



## UE 3.4 : Conception mécanique en phase d'avant-projet Promotion FISE2026

 <b>ENSTA</b> <b>BRETAGNE</b>	<p>ENSTA Bretagne 2 rue F. Verny 29806 Brest Cedex 9, France</p> <p>BOU MEHRI Majd <a href="mailto:majd.bou@ensta-bretagne.org">majd.bou@ensta-bretagne.org</a></p> <p>CASTANIER Mathieu <a href="mailto:mathieu.castanier@ensta-bretagne.org">mathieu.castanier@ensta-bretagne.org</a></p> <p>DONNET Cécile <a href="mailto:cecile.donnet@ensta-bretagne.org">cecile.donnet@ensta-bretagne.org</a></p> <p>HÉLIÈS Victor <a href="mailto:victor.helies@ensta-bretagne.org">victor.helies@ensta-bretagne.org</a></p>	
--	---	---



## Sommaire :

Sommaire :.....	2
Remerciements .....	3
Résumé.....	4
Abstract.....	4
Introduction .....	5
Présentation du client .....	5
Analyse de l'existant .....	6
Treuil de levage .....	6
Bras robotisé - lève-personne .....	8
Rampe de déploiement rétractable .....	9
Recherche d'architectures et choix d'une solution.....	11
Recherche d'architectures.....	11
Choix d'une solution .....	14
Présentation de la solution .....	15
Schéma cinématique paramétré .....	15
Description et justification technologique de la solution .....	16
Prédimensionnement.....	16
1ère analyse – ROV en dehors de l'eau hypothèses sur les chargements.....	16
Dimensionnement Statique – RDM07.....	18
Dimensionnement statique – Analytique en A et C .....	19
Dimensionnement statique – Analytique en B.....	22
Dimensionnement statique – Glissière en H .....	24
Dimensionnement statique – Liaison pivot en bout de bras.....	27
Dimensionnement statique – Boîte à engrenage .....	28
.....	29
Dimensionnement statique – Socle de fixation au semi-rigide .....	31
Chronogrammes.....	36
Spécifications du cahier des charges .....	36
Durée de chaque action .....	36

Analyse critique de la solution retenue.....	37
Matrice de Conformité .....	37
Comparaison avec une autre solution.....	38
Conduite de projet.....	39
Analyse critique de la dynamique de l'équipe .....	39
Conclusion .....	41
Table des figures .....	41
Annexes.....	42
Tri croisé pour la pondération .....	42
Dimensionnement statique – Pivot en A .....	43
Dimensionnement statique – Pivot en B .....	44
Dimensionnement statique – Glissière.....	46
Dimensionnement statique – Liaison pivot en bout de bras.....	48
Tri croisé pour la matrice de comparaison .....	50
Étude complémentaire – Modélisation des oscillations du ROV en phase transitoire : modèle du pendule amorti. ....	51

## Remerciements

Nous tenons à remercier l'équipe des professeurs encadrants de l'ENSTA Bretagne pour leur précieux soutien et leurs conseils avisés tout au long du projet SMILE. Leur expertise a été essentielle pour concevoir ce système innovant de mise à l'eau du ROV. Nous tenons aussi à remercier Ewan Lebourdais de nous avoir offert l'opportunité de mettre en pratique les connaissances acquises dans notre cursus.

## Résumé

Ce projet, mené à l'ENSTA Bretagne en collaboration avec Ewan Lebourdais, a porté sur la conception d'un système de mise à l'eau et de récupération d'un ROV (Remote Operated Vehicle) depuis un semi-rigide. L'objectif était de répondre aux exigences du cahier des charges, notamment un temps de saisie du ROV de 5 secondes et une durée totale de l'opération de mise à l'eau ou de récupération estimée à 5 minutes.

Le système retenu consiste en un treuil de levage pliant. Le processus est divisé en plusieurs phases : déploiement des bras, descente manuelle du ROV, attache et désaccouplement du crochet, et remontée du câble. Un dimensionnement de la plupart de composants est effectué dans ce document. Des chronogrammes détaillent chaque action, permettant d'assurer la fluidité et l'efficacité de l'opération.

Une analyse critique a été réalisée en comparant notre solution avec une alternative concurrente. Une analyse de la dynamique au sein de l'équipe est aussi réalisée.

Ce projet offre une solution optimisée et adaptable aux besoins spécifiques de la mise à l'eau et de la récupération de ROV, avec une prise en compte approfondie des aspects techniques, ergonomiques et sécuritaires.

## Abstract

This project, conducted at ENSTA Bretagne in collaboration with Ewan Lebourdais, focused on the design of a system for launching and recovering an ROV (Remote Operated Vehicle) from a semi-rigid. The objective was to meet the requirements of the specifications, in particular an ROV capture time of 5 seconds, and a total duration of the launching or recovery operation estimated at 5 minutes.

The selected system consists of a folding lifting winch. The process is divided into several phases: deployment of the arms, manual descent of the ROV, attachment and uncoupling of the hook, and raising of the cable. The dimensioning of most of the components is carried out in this document. Timelines detail each action, ensuring the fluidity and efficiency of the operation.

A critical analysis was carried out by comparing our solution with a competing alternative. An analysis of the dynamics within the team is also carried out.

This project offers an optimized and adaptable solution to the specific needs of ROV launching and recovery, with in-depth consideration of technical, ergonomic and safety aspects.

## Introduction

La mise à l'eau et la récupération d'un ROV (Remote Operated Vehicle) depuis un semi-rigide représentent un enjeu majeur dans le domaine maritime, notamment pour les opérations de surveillance, de maintenance ou de recherche sous-marine. La conception de systèmes permettant de manipuler ce type de véhicule de manière sécurisée et efficace est essentielle pour garantir la réussite des missions tout en minimisant les risques liés à ces manœuvres. Ce projet, mené au sein de l'ENSTA Bretagne, a pour objectif de développer une solution innovante pour la mise à l'eau et la récupération d'un ROV en respectant des contraintes de temps et de sécurité strictes.

Le travail réalisé se divise en plusieurs étapes : la définition des besoins, la conception du mécanisme de déploiement et de récupération, ainsi que l'analyse de sa performance à travers des chronogrammes détaillés. La solution retenue repose sur un treuil de levage, conçu pour assurer un déploiement et une récupération efficaces du ROV.

À travers ce rapport, nous détaillerons les choix techniques effectués, les contraintes auxquelles nous avons dû répondre, ainsi que les comparaisons réalisées avec des solutions concurrentes. L'objectif étant de proposer une solution fiable, adaptable et optimisée pour des opérations maritimes de mise à l'eau et de récupération de ROV.

## Présentation du client

Ewan Lebourdais est un célèbre photographe maritime français basé à Brest, devenu une figure de proue de la capture de la mer et de la vie marine à travers son objectif. Il a commencé sa carrière en tant que gestionnaire de patrimoine, mais s'est tourné vers la photographie après la crise financière de 2008. Son lien profond avec la culture maritime est évident dans son travail, où il dépeint souvent la beauté sauvage

des marins et de la vie marine, en se concentrant sur « les visages qui sentent la mer et les rides qui racontent des histoires de difficultés ».

