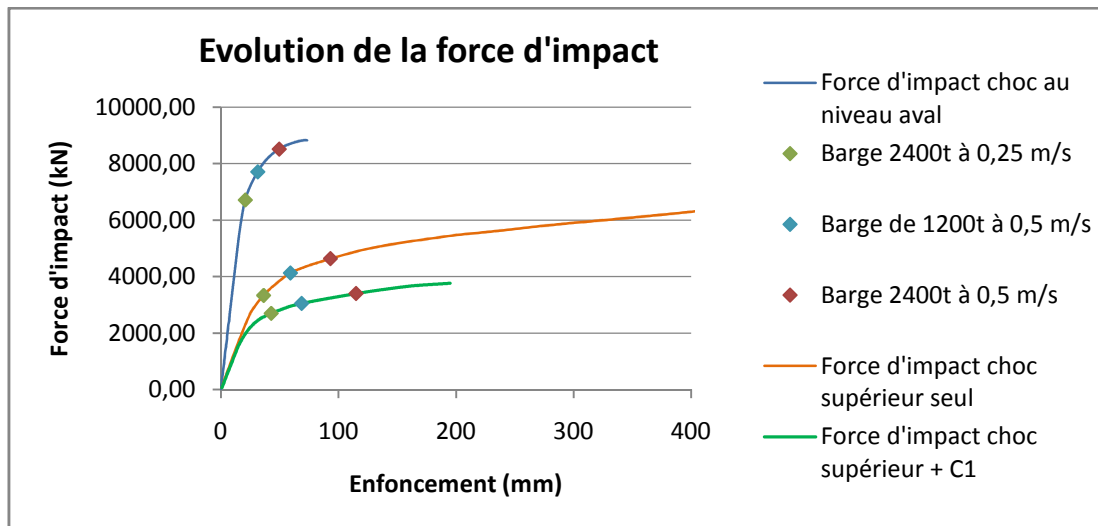
Il serait intéressant de recommencer le processus d'optimisation mené dans la première partie de ce travail, en imposant les rapports épaisseur/hauteur permettant de classer les sections en classe 1, pour les cadres et les traverses. Nous pourrions alors voir dans quelle mesure cela modifie l'optimisation de la porte. Toutefois sur base de l'analyse du Tableau VI-3, nous avons constaté que la prise en compte de la restriction supplémentaire concernant la classe des sections des cadres et traverses a un impact sur l'optimisation de l'espacement des cadres et des traverses, non sur celui des raidisseurs. De même, l'épaisseur du bordé ne peut en aucun cas être réduite. Finalement, cette restriction supplémentaire ne modifie donc pas fondamentalement le processus d'optimisation de la porte. La solution retenue reste compétitive puisque les épaisseurs de bordé et les dimensions et espacements des raidisseurs sont optimisés.

Il serait également intéressant, dans le cadre d'un travail visant à poursuivre la réflexion sur la résistance au choc des portes, de voir si d'autres restrictions du même type, pouvant être aisément prises en compte au niveau de l'avant-projet et de l'optimisation de la porte, pourraient contribuer à assurer une bonne résistance au choc d'une porte d'écluse. Le but serait de définir un ensemble de critères à vérifier, de manière à s'assurer dès la phase d'avant-projet que la porte conçue et optimisée présente une résistance au choc suffisante, sans toutefois devoir effectuer d'analyse explicite de choc à

ce niveau de l'étude. Ensuite, on pourrait se pencher sur l'impact de ces restrictions supplémentaires dans le processus d'optimisation de la porte.

VI.4. Résistance au choc

La résistance au choc de la porte a été vérifiée par une analyse numérique non linéaire pour trois scénarios de choc. Pour rappel, les courbes donnant l'évolution de la force d'impact en fonction de l'enfoncement du bateau dans la porte sont données au Graphique VI-I. A partir de ces courbes, l'énergie de dissipation est connue et il est alors possible, en égalant cette énergie avec l'énergie cinétique initiale du bateau, de représenter les points correspondant à différents cas de choc.



Graphique VI-I : Comparaison de l'évolution de la force d'impact pour un choc au niveau aval et au niveau amont

Avec les analyses menées, nous avons pu modéliser l'effet du choc d'une barge de 2400 tonnes à une vitesse allant jusqu'à 1,31 m/s pour un choc au niveau amont sans prise en compte du chargement hydrostatique, à 0,70 m/s si nous prenions en compte ce chargement hydrostatique, ou encore à 0,64 m/s si le choc avait lieu au niveau aval. Sur la Figure VI-V, nous présentons la déformée de la porte aval et l'étendue de la plastification pour le choc d'une barge de 2400 tonnes à 0,60 m/s, respectivement pour un choc au niveau aval et au niveau amont avec prise en compte du chargement hydrostatique. La flèche maximale de la porte vaut 6,6 cm dans le cas du choc aval et 21,3 cm dans le cas du choc amont.

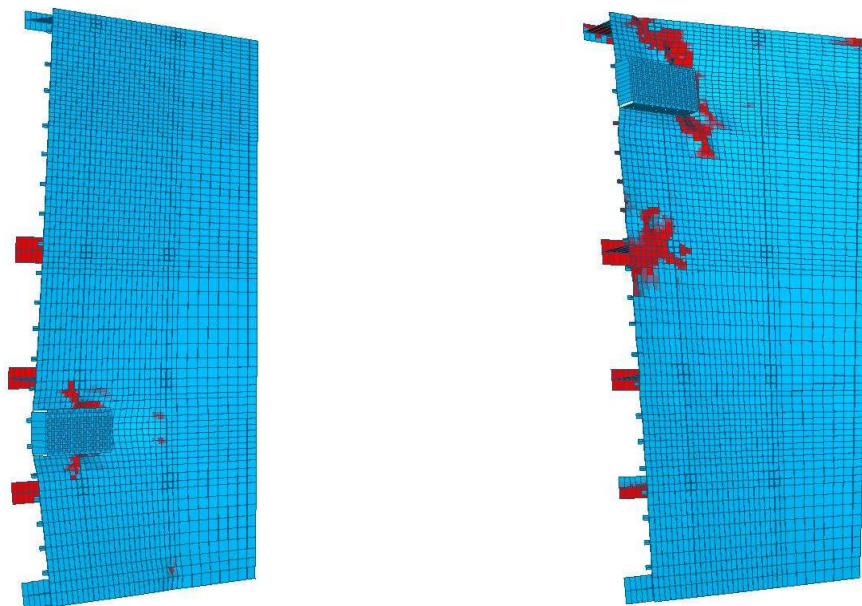


Figure VI-V Effet du choc d'une barge de 2400t à 0,60 m/s au niveau aval (à g.) et amont (à dr.), amplifié 10 fois

VII. CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif de ce travail consistait à réaliser une étude des portes aval des futures écluses de Marchienne-au-Pont, Gosselies, Viesville et Obourg, dont la construction est prévue dans le cadre du projet Seine-Escaut Est. L'étude de ces écluses en était au stade de l'avant-projet sommaire lorsque ce travail a débuté. Le type de porte à utiliser ainsi que les dimensions des sas constituaient les données de départ. Le choix d'une standardisation entre ces portes était privilégié.

Le travail présenté dans ce document débute par l'étude de la conception et de l'optimisation des portes au moyen du logiciel *LBR-5*. Nous avons déterminé quatre modèles de porte aval intégrant différents choix de conception. Pour chacun de ces modèles, nous avons effectué une optimisation à la fois sur le poids et le coût de la structure, en établissant les courbes Pareto du modèle à partir d'un nombre représentatif de solutions. A ce stade, les sollicitations prises en compte sont les sollicitations hydrostatiques et l'analyse et le dimensionnement réalisés sont élastiques. Finalement, ce processus nous a permis de comparer entre eux différents modèles et de déterminer la solution optimale à la fois du point de vue de la conception et du dimensionnement des éléments, selon les critères de choix retenus dans cette étude.

Ensuite, nous avons développé un modèle éléments finis de la porte optimisée. Le logiciel utilisé est le logiciel de modélisation non linéaire par éléments finis *FINELG*. Le but était de réaliser une étude de l'effet d'un choc de bateau sur la porte aval. Nous avons effectué une analyse non linéaire de la structure soumise à un choc de bateau pour différentes configurations. Cette étude nous a amené à renforcer la structure afin d'améliorer son comportement en cas de choc et sa capacité d'absorption d'énergie. Finalement, nous avons obtenu des résultats donnant l'évolution de l'état de la porte en fonction de l'énergie du choc, pour des chocs au niveau amont et au niveau aval.

Au terme de ce travail, nous décrivons la structure et les dimensions des portes aval auxquelles nous avons abouti. Les portes aval sont dimensionnées et optimisées pour la reprise des chargements hydrostatiques dans le domaine élastique, et elles sont vérifiées pour un choc d'une énergie allant jusqu'à 500 kJ, aussi bien au niveau aval qu'au niveau amont, avec prise en compte du chargement hydrostatique. Pour un choc plus violent, le comportement devient plus difficile à modéliser, notamment pour cause d'instabilité des éléments de renfort principaux.

L'étude de l'optimisation de la structure nécessitait la définition d'un objectif et d'un ensemble de critères de choix. Nous avons par exemple considéré sur un pied d'égalité les critères de poids et de coût de la structure, mais d'autres choix étaient possibles qui nous auraient porté vers une solution différente. Les courbes Pareto des modèles étant établies, il est possible de revenir sur ces critères de choix et aboutir à une autre solution, en fonction des souhaits des décideurs.