L'art de Lebourdais lui a valu le prestigieux titre de Peintre Officiel de la Marine, une distinction rare décernée à des artistes sélectionnés pour leur contribution au patrimoine maritime français. Sa photographie documente souvent les activités navales, y compris les sous-marins et les opérations aériennes, et il a publié plusieurs livres tels que Neptune : Nageurs de Combat (2023) et Carènes (2022).

En plus de ses œuvres photographiques, Lebourdais a réalisé de nombreuses expositions, dont les plus récentes sont Plongées, contre-plongées au Musée national de la Marine en 2023, et Choses Maritimes, une série d'expositions en cours.

Son prochain projet consiste à photographier les épaves disséminées le long des côtes bretonnes. Son intention est de capturer les images à l'aide d'un drone sous-marin appelé "ROV". Le ROV pesant entre 50 et 60kg, il est nécessaire de développer un système de mise à l'eau adapté. C'est pourquoi les élèves des filières MECA de l'ENSTA Bretagne ont été sollicités pour ce projet.

Le système devra assurer la mise à l'eau et la récupération du ROV sur un semi-rigide nommé "Zepplin" par force 2 sur l'échelle de Beaufort. L'environnement marin incite à un choix robuste et rustique. De plus, pour des questions d'accréditation, Ewan Lebourdais peut être amené à opérer seul sur le Zepplin, ce qui implique que le système doit être utilisable par une seule personne. Il faut ajouter à cela qu'il ne doit pas gêner le photographe, il y a donc un nombre limité de sites pouvant accueillir le système sur le bateau. Ces derniers ont été spécifiés par le client. Enfin, la puissance disponible sur le semi-rigide étant très limitée, il est préférable que la solution soit entièrement manuelle.

## Analyse de l'existant<sup>1</sup>

### Treuil de levage

Il s'agit d'un treuil de levage manuel. Sa structure en tubulaire en acier assure robustesse et légèreté. Le bras peut effectuer une rotation à 360°. Ce treuil est entièrement manuel et ne contient aucun actionneur. Il possède un cliquet au niveau de la manivelle pour pouvoir bloquer la descente du treuil. On peut enfin noter que le fabricant propose des traitements de surface anti-corrosion pour ce treuil.

---

<sup>1</sup> Rappel succinct des architectures étudiées dans le livrable n°1



*Figure 1 – treuil de levage manuel*

La plupart des pièces sont en acier, notamment le mât et le bras qui sont en acier carré galvanisé. La grande majorité des composants sont en tôle d'acier et mécanosoudés entre eux, ce qui a pour avantage de réduire les coûts de production.

Avantages :

- Compact, léger et ergonomique.
- Peut soulever le ROV.
- Manuel.
- Construction peu onéreuse, peut être inoxydable, garanti 1 an.

Limites :

- N'assure pas la stabilisation du ROV,
- Non blocable en rotation ce qui implique à l'opérateur de tourner la manivelle et bloquer manuellement la rotation à la fois,
- La hauteur implique un déroulement du câble d'au moins 1,80m ce qui peut induire un balancement du ROV.

## Bras robotisé - lève-personne



Figure 2 - Élévateur fixe de piscine InPool

Ce type d'élévateur permet l'accès aux piscines des personnes à mobilités réduites. La géométrie du cadre - un parallélogramme - permet d'assurer la stabilité du siège : les mouvements de balancier du siège sont ainsi évités lors de la descente et de la remontée du siège. Le système est électrique, piloté par une télécommande et doté d'une batterie rechargeable.

Le système est composé d'un bras robot 1 axe, actionné par un vérin hydro-électrique. Le vérin est piloté par un motoréducteur, commandé par l'utilisateur via une télécommande. Pour la liaison entre le socle au sol et l'ensemble vérin, une rotule a été privilégié par rapport à une liaison pivot. Ainsi, cela réduit le degré d'hyperstatisme afin de faciliter le montage du système, et la mobilité du système. Le système est essentiellement constitué de plaques et de quelques tubes, assemblés entre eux par mécano-soudage.

### Avantages :

- Pas trop lourd (<100Kg)
- Système pilotable simplement, par une seule personne (télécommande)
- Batterie rechargeable

- Le siège peut s'éloigner à une certaine distance du socle (course max) et peut descendre en dessous. Il peut être positionné à l'arrière du bateau, derrière les sièges.
- Le procédé de fabrication est a priori du mécano-soudage, qui est un procédé simple et peu coûteux.

Limites :

- Le socle de ce système est à fixer (au bord d'une piscine). Le système d'attache au bateau doit être revu.
- Livré avec le siège. Ce dernier doit être enlevé et remplacé par un système d'amarrage (Crochet, Aimant, pompe à vide ?).
- Si l'utilisateur veut l'enlever, il a besoin de l'aide d'une autre personne (Masse du système sans robot : 60Kg)
- Composant électronique (air salin)

Rampe de déploiement rétractable



Figure 3 – Rampe de déploiement

Ce système est une rampe rétractable permettant de déployer un système en reposant sur un support rigide. Il est équipé de deux paliers de repos à ces extrémités et peut être équipé de barrières latérales.

Le système est constitué de plusieurs grilles d'aluminium anodisé, en liaison pivots entre elles, ce qui lui permet d'être entièrement rétractable et donc compacte. Chaque liaison pivot est assurée par contact direct entre un arbre et deux alésages par grille. On remarquera que la forme des pièces jaunes aux extrémités de chaque pivot permet le blocage et la rigidification de la rampe dans des conditions étant : charge sur la rampe et appui sur le sol au niveau des deux bouts. L'aluminium anodisé utilisé permet une haute résistance à la corrosion. Sa surface est antidérapante, donc parfaitement adapté à l'utilisation en milieu marin.

#### Avantages :

- Très léger (10kg) donc manipulable par un seul opérateur
- Enroulable et compacte, peut être disposé sur le bateau sans encombrer ce dernier
- Résistant à la corrosion
- Surface antidérapante qui permet de limiter les risques de balancement du système
- Pas de pollution visuelle pour la prise de photo depuis le bateau

#### Limites :

- Doit reposer sur les boudins du semi-rigide, peut créer des déformations n'assurant pas le maintien de la structure
- Nécessité d'avoir un système annexe permettant de remonter le ROV (exemple : un treuil + poulie/courroie)
- Le ROV ne possédant de roues, il faut intégrer des rails avec des galets permettant au robot de ne pas dévier de l'axe de la rampe.
- La houle peut provoquer des contacts entre le ROV et le palier de repos, ce qui peut endommager le matériel embarquer
- La rampe est seulement rigide pour des conditions d'utilisation données : charge sur la rampe et appui sur le sol aux deux extrémités de la rampe.

# Recherche d'architectures et choix d'une solution

## Recherche d'architectures

### Solution 1: inspirée du treuil de levage

Pour l'adaptation du treuil de levage au semi-rigide, il est nécessaire de palier à plusieurs problèmes :

- Le treuil doit être blocable en rotation.
- La distance entre le ROV et le semi-rigide doit être respectée.
- Il faut réduire le temps où le ROV se balance en bout de câble.