L'analyse du choc a mis en évidence la nécessité de renforcer la structure afin de lui permettre de mieux dissiper l'énergie. Nous avons fait le choix d'utiliser des sections de classe 1 selon la classification de l'Eurocode, ce qui a permis la formation de mécanismes plastiques qui dissipent une énergie importante. Ce choix est loin d'être automatique en construction hydraulique puisque les structures sont dimensionnées élastiquement, en limitant la contrainte dans la fibre la plus sollicitée, de sorte que l'usage de sections de classe 3 est plus habituel¹³. L'étude réalisée dans ce travail a donc conduit à proposer un critère qui permet un meilleur comportement structurel en cas de choc.

L'étude comparative du choc au niveau aval et au niveau amont a montré que les mécanismes développés étaient fondamentalement différents selon les rapports de raideur transversaux et longitudinaux dans la zone de choc. La structure soumise à un choc au niveau amont présente un comportement ductile alors que le comportement est fragile lors d'un choc au niveau aval. Il convient

¹³ Les recommandations de Hugues pour les restrictions géométriques des éléments en T conduisent à des sections de classe 3

de concevoir la structure d'une porte de manière à assurer tant que possible un comportement ductile en cas de choc. Nous pressentons, au vu des résultats obtenus, que ce travail de conception doit se faire en définissant des rapports de raideur adéquats entre les cadres et les traverses, dans les zones susceptibles d'être heurtées par un bateau. Le but recherché doit être la propagation du mécanisme plastique, et donc de la dissipation d'énergie, dans l'ensemble de la porte, et non sa concentration dans la zone de choc comme c'est le cas pour la porte heurtée au niveau aval.

En conclusion, nous avons abouti à une solution de porte aval sur laquelle nous avons mené les analyses voulues. Il faut signaler que l'optimisation de la porte et l'analyse du choc constituent un processus itératif : il serait intéressant de recommencer le processus d'optimisation en intégrant les modifications établies suite à l'étude du choc. Remarquons aussi que l'étude du choc de bateau a ouvert un certain nombre de portes, comme expliqué dans les deux paragraphes précédents. Il nous semble qu'il serait grandement intéressant de poursuivre ce travail par une étude se concentrant spécifiquement sur le choc de bateau, et qui traiterait un nombre plus représentatif de résultats. A ce titre, il serait possible de travailler sur le développement de mécanismes plastiques en fonction des classes de section, des rapports de raideur, et certainement d'autres paramètres encore passés inaperçus. Le but serait alors de proposer plusieurs critères simples, pouvant être intégrés dès la phase de conception et d'optimisation, et qui assureraient un comportement structurel efficace pour dissiper l'énergie en cas de choc.

VIII. ANNEXES

VIII.1. Optimisation avec LBR5 : fonction objectif coût

L'objet de cette annexe est de fournir des précisions concernant la définition de la fonction objectif coût utilisée par le module d'optimisation « coût » de LBR-5. Les descriptions de ce module d'optimisation sont tirées des travaux du Prof. Rigo [7] et de M. Pecquet [5].

Le coût total de la structure modélisée (FC) comporte trois contributions : le coût des matériaux de base (F_{MAT}), les différents coûts de fabrication tel que l'énergie, les matériaux d'apport pour les soudures (F_{CONS}) ainsi que les coûts relatifs à la main d'œuvre (F_{ManP}).

$$FC = F_{MAT} + F_{CONS} + F_{ManP} \quad (\text{en Euros})$$

Nous définissons un paramètre « d'équivalent poids » de la manière suivante : EQP = *Weight Equivalent Parameter* (ton/m-h)

$$EQP = \frac{\text{Unitairy ManP. Cost (Euro/m - h)}}{\text{Unitairy Mat. Cost (Euro/ton)}} \quad (\text{tons/manhour})$$

De faibles valeurs de ce paramètre conduisent à un optimum en terme de poids puisque cela indique que le coût de la tonne de matériau surpasse largement le coût de la main d'œuvre. Au contraire, de grandes valeurs de ce paramètre ont tendance à conduire vers une structure dont le poids est plus important pour un optimum coût, puisque dans ce cas c'est le coût de la main d'œuvre qu'il faut limiter.

Nous définissons une épaisseur de référence pour les différents éléments.

D_{ref}	Epaisseur de référence pour le bordage
D_{refx}	Epaisseur de référence pour les membrures longitudinales
D_{refy}	Epaisseur de référence pour les membrures transversales

VIII.1.1. Estimation du coût des matériaux de base

Le coût des matériaux est directement lié au calcul du poids, en multipliant chaque terme par un prix unitaire :

Calcul du poids (kg)	Calcul du coût (€)
$WEIGHT_{(MAT)} = \gamma \cdot L \cdot B \cdot \left[\begin{array}{l} \frac{\delta}{\Delta_x} [1 + DW2] \\ + \frac{(h \cdot d + w \cdot t)_x}{\Delta_x} [1 + DW2] \\ + \frac{(h \cdot d + w \cdot t)_y}{\Delta_y} [1 + DW3] \end{array} \right]$	$F_{MAT} = \gamma \cdot L \cdot B \cdot \left[\begin{array}{l} C1 \cdot \frac{\delta}{\Delta_x} [1 + DW2] \\ + C2 \cdot \frac{(h \cdot d + w \cdot t)_x}{\Delta_x} [1 + DW2] \\ + C3 \cdot \frac{(h \cdot d + w \cdot t)_y}{\Delta_y} [1 + DW3] \end{array} \right]$

L (m)	Longueur du panneau (Selon Ox)
B (m)	Largeur du panneau (Selon Oy)
δ (m)	Epaisseur
γ (N/m ³)	Poids spécifique
$(h, d, w, t)_x$ (m)	Dimensions des raidisseurs longitudinaux
$(h, d, w, t)_y$ (m)	Dimensions des cadres transversaux
Δ_x (m)	Espacement des raidisseurs longitudinaux
Δ_y (m)	Espacement des cadres transversaux

- Les paramètres DW2 (pour les raidisseurs longitudinaux) et DW3 (pour les cadres transversaux) sont utilisés pour tenir compte éventuellement d'un poids additionnel si nous venons placer des renforts locaux sur tous les éléments raidisseurs (plats, bracons, ...)
- Les paramètres C1, C2 et C3 sont les coûts par kg des différents éléments :

C1 : Coût par kg du bordage (€/kg)	
$C_1 = C_1^0 [1 + DC_1 (\delta - E_0) 10^3]$	
E_0 (m)	Epaisseur de référence du bordage
δ (m)	Epaisseur réelle du bordage
C_1^0 (€/kg)	Coût par kg du bordage avec épaisseur de référence
DC_1	Variation relative du prix entre un plat d'épaisseur E_0 et un plat d'épaisseur $E_0 + 1\text{ mm}$
C2 et C3 : Coût par kg des éléments raidisseurs (€/kg)	
$C_2 = C_2^0 [1 + DC_1 (d_x - E_0) 10^3]$ $C_3 = C_3^0 [1 + DC_1 (d_y - E_0) 10^3]$	
E_0 (m)	Epaisseur d'âme de référence des membrures
d_x, d_y (m)	Epaisseur d'âme des membrures
C_2^0, C_3^0 (€/kg)	Coût par kg des membrures avec épaisseur d'âme de référence

VIII.1.2. Estimation des coûts de main d'œuvre

Nous passons à présent à l'estimation des coûts de main d'œuvre.

$$F_{ManP} = REND \cdot EQP \cdot C_1^0 \cdot ManP$$

$ManP$ (man-hours)	Coût global du travail
$REND$	Efficacité du chantier de construction
EQP (t/m-h)	Paramètre d'équivalent poids
C_1^0 (€/kg)	Coût par kg des plats d'épaisseur de référence

$$ManP = L \cdot B \left[\begin{array}{l} \frac{1}{\Delta_X} \cdot P_4 + \frac{1}{\Delta_Y} \cdot P_5 \\ + \frac{1}{\Delta_X \Delta_Y} \cdot (P_6 + \beta_X \cdot \beta_Y \cdot P_7 \\ + \frac{1}{\Delta_X} \cdot P_{9X} + \frac{1}{\Delta_Y} \cdot P_{9Y} \\ + P_{10} \end{array} \right]$$

P_4 (m-h)	Charge de travail pour souder 1m de raidisseurs longitudinaux sur le bordage
P_5 (m-h)	Charge de travail pour souder 1m de cadres transversaux sur le bordage
P_6 (m-h)	Charge de travail pour réaliser les jonctions entre les membrures longitudinales et transversales
P_7 (m-h)	Charge de travail pour fixer les éléments de renforts locaux pour les membrures
β_X, β_Y	Pourcentage de la longueur des membrures qui doivent recevoir des renforts locaux
P_{9X}, P_{9Y} (m-h)	Charge de travail pour souder ensemble les différents éléments formant les membrures. $P_9=0$ si les membrures sont des profilés standards
P_{10} (m-h/m ²)	Charge de travail pour préparer (redressage, ...) 1m ² de plaque

$$P_4 = P_4^0 \cdot [1 + (d_X - E_{0X}) \cdot 10^3 \cdot DP_4]$$

$$P_5 = P_5^0 \cdot [1 + (d_Y - E_{0Y}) \cdot 10^3 \cdot DP_5]$$

$$P_9 = P_{9X}^0 \cdot [1 + (d_X - E_{0X}) \cdot 10^3 \cdot DP_{9X}]$$

$$P_{9Y} = P_{9Y}^0 \cdot [1 + (d_Y - E_{0Y}) \cdot 10^3 \cdot DP_{9Y}]$$

P_4^0, P_5^0 and P_{9X}^0, P_{9Y}^0 (m-h/m)	Charges de travail pour les épaisseurs de référence
$DP_4, DP_5, DP_{9X}, DP_{9Y}$	Variation relative de la charge de travail par mm d'épaisseur d'âme