L'architecture suivante propose des solutions aux problèmes énoncés ci-dessus :

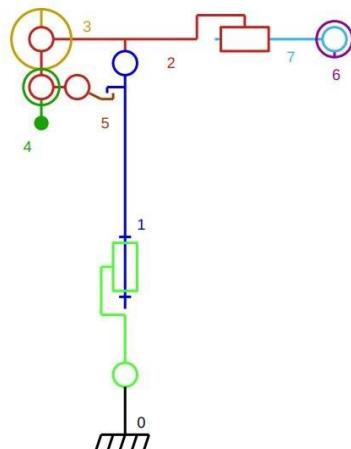


Figure 4 – Schéma cinématique du treuil de levage adapté au semi-rigide

L'ajout d'une rallonge permet de respecter la distance entre le ROV et le bateau. Pour diminuer l'encombrement, une charnière a aussi été rajoutée à la base du mât. Cela permet de plier le treuil dans le fond du bateau et de ne pas gêner les deux moteurs lorsqu'ils sont relevés. La rotation verticale du mat sera blocable :

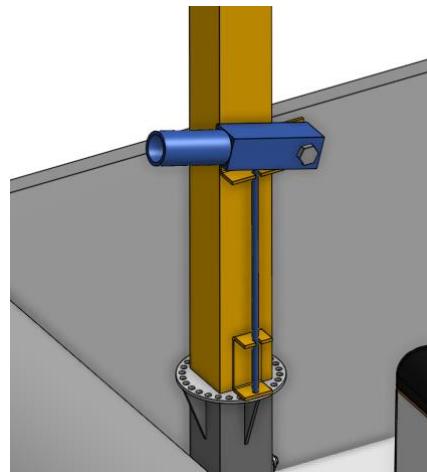


Figure 5 – Blocage en rotation

Solution 2: inspirée du lève-personne

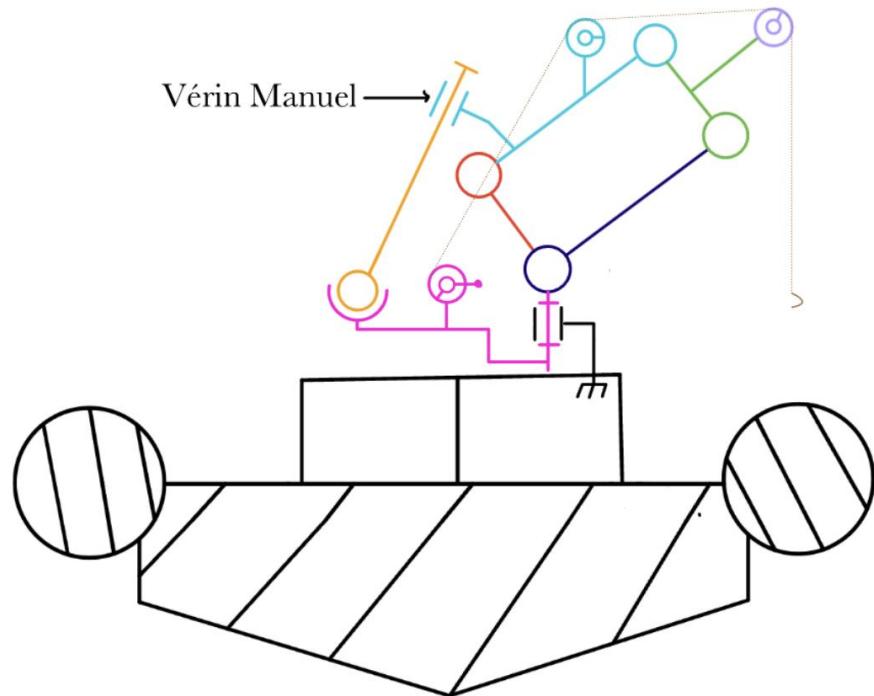


Figure 6 – Adaptation du lève-personne

Système poulie-courroie : ajout d'un crochet pour éviter le choc avec le ROV et extension de la portée du système pour augmenter distance entre le ROV et le semi-rigide. La liaison pivot à la base (rose) sert à limiter l'encombrement en tournant le système sur lui-même pour permettre le passage du client. Le vérin électromécanique remplacé par un vérin manuel pour avoir système sans électronique.

### Solution 3: inspirée de la rampe de déploiement

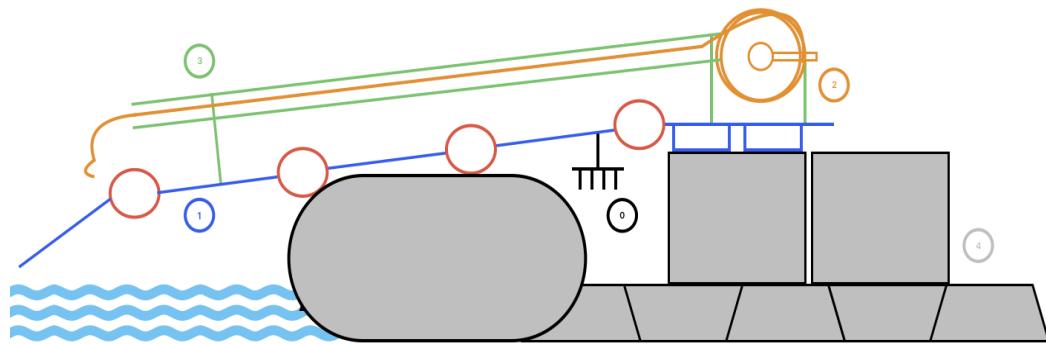


Figure 7 - Adaptation de la rampe de déploiement

L'ajout d'un treuil est indispensable pour pouvoir récupérer le ROV. Il y aurait donc un crochet au bout du câble et on utiliserait une gaffe pour l'attacher au ROV lors des manœuvres. De plus, on pourrait imaginer un système de rail de guidage permettant au ROV de conserver sa trajectoire lors des phases transitoires (montées et descentes).

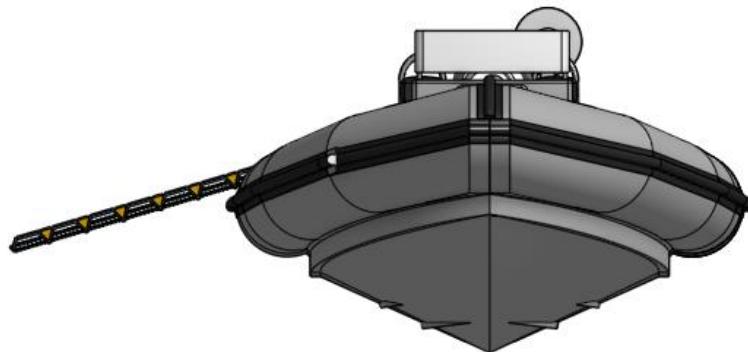


Figure 8 – Hauteur de la rampe par rapport à l'eau

Il faudra cependant considérer la hauteur de la rampe par rapport à l'eau. En effet, si la rampe n'est pas assez profonde, il sera impossible de hisser le ROV dessus. De plus, le fait d'avoir un objet rigide peut entraîner des problèmes de collision.

### Choix d'une solution

On regroupe les différentes fonctions du système dans un tableau de notation des solutions. Chaque fonction pondère<sup>2</sup> la note des systèmes.