$$P_{10} = P_{10}^0 \cdot [1 + (\delta - E_0) \cdot 10^3 \cdot DP_{10}]$$

P_{10}^0 (m-h/m ²)	Charges de travail pour préparer 1m ² de bordage avec épaisseur de référence
DP_{10}	Variation relative de la charge de travail par mm d'épaisseur du bordage

VIII.1.3. Estimation des coûts de fabrication

Enfin, nous passons à l'estimation des coûts de fabrication.

$$F_{CONS} = L \cdot B \cdot \left(\left[\frac{2 - \alpha_X}{\Delta_X} \right] \cdot C_{8X} + \left[\frac{2 - \alpha_Y}{\Delta_Y} \right] \cdot C_{8Y} \right)$$

$\alpha_X, \alpha_Y = 0$	Si les membrures sont reconstituées à partir de plats standards
$\alpha_X, \alpha_Y = 1$	Si les membrures sont des profilés standards

Les coûts de soudure (énergie, gaz, électrode, amortissement du matériel) sont estimés par les formules suivantes :

$$C_{8X} = C_8^0 [1 + DC_8 (d_X - E_{0X}) \cdot 10^3] \text{ pour les raidisseurs longitudinaux}$$

$$C_{8Y} = C_8^0 [1 + DC_8 (d_Y - E_{0Y}) \cdot 10^3] \text{ pour les cadres transversaux}$$

C_8^0 (€/m)	Coût de soudure aux jonctions âme-semelle pour l'épaisseur d'âme de référence
DC_8	Variation relative des coûts de soudure par mm d'épaisseur du bordage avec l'épaisseur d'âme de référence

VIII.1.4. Valeurs des paramètres

Nous donnons ci-dessous les valeurs des différents paramètres utilisés dans la méthode de définition du coût lors de l'optimisation avec LBR-5 effectuée dans ce travail.

- Rendement du chantier de construction

REND	1,000
EQP (ton/m-h)	0,050

- Coûts des matériaux

	Bordage (1)	Raidisseurs (2)	Cadres (3)
Epaisseur de référence (m)	0,008	0,008	0,008
Coût associé par kg (€/kg) (C)	0,95	1,15	1,07
Variation relative (DC)	0		
Poids renforts (DW)		0	0

- *Coût de la main d'œuvre*

	Charge de travail (m-h/m)	Variation relative
Préparation plaque (P10) (m-h/m ²)	0,092	4%
Soudures plaque/longitudinaux (P4)	0,500	2%
Soudures plaque/transversaux (P5)	1,340	2%
Reconstitution longitudinaux (P_{9x})	0,000	0%
Reconstitution transversaux (P_{9y})	0,000	0%
Jonction longitudinaux/transversaux (P6)	0,250	
Renforts locaux (P7)	1,220	
Pourcentage renforts longitudinaux (β_x)	1,000	
Pourcentage renforts transversaux (β_y)	1,000	

- *Coûts de fabrication*

Coûts associés par kg (€/kg)	3,215
Variation relative	5%
Reconstitution des longitudinaux (α_x)	1,000
Reconstitution des transversaux (α_y)	1,000

VIII.2. Calcul du moment plastique de la porte

Nous cherchons à calculer le moment plastique total de la porte :

$$M_p = \sum m_{pi}$$

où les m_{pi} sont les moments plastiques de chaque poutre élémentaire de la porte en kNm. Nous discrétisons la porte en 40 poutres horizontales élémentaires (40 tranches) de hauteur identique, égale à 340 mm. La Figure VIII-I présente la poutre élémentaire correspondant à la première tranche de porte de 340 mm de haut. Il s'agit alors de calculer les m_{pi} pour chaque poutre horizontale élémentaire composant la porte, selon la formule suivante :

$$m_{pi} = \int_{S_+} \sigma_y(z_p - z)ds + \int_{S_-} \sigma_y(z - z_p)ds$$

avec S_+ et S_- les sections de part et d'autre de l'axe neutre plastique $Y'Y$, z la seconde coordonnée dans la section de poutre, z_p la coordonnée de l'axe neutre plastique et σ_y la valeur absolue de la contrainte d'élasticité. Dans le cas de flexion pure, l'effort normal résultant est égal à zéro :

$$\int_{S_+} \sigma_y ds + \int_{S_-} -\sigma_y ds = 0$$

Pour une porte de matériau homogène (comme c'est le cas ici), nous avons :

$$\int_{S_+} \sigma_y ds + \int_{S_-} \sigma_y ds = \sigma_y \sum S_i = N_p$$

avec S_i les sections des différentes parties de la poutre élémentaire : tôle, âmes et semelles des différents raidisseurs, et N_p est l'effort normal plastique de la section. Nous obtenons la formule suivante qui permet de calculer l'emplacement de l'axe neutre plastique :

$$\int_{S_-} \sigma_y ds = \frac{N_p}{2}$$

Le Tableau VIII-1 reprend les données nécessaires au calcul du moment plastique, pour chaque tranche. La légende du tableau est reprise plus bas.

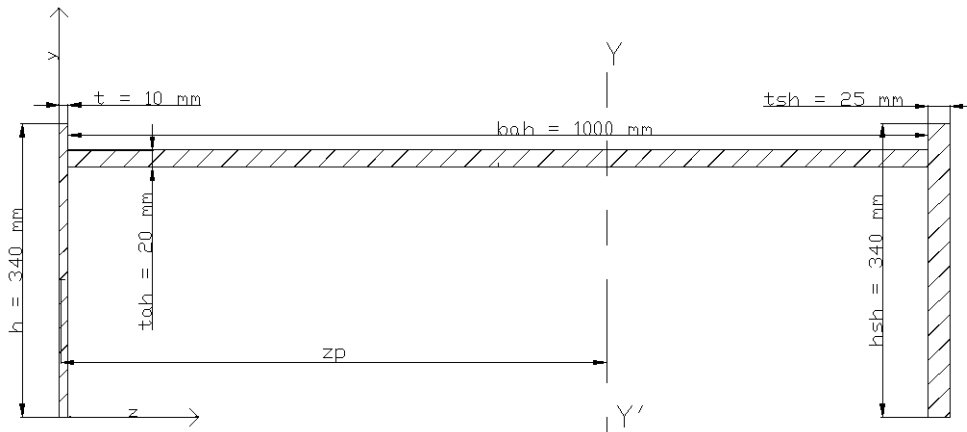


Figure VIII-I : Poutre élémentaire de la 1ère tranche de la porte soumise à flexion autour d'un axe vertical

N°	t_i	t_{ci}	b_{aci}	t_{sci}	h_{sci}	t_{ahi}	b_{ahi}	h_{shi}	t_{shi}	y_{mi}
1	10	0	0	0	0	20	1000	340	25	170
2	10	0	0	0	0	0	1000	260	25	510
3	11	6	210	9	100	0	0	0	0	850
4	11	6	210	9	87.5	0	0	0	0	1190
5	11	0	210	9	12.5	0	0	0	0	1530
6	11	6	210	9	100	0	0	0	0	1870
7	11	0	0	0	0	0	1000	30	25	2210
8	11.5	6	210	9	100	20	1000	340	25	2550
9	12	6	210	7	100	0	1000	130	25	2890
10	12	0	0	0	0	0	0	0	0	3230
11	12	6	210	7	100	0	0	0	0	3570
12	12	0	0	0	0	0	0	0	0	3910
13	12	6	210	7	100	0	0	0	0	4250
14	12	0	0	0	0	0	0	0	0	4590
15	12	6	210	8	90	10	1000	250	25	4930
16	12	0	0	0	0	10	1000	250	25	5270
17	12	6	210	8	90	0	0	0	0	5610
18	12	0	0	0	0	0	0	0	0	5950
19	12	6	210	8	90	0	0	0	0	6290
20	11.5	0	0	0	0	0	0	0	0	6630
21	11	10	200	10	85	0	0	0	0	6970
22	11	0	0	0	0	0	0	0	0	7310
23	11	10	200	10	85	0	1000	20	35	7650
24	11	0	0	0	0	20	1000	340	35	7990
25	11	10	200	10	85	0	1000	240	35	8330
26	11	0	0	0	0	0	0	0	0	8670
27	11	10	200	10	85	0	0	0	0	9010
28	11	0	0	0	0	0	0	0	0	9350
29	11	10	200	10	85	0	0	0	0	9690
30	11	0	0	0	0	0	0	0	0	10030
31	11	10	200	10	85	0	0	0	0	10370
32	10	0	0	0	0	0	0	0	0	10710
33	10	10	200	10	80	0	0	0	0	11050
34	10	0	0	0	0	0	0	0	0	11390
35	10	10	200	10	80	0	0	0	0	11730
36	10	0	0	0	0	0	0	0	0	12070
37	10	10	200	10	80	0	0	0	0	12410
38	10	0	0	0	0	0	0	0	0	12750
39	10	10	200	10	80	0	1000	60	25	13090
40	10	0	0	0	0	25	1000	340	25	13430
Total	20 raidisseurs					5 traverses				13600

Tableau VIII-1 : Caractéristiques géométriques des tranches de la section de la porte