Fonction	Poids	Solution 1		Solution 2		Solution 3	
Mise à l'eau du ROV	0,20	7	1,4	8	1,6	6	1,2
Verrouillage de la rotation	0,37	10	3,7	5	1,85	10	3,7
Ne pas gêner l'opérateur	0,08	9	0,72	9	0,72	7	0,56
Être supporté par le bateau	0,25	10	2,5	7	1,75	7	1,75
Résister à/respecter l'environnement marin	0,06	10	0,6	9	0,54	9	0,54
S'adapter à l'énergie disponible	0,00	10	0	8	0	10	0
Supporter le touret	0,04	10	0,4	10	0,4	9	0,36
Total	1	66	9,32	56	6,86	58	8,11

*Figure 9 – Tableau de comparaison des solutions*

A l'issue de la comparaison des solutions, il est clair que la solution 1 est supérieure. Cette solution sera donc affinée dans la suite du livrable.

---

<sup>2</sup> Tri croisé pour la pondération des fonctions en annexe

## Présentation de la solution

Schéma cinématique paramétré

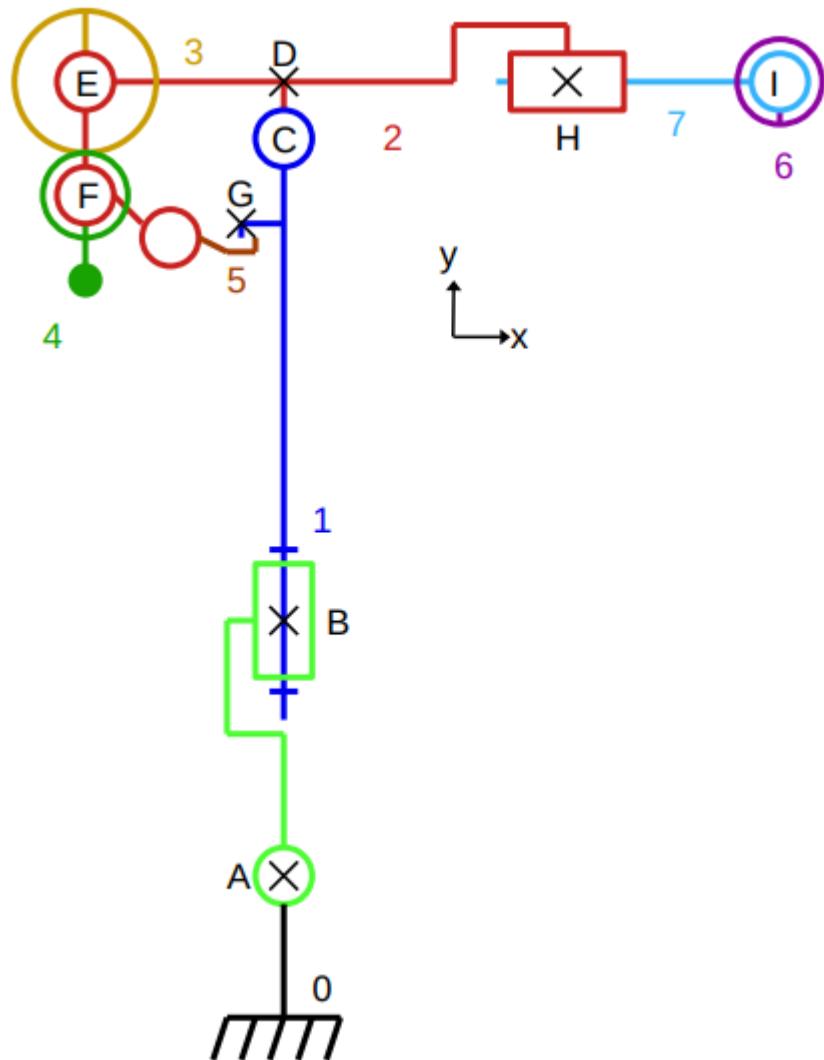


Figure 10 – Schéma cinématique paramétré du système

Avec :

$$\begin{aligned} OA &= 165y \text{ mm} \\ AB &= 250y \text{ mm} \\ BC &= 958y \text{ mm} \\ CG &= -47.5x - 120y \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} BG &= -47.5x + 838y \text{ mm} \\ CD &= 136y \text{ mm} \\ BD &= 1094.5y \text{ mm} \\ DE &= -152.5x - 78.5y \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} DH &= 845.5x \text{ mm} \\ EH &= 998x - 78.5y \text{ mm} \\ EF &= -130y \text{ mm} \\ FG &= 105x - 47.5y \text{ mm} \\ HI &= 607x \text{ mm} \end{aligned}$$

*Les différents paramètres des roues dentées seront explicités dans la partie sur le dimensionnement de l'engrenage.*

## Description et justification technologique de la solution

- Potence en acier inoxydable A4, les différentes pièces sont majoritairement assemblées par mécano-soudage.
- Le système peut effectuer une rotation autour de son axe vertical grâce à une liaison pivot (ensemble de deux roulements montés en O) et son orientation peut être maintenu en position à l'aide d'une tige et d'un disque percé de trous permettant de bloquer la rotation.
- Le bras horizontal est extensible à l'aide d'une liaison glissière réalisée à partir d'un ensemble de galets, cette liaison est également verrouillable.
- Le système peut être replié (liaison pivot entre les 2 bras) et allongé au fond du bateau (liaison pivot à la base), pour libérer l'espace quand il est non utilisé. Dans cette configuration, il est facilement transportable du port au bateau.
- Le déploiement du ROV s'effectue à l'aide d'un treuil dont le tambour est contrôlable par une manivelle via un réducteur (engrenage droit). Pour effectuer la rotation, il suffit de soulever la tige et d'appliquer une légère force sur l'axe afin de permettre la rotation.
- Pour récupérer le ROV, il suffit d'accrocher celui-ci au crochet en bout de câble, à l'aide d'une gaffe. Les oscillations du ROV provoquées par les paquets de mer sont relativement négligeables compte tenu de l'inertie de celui-ci.
- Le système est dépourvu d'actionneur et donc ne nécessite aucune source d'énergie externe (hormis l'action de l'opérateur sur la manivelle). En conséquence, il est peu encombrant et peut-être rangé au fond du bateau.

## Prédimensionnement

### 1ère analyse – ROV en dehors de l'eau hypothèses sur les chargements

Tout d'abord, nous allons réaliser une étude statique de notre système de sorte à déterminer les efforts de liaisons principaux nous permettant de pré-dimensionner les liaisons et les poutres. Pour ce faire, nous considérerons le problème comme plan.

Le système est une chaîne ouverte (on ne prend pas en compte la boîte à engrenage dans notre calcul de statique), ainsi l'hyperstatisme est nul et notre système est donc isostatique.

On isole le système {bras articulé} dans le plan. Les actions mécaniques extérieures s'exerçant sur le système sont :

- Le poids propre du système :  $P_s = -m_s g$  (qui est appliqué en son centre de masse  $G_0$ )
- Le poids du ROV accroché :  $P_{ROV} = -m_{ROV} g$  (qui est appliqué au centre de la liaison pivot en I)
- On ne considère pas la boîte à engrenage dans notre système, et donc pas non plus le couple exercé par l'opérateur sur la manivelle (qui nous servira par la suite pour le dimensionnement).