Légende :

- t_i : épaisseur de la tôle de la tranche i
- t_{ci} : épaisseur de l'âme des raidisseurs de la tranche i
- b_{aci} : hauteur de l'âme des raidisseurs de la tranche i
- t_{sci} : épaisseur de la semelle des raidisseurs de la tranche i
- h_{sci} : largeur de la semelle des raidisseurs de la tranche i
- t_{ahi} : épaisseur de l'âme des traverses de la tranche i
- b_{ahi} : hauteur de l'âme des traverses de la tranche i
- h_{shi} : largeur de la semelle des traverses de la tranche i

- t_{shi} : épaisseur de la semelle des traverses de la tranche i
- y_{mi} : cote moyenne de la tranche

Pour chaque tranche, nous définissons :

- $S_{bi} = h_{tranche} \times t_i$, section de la tôle de la tranche i
- $S_{aci} = t_{ci} \times b_{aci}$, section de l'âme des raidisseurs de la tranche i
- $S_{sci} = t_{sci} \times h_{sci}$, section de la semelle des raidisseurs de la tranche i
- $S_{ahi} = t_{ahi} \times b_{ahi}$, section de l'âme des traverses de la tranche i
- $S_{shi} = t_{shi} \times h_{shi}$, section de la semelle des traverses de la tranche i

Lors du calcul du moment plastique d'une tranche de porte, cinq cas peuvent apparaître concernant l'emplacement de l'axe neutre plastique :

1. Dans la tôle
2. Entre la tôle et la semelle du raidisseur
3. Dans la semelle du raidisseur
4. Entre la semelle du raidisseur et celle de la traverse
5. Dans la semelle de la traverse

1. Le premier cas apparaît lorsque :

$$S_{bi} \geq \frac{N_p}{2\sigma_y}$$

Dans ce cas, S_- est une partie de la tôle et :

$$\int_{S_-} \sigma_y ds = \sigma_y h z_p = \frac{N_p}{2} \rightarrow z_p = \frac{N_p}{2\sigma_y h}$$

Le calcul de m_p pour la tranche considérée donne :

$$m_p = \sigma_y h \left[\frac{z_p^2}{2} + \frac{(t - z_p)^2}{2} \right] + \sigma_y b_{ac} t_c (z_{ac} - z_p) + \sigma_y h_{sc} t_{sc} (z_{sc} - z_p) + \sigma_y b_{ah} t_{ah} (z_{ah} - z_p) + \sigma_y h_{sh} t_{sh} (z_{sh} - z_p)$$

$$\text{avec : } z_{ac} = t + b_{ac}/2 \quad z_{ah} = t + b_{ah}/2 \quad z_{sc} = t + b_{ac} + t_{sc}/2 \quad z_{sh} = t + b_{ah} + t_{sh}/2$$

2. Le second cas apparaît lorsque :

$$S_{bi} < \frac{N_p}{2\sigma_y} \quad \text{et} \quad S_{bi} + S_{aci} + b_{aci} t_{ahi} \geq \frac{N_p}{2\sigma_y}$$

Dans ce cas, l'emplacement de l'axe neutre plastique devient :

$$z_p = t + \frac{\left(\frac{N_p}{2} - \sigma_y S_b \right)}{\sigma_y t_c + \sigma_y t_{ah}}$$

Le calcul de m_p pour la tranche considérée donne :

$$m_p = \sigma_y S_b (z_p - t/2) + \sigma_y t_c \left[\frac{(z_p - t)^2}{2} + \frac{(t + b_{ac} - z_p)^2}{2} \right] + \sigma_y t_{ah} \left[\frac{(z_p - t)^2}{2} + \frac{(t + b_{ah} - z_p)^2}{2} \right] \\ + \sigma_y h_{sc} t_{sc} (z_{sc} - z_p) + \sigma_y h_{sh} t_{sh} (z_{sh} - z_p)$$

3. Le troisième cas apparaît lorsque :

$$S_{bi} + S_{aci} + b_{aci} t_{ahi} < \frac{N_p}{2\sigma_y} \quad \text{et} \quad S_{bi} + S_{aci} + S_{sci} + (b_{aci} + t_{sci}) t_{ahi} \geq \frac{N_p}{2\sigma_y}$$

Dans ce cas, l'emplacement de l'axe neutre plastique devient :

$$z_p = t + \frac{\left(\frac{N_p}{2\sigma_y} - S_b - S_{ac} + b_{ac} t_{sc} \right)}{t_{sc} + t_{ah}}$$

Le calcul de m_p pour la tranche considérée donne :

$$m_p = \sigma_y S_b (z_p - t/2) + \sigma_y S_{ac} (z_p - z_{ac}) + \sigma_y t_{ah} \left[\frac{(z_p - t)^2}{2} + \frac{(t + b_{ah} - z_p)^2}{2} \right] \\ + \sigma_y h_{sc} \left[\frac{(z_p - t - b_{ac})^2}{2} + \frac{(t + b_{ac} + t_{sc} - z_p)^2}{2} \right] + \sigma_y S_{sh} (z_{sh} - z_p)$$