Dans un premier temps, les liaisons à considérées sont les suivantes :

- Liaisons pivot en A et C (permettant le repliement du système)
- Liaison pivot en B (permettant la rotation autour du pied central)
- Liaison glissière en H (permettant d'adapter la course du bras)

On applique le principe fondamental de la statique au point  $G_0$  (centre du socle de fixation), ce qui nous permet d'obtenir le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} X_B = 0 \\ Y_B + Y_H = m_s g + m_{ROV} g \text{ où } \lambda \text{ désigne la course de la glissière} \\ -\lambda Y_H = m_{ROV} g l \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} X_B = 0 \\ Y_B = (m_s + m_{ROV})g + \frac{m_{ROV}gl}{\lambda} \\ Y_H = \frac{m_{ROV}gl}{\lambda} \end{cases}$$

Dans un second temps, on considère les liaisons pivots en A, B et C ainsi que la liaison glissière en H et on applique le principe fondamental de la statique au point O, au centre du socle de fixation (bâti). On obtient alors le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} X_A + X_C = 0 \\ Y_A + Y_C = (m_s + m_{ROV})g - Y_B - Y_H = 0 \\ a_1 X_A = -(a_1 + b_1 + c_1)X_C + \lambda Y_H - l m_{ROV} g \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} X_C = -X_A \\ Y_A = -Y_C \\ (2a_1 + b_1 + c_1) X_A = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} X_A = 0 \\ X_C = 0 \\ Y_A = -Y_C \end{cases}$$

Pour les applications numériques, on utilise les données qui ont été imposées par le cahier des charges ou données par la CAO :  $m_{ROV} = 100 \text{ kg}$  et on considérera la course minimale de la glissière, correspondant à l'effort axial maximal.

Les efforts axiaux dans les liaisons sont donc les suivantes :  $\begin{cases} Y_A = -33,5 \text{ kN} \\ Y_B = 2,6 \text{ kN} \\ Y_C = 33,5 \text{ kN} \end{cases}$

## Dimensionnement Statique – RDM07

Objectif : déterminer les déplacements de l'extrémité de la grue (point I) et les efforts à la base (point O). Cela nous permettra de dimensionner la section des poutres. Nous pourrons ainsi choisir une taille de profilé d'acier carré.

### Définition des nœuds :

Nœuds	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10
Points	0	A	B	G	C	D	E	F	H	I
Y (mm)	0	0	0	-47,5	0	0	-152,5	-152,5	845,5	1452,5
Z (mm)	0	165	415	1253	1373	1509,5	1431	1301	1509,5	1509,5

Le matériau choisi pour cette simulation est l'**acier inoxydable** ( $E=206 \text{ GP}$ ), qui provient de la bibliothèque RDM.

On réalise la simulation sur deux sections différentes, un cylindre de révolution creux (*Section 1*) et un parallélépipède creux (*Section 2*).

### Section 1 : cylindre creux (d=60mm, e=4mm)

Déplacement maximal du point I :

Translation  $d_y = -7,17 \text{ cm}$ ,  $d_x = 3,04 \text{ cm}$

Rotation  $rot_z = -5,572 \times 10^{-2} \text{ rad}$

Module de la contrainte normal max : 168,24 MPa

Efforts en O :

$R_y = 1189,3 \text{ N}$

$M_z(O) = 1\ 508\ 256 \text{ N.mm}$

### Section 2 : parallélépipède creux

Poutre verticale ( $l=95\text{mm}$ ,  $e=2\text{mm}$ )

Autres éléments ( $l=90\text{mm}$ ,  $e=2\text{mm}$ )

Déplacement maximal du point I :

Translation  $d_y = -1,98 \text{ cm}$ ,  $d_x = 0,78 \text{ cm}$

Rotation  $rot_z = -1,56 \times 10^{-2} \text{ rad}$

Module de la contrainte normal max :  $81,24 \text{ MPa}$

Efforts en O :

$R_y = 1194,1 \text{ N}$

$M_z(O) = 1508278 \text{ N.mm}$

On obtient finalement des résultats légèrement meilleurs pour la section carrée, cette dernière sera donc retenue.

### Dimensionnement statique – Analytique en A et C

Objectif : déterminer les efforts dans les pivots en C et en A pour pouvoir choisir un palier lisse.

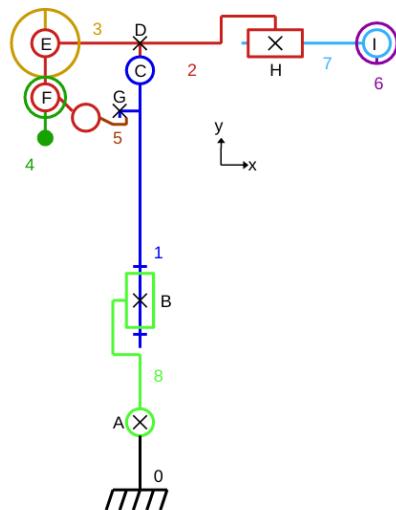


Figure 11 - Schéma cinématique d'ensemble

Pivot en A : Le problème de la liaison pivot en A est le mécanisme de verrouillage (non représenté sur le schéma cinématique d'ensemble). Ce mécanisme va induire une force radiale sur le guidage en rotation.

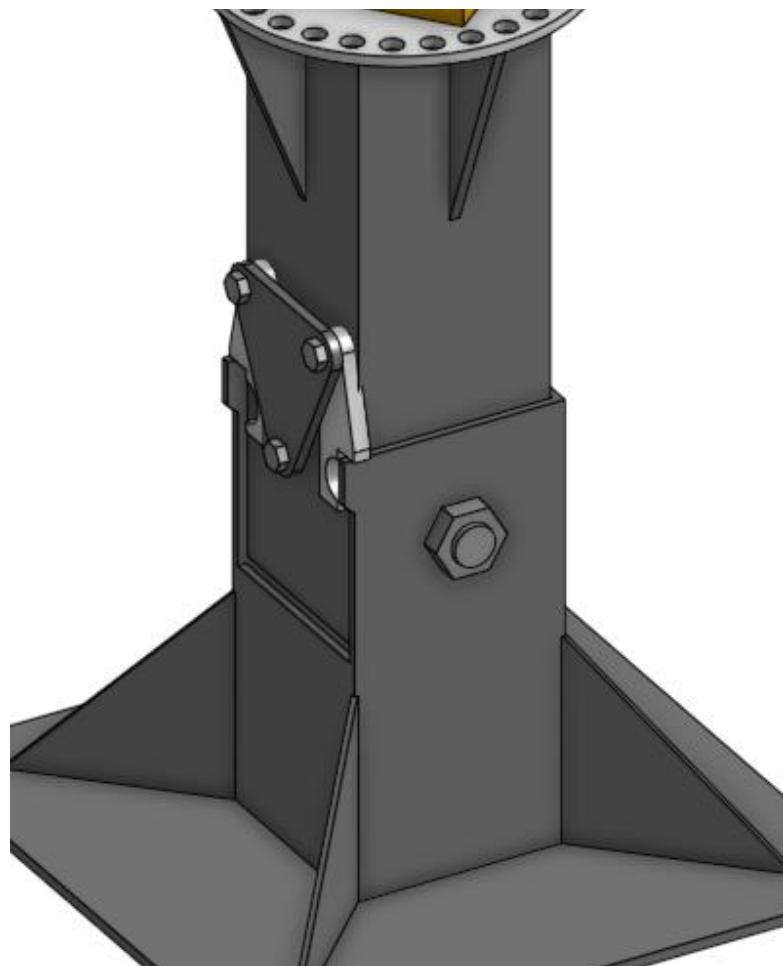


Figure 12 - Proposition de mécanisme de verrouillage

Nous avons choisi un système pliant, il y aura donc obligatoirement une liaison pivot verrouillable en A. On peut la modéliser par le problème plan suivant lorsqu'elle est bloquée :

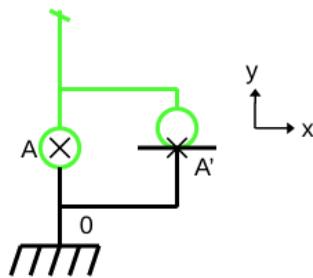


Figure 13 - Schéma cinématique du mécanisme de verrouillage

En considérant que l'ensemble {1+2+3+4+5+6+7+8} est fait d'acier, on obtient via CAO une masse de 32,6 kg avec le barycentre en  $(x, y) = (281,1166)$ . Avec  $AA' = 52x$  et en considérant une masse de 100kg pour le ROV en  $(x, y) = (1452.5, 1509)$ , on obtient grâce au PFS<sup>3</sup> l'effort radial dans la liaison pivot A :

Effort radial  $Y_A = 28 \text{ kN}$

On peut maintenant insérer un palier lisse dans la liaison :

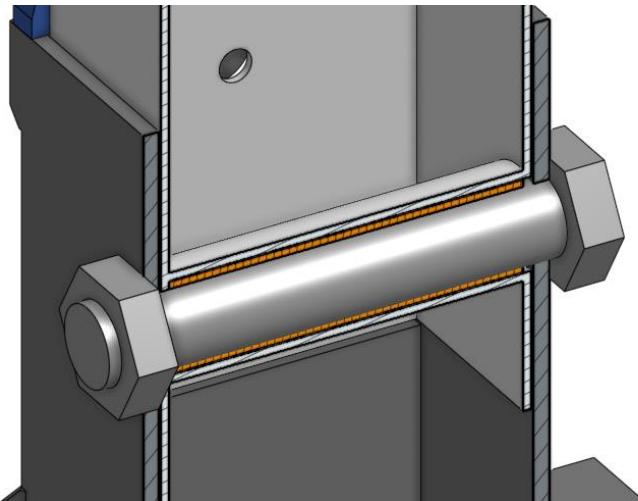


Figure 14 - Palier lisse iglidur A160 (en orange sur la coupe)

Pivot en C : Un problème similaire se pose. Avec une modélisation<sup>4</sup> du même type on trouve un effort radial de 33.5kN (cela peut paraître contre-intuitif, mais il est

---

<sup>3</sup> Détailé en annexe

<sup>4</sup> Détallée en annexe

effectivement supérieur à l'effort radial en A). On utilisera aussi un palier lisse iglidur A160<sup>5</sup> (Recherche igus.fr avec effort sur le palier de 50kN).

### Dimensionnement statique – Analytique en B

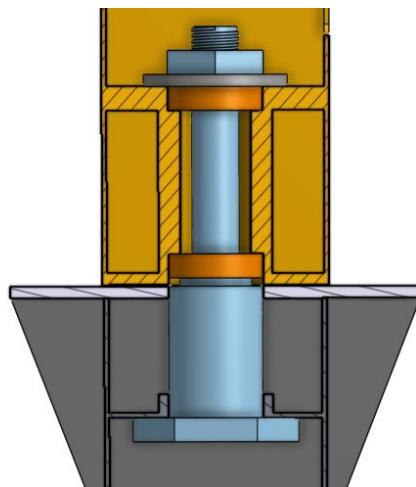


Figure 15 - Solution retenue

La liaison pivot est réalisée par un montage en O composé d'un arbre (bleu clair) fileté en son extrémité supérieure, de 2 roulements à bille (orange), d'un écrou (bleu clair) et d'une rondelle (gris). En négligeant le décalage des centres de poussée des roulements, la distance entre les 2 est de 110mm.

---

<sup>5</sup> [www.igus.fr/iglidur-ibh/paliers-lisses-cylindriques-A160](http://www.igus.fr/iglidur-ibh/paliers-lisses-cylindriques-A160)

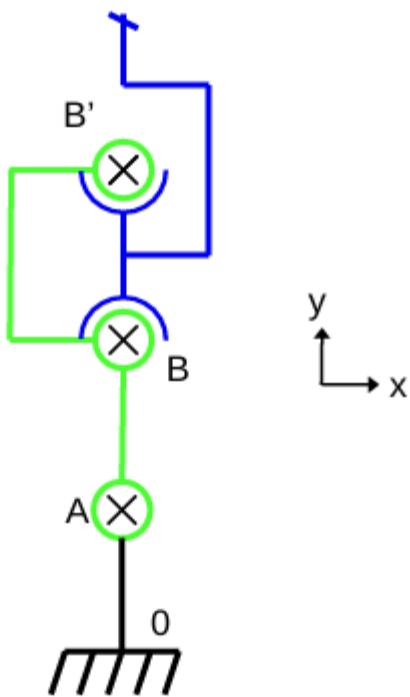


Figure 16 - Schéma cinématique de la pivot en B

En considérant que l'ensemble {1+2+3+4+5+6+7} est fait d'acier, on obtient via CAO une masse de 30,7 kg avec le barycentre en  $(x, y) = (300, 1235)$ . Avec  $BB' = 110y$  mm et en considérant une masse de 100kg pour le ROV, on applique le TMS en B<sup>6</sup>. On obtient :

$$X_B = -21,6 \text{ kN}$$

$$X_{B'} = 21,6 \text{ kN}$$

TRS en B :

$$Y_B = Y_{B'} = 641 \text{ kN}$$

En prenant un roulement 62304.EE - SNR dont les dimensions sont 20x52x21mm (ce qui est géométriquement acceptable), on obtient une durée de vie par roulement de 470 000 tours, ce qui donne 296 000 tours<sup>7</sup> pour la liaison B. De plus, le constructeur propose des options d'étanchéité pour ce roulement, ce qui peut s'avérer utile en milieu marin.

<sup>6</sup> Détailé en annexe

<sup>7</sup> Calcul détaillé en annexe

Une utilisation consiste en 2 demi-tours du mat. Pour 10 utilisations 100 jours par an, cela amène à 1000 tours par an. La durée de vie théorique de la liaison est donc de 296 ans.

## Dimensionnement statique – Glissière en H

Différentes solutions peuvent être envisagées :

- Chariots sur rails
- Patins de guidage
- Chariots à galets

Pour éviter le phénomène d'arc-boutement dans la liaison glissière, il est nécessaire de respecter 3 principaux critères. Tout d'abord le coefficient de frottement doit rester relativement faible, ensuite la longueur de guidage doit être suffisante - inférieure à 2,5 fois le diamètre ou l'épaisseur de l'élément de guidage. Enfin, l'effort exercé doit être proche de l'axe. Autrement dit, la distance orthogonale entre le point d'application de l'effort, et l'axe de translation, doit être inférieure à la longueur de guidage L, divisé par 2 fois le coefficient de frottement.