4. Le quatrième cas apparaît lorsque :

$$S_{bi} + S_{aci} + S_{sci} + (b_{aci} + t_{sci}) t_{ahi} < \frac{N_p}{2\sigma_y} \quad \text{et} \quad S_{bi} + S_{aci} + S_{sci} + S_{ahi} \geq \frac{N_p}{2\sigma_y}$$

Dans ce cas, l'emplacement de l'axe neutre plastique devient :

$$z_p = t + \frac{\left(\frac{N_p}{2\sigma_y} - S_b - S_{ac} - S_{sc} \right)}{t_{ah}}$$

Le calcul de m_p pour la tranche considérée donne :

$$m_p = \sigma_y S_b (z_p - t/2) + \sigma_y S_{ac} (z_p - z_{ac}) + \sigma_y S_{sc} (z_p - z_{sc}) + \sigma_y t_{ah} \left[\frac{(z_p - t)^2}{2} + \frac{(t + b_{ah} - z_p)^2}{2} \right] \\ + \sigma_y S_{sh} (z_{sh} - z_p)$$

5. Le cinquième cas apparaît lorsque :

$$S_{bi} + S_{aci} + S_{sci} + S_{ahi} \geq \frac{N_p}{2\sigma_y} \quad \text{et} \quad S_i \geq \frac{N_p}{2\sigma_y}$$

Dans ce cas, l'emplacement de l'axe neutre plastique devient :

$$z_p = t + b_{ah} + \frac{\left(\frac{N_p}{2\sigma_y} - S_b - S_{ac} - S_{sc} - S_{ah} \right)}{h_{sh}}$$

Le calcul de m_p pour la tranche considérée donne :

$$m_p = \sigma_y S_b (z_p - t/2) + \sigma_y S_{ac} (z_p - z_{ac}) + \sigma_y S_{sc} (z_p - z_{sc}) + \sigma_y S_{ah} (z_p - z_{ah}) + \sigma_y h_{sh} \left[\frac{(z_p - t - b_{ah})^2}{2} + \frac{(t + b_{ah} + t_{sh} - z_p)^2}{2} \right]$$

Le calcul du moment plastique total est réalisé au moyen d'un tableur Excel. Nous calculons pour chacune des 40 tranches le moment plastique de la tranche i : m_{pi} .

Nous considérons une loi élasto-plastique de type élastique parfaitement plastique pour le matériau, donc sans phase d'écrouissage. Dès lors, la contrainte dans les éléments qui plastifient est prise égale à $\sigma_y = 235 \text{ Mpa}$.

Nous obtenons un moment plastique total : $M_p = 20\,082 \text{ kNm}$. Toutefois, il faut retirer de cette valeur la part du moment plastique issue de la première tranche, puisque cette partie de la porte, munie de la première traverse, représente son appui dans le fond. Dès lors, elle ne développe pas de flexion. Nous considérons donc une hauteur « libre » de porte, entre son appui et le sommet, $b = 13,30 \text{ m}$ et nous obtenons un moment plastique total :

$$M_p = \sum m_{pi} = 17\,556 \text{ kNm}$$

IX. BIBLIOGRAPHIE

- [1] **EUROCODE 3** - Calcul des structures en acier – Partie 1.1 : Règles générales et règles pour les bâtiments, EN 1993-1-1, CEN, Bruxelles, 2005
- [2] **LE SOURNE H. – RODET J.-C. – CLANET C.** : « Crashworthiness analysis of a plane lock gate impacted by different river ships », AIPCN, 2003
- [3] **LE SOURNE H. – RODET J.-C. – CLANET C.** : « Crashworthiness analysis of a lock gate impacted by two river ships », Int. Journal of Crashworthiness, 2004
- [4] **MAQUOI R.** : « Cours de constructions métalliques et mixtes – Partie 1 : éléments de construction métallique », Cours, 2000
- [5] **PECQUET J.-P.** : “Avant-projet d’une porte d’écluse flottante pour le port d’Anvers”, thesis, Liège, 2005
- [6] **RICHIR T. – PECQUET J.-P. – TODERAN C. – BAIR F. – RIGO P.** : « Optimization of a rolling and floating lock gate for the Antwerp port”
- [7] **RIGO P.** : « L’optimisation des structures navales – minimisation du coût de construction de la coque métallique - », IPSI, 2002
- [8] **www.seine-nord-europe.com**, consulté en mars 2009
- [9] **www.seine-escaut.org**, consulté en mars 2009
- [10] **www.voies-hydrauliques.wallonie.be**, consulté en mars 2009