Finalement, pour éviter les problèmes liés à l'arc-boutement et réduire les frottements freinant la sortie de la poutre, nous avons retenu la solution à galets.

Avantages :

- Montage des poutres facilité / Minimisation des frottements
- Pas de calcul d'arc-boutement / Calcul de durée de vie semblable à celle des roulements

Inconvénients :

- Complexité d'intégration sur les poutres

### Détail de la solution :

La solution que nous avons retenue consiste en deux galets. L'un est positionné à l'extrémité de la pièce 2, en liaison pivot avec celle-ci. Il est situé à l'extérieur de la pièce 2, avec un contact ponctuel sur la pièce 7. Le second galet est situé sur la pièce 7 coulissant à l'intérieur de la pièce 2, en liaison pivot avec la pièce 7. Il est placé à l'intérieur de cette pièce, en contact ponctuel avec la pièce 2.

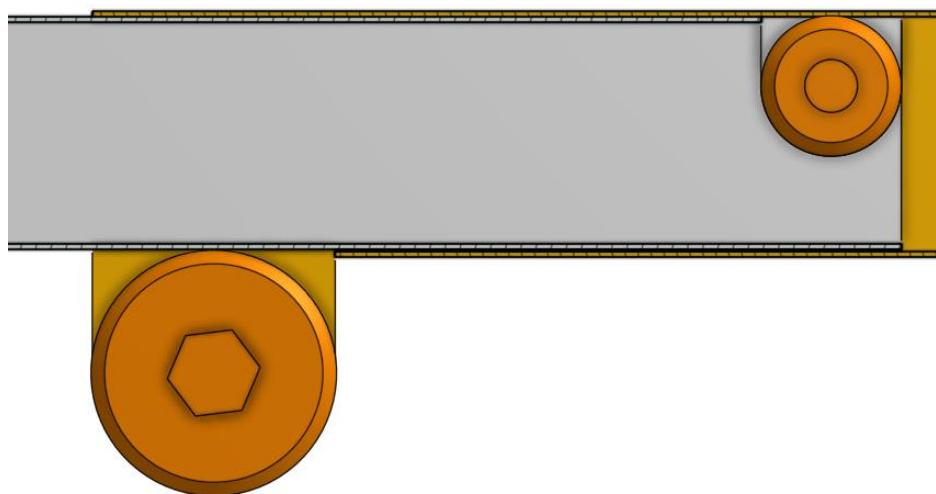


Figure 17 – Vue en coupe de la glissière

#### Choix du composant :

Pour choisir les galets parmi ceux des catalogues disponibles, nous avons d'abord pris en considération les critères géométriques. En effet, le choix des galets s'est effectué après le dimensionnement des poutres composant la glissière.

Ensuite, nous avons vérifié que les galets choisis validaient les critères de résistance, en termes d'efforts transmis et de durée de vie.

Roulette intérieure : SK52C (*ROLLON*<sup>8</sup>)

Roulette extérieure : SK90C (*ROLLON*)

---

<sup>8</sup> <https://rollon.cld.bz/Heavy-Line-EN/10/#zoom=true>

**GP SYSTEM**  
**GUIDE ROLLERS PK**

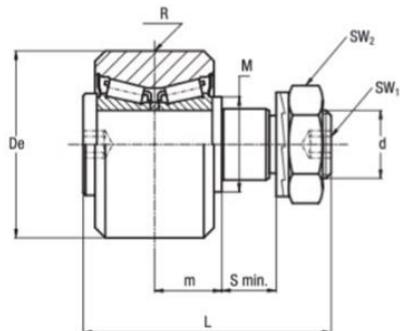
Guide roller with tapered roller bearings.



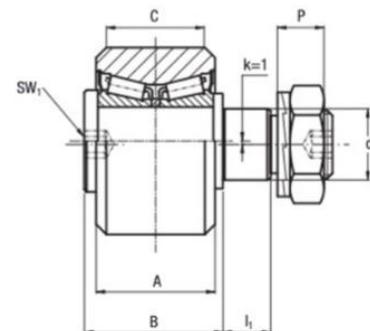
Available in stainless steel version.

NX

**CONCENTRIC**



**ECCENTRIC**



Type			Dynamic load (N) $C_w^{(3)}$	Limit loads (N)		Torque wrench settings <sup>4)</sup> (Nm)		Weight (kg)									
				Radial $F_r$	A	B	C	R	$I_1$	M	SW <sub>1</sub>	SW <sub>2</sub>	k				
PK 52 C	PKR 52 C		42000	11900		80		0.6									
PK 90 C	PKR 90 C		134000	43800		450		2.8									
concentric	eccentric	$D_e$	$d_1^{(1)}$	$d$	$m$	$S \text{ min.}$	P	L	A	B	C	R	$I_1$	M	SW <sub>1</sub>	SW <sub>2</sub>	k
PK 52 C	PKR 52 C	52	21	M20 x 1.5	19.8	15	13.4	73	35	41	29	800	14	28	8	30	1
PK 90 C	PKR 90 C	90	38	M36 x 1.5	30	24	24.6	115	53 56 <sup>(2)</sup>	62	45	1200	23	50	14	55	1

Figure 18 – Fiche technique des galets

Durée de vie estimée<sup>9</sup> :

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N}$$

Galet extérieur (PK90C) :  $L_{h,90} = 8\ 013\ 189\ 363 \text{ heures}$

Galet intérieur (PK52C) :  $L_{h,52} = 4\ 630\ 822\ 811 \text{ heures}$

Ces durées de vies extrêmement longues s'expliquent par la très faible charge supportée par les galets, en comparaison avec leur charge dynamique de base.

<sup>9</sup> Calcul en annexe

### Durée d'utilisation de ces composants :

La durée d'utilisation des galets correspond à la durée estimée du déploiement et du repliement du bras. D'après le chronogramme établi, il est de  $2 \times 4\text{s} = 8\text{s}$  par utilisation. D'après le cahier des charges, le client souhaite utiliser le système au maximum 10 fois par jour, 100 jours par an, pendant 10 ans. La durée d'utilisation totale des composants de cette liaison glissière est donc de 27,8 heures. Les durées de vies calculées étant largement supérieures, ce composant est conforme.

### Efforts supportés :

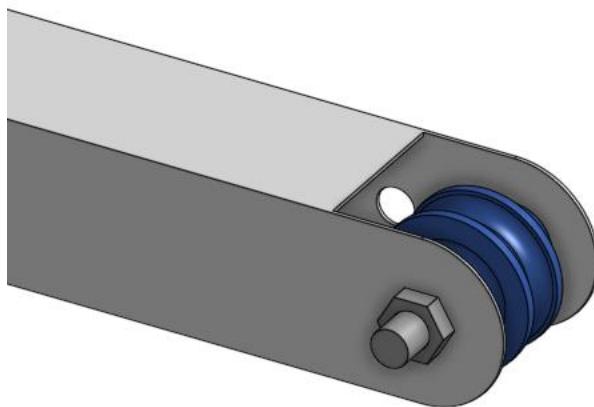
On se place dans un cas limite, où seule une roulette reprend les efforts liés au poids du ROV ( $m=100\text{kg}$ , avec coefficient de sécurité). Les poids de la poulie, du câble et des autres éléments du système à l'extrémité de la poutre sont considérés négligeables. Autre hypothèse : pas d'efforts axiaux (effort des paquets de mer sur le ROV négligés)

$$F_r = 981 \text{ N}$$

D'après les données constructeurs, les efforts radiaux supportables sont 10 fois plus important pour la roulette intérieure, et 44 fois plus important pour la roulette extérieure. Les roulettes sont donc également conformes du point de vue des efforts supportés.

### Dimensionnement statique – Liaison pivot en bout de bras

#### Durée de vie de roulement pour Poulie {7}<sup>10</sup>:



---

<sup>10</sup> Calculs détaillés en annexe

Figure 19 – Poulie {7}

On choisit un roulement à billes à contact radial.

Forces axiales et radiales :

$$Fr = 981 \text{ N}$$

$$Fa = 352 \text{ N}$$

Durée de vie :

$$L_{10} = 586 \times 10^6 \text{ tours}$$

$$L_h = 306 \text{ 985 h}$$

## Dimensionnement statique – Boîte à engrenage

### Calcul des éléments de l'engrenage

Afin de réaliser le dimensionnement des roues dentées de l'engrenage droit permettant la transmission de puissance servant à la remontée du ROV, on doit fixer la puissance d'entrée délivrable par l'opérateur sur la manivelle ainsi que sa vitesse de rotation. Les limites physiologiques d'un être humain nous permettent d'imposer une puissance d'entrée  $P_e = 100W$  et une vitesse de rotation en entrée  $N_E = 30 \text{ tr/min} = 3,15 \text{ rad/s.}$

Ainsi, on détermine le couple appliqué sur la manivelle :  $C_e = \frac{P_e}{N_e} = 32 \text{ N.m.}$

De plus, la longueur de la manivelle est  $l_m = 25\text{cm}$ . On en déduit alors que la force appliquée en bout de bras est de  $F_e = \frac{C_e}{l_m} = 128 \text{ N}$ , ce qui correspond à un effort d'environ 13kg, ce qui est tout à fait réalisable par un adulte en bonne santé pendant plusieurs dizaines de secondes.

Étant donné la masse du ROV ainsi que la vitesse de remontée du ROV imposée par le chronogramme (on doit remonter 1,2m en 5s, ce qui implique une vitesse de remontée de  $V_r = 0,24 \text{ m/s}$ ). De ce fait, nous pouvons déterminer la puissance nécessaire à délivrer permettant la remontée du ROV :  $P_s = F_{ROV} V_r = 240 \text{ W}$ . Nous avons décidé de prendre une marge de 20% de sorte à compenser les pertes énergétiques via frottements dans les liaisons (considérées comme parfaites dans notre modèle).

Ainsi  $P_s = 290W$ . Dès lors, nous sommes en mesure de déterminer le rapport de transmission de l'engrenage, en considérant que son rendement est parfait (ce qui est cohérent, puisque pour un engrenage droit, le rendement moyen est de l'ordre de 98%).

On trouve alors  $k = \frac{P_s}{C_e N_e} \approx 3$ . La vitesse de rotation en sortie d'engrenage est  $N_s = 9,11 \text{ rad/s} = 87 \text{ tr/min}$ .

Pour déterminer le nombre de dents, on fixe la valeur de l'angle de pression. De manière générale, pour un engrenage droit, on prend  $\varphi = 20^\circ$ . De plus, afin d'éviter l'interférence des dents, on se doit de choisir un nombre minimal de dents garantissant la bonne condition d'engrènement.

Nombre minimal de dents (pour éviter l'interférence)					
$Z_1$	13	14	15	16	17
$Z_2$	de 13 à 16	de 13 à 26	de 13 à 45	de 13 à 101	de 14 à $\infty$

Figure 20 – Nombre de dents minimal permettant l'engrènement

Puisque  $k = 3$ , en prenant  $Z_2 = 15$ , on détermine que  $Z_1 = 45$  ce qui est bien dans l'intervalle spécifié ci-dessus.

On désire dimensionner les dents des roues de telle sorte que la hauteur totale des dents soit de  $h = 2 \text{ cm}$  (qui correspond à la hauteur de creux et de saillie sur le dessin ci-dessous)

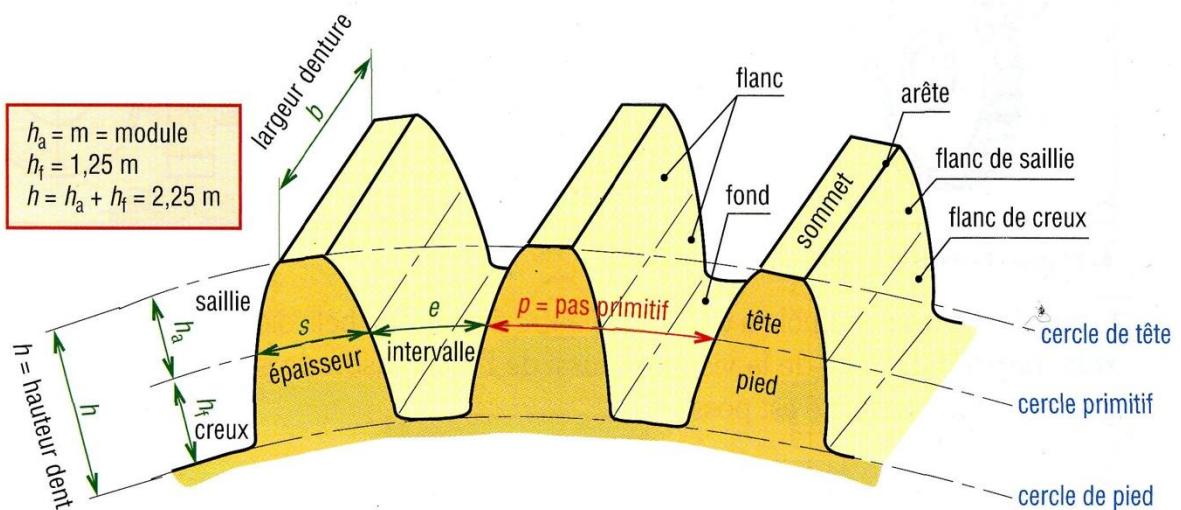


Figure 21 – Dessin d'une roue à denture droite<sup>11</sup>

<sup>11</sup> [https://www.zpag.net/Machines\\_Simples/engrenage\\_droit\\_dent\\_droit.htm](https://www.zpag.net/Machines_Simples/engrenage_droit_dent_droit.htm)

On déduit alors le module des dents de nos roues :  $m = \frac{h}{2,25} \approx 9 \text{ mm}$ . On peut ensuite déterminer le diamètre primitif de chacune des roues ( $m = \frac{d}{Z}$ ). On trouve alors  $d_1 = 405 \text{ mm}$  et  $d_2 = 135 \text{ mm}$ . Ainsi  $R_1 = 202,5 \text{ mm}$  et  $R_2 = 67,5 \text{ mm}$ .

On vérifie que le pas angulaire est bel et bien le même pour les deux roues :  $p_1 = \frac{\pi d_1}{Z_1} = 28,3 \text{ mm} = \frac{\pi d_2}{Z_2} = p_2$ .

Enfin, on souhaite déterminer l'entraxe de l'engrenage tout en limitant les forces de frottement qui pourraient empêcher les roues de tourner. De cette manière, on va introduire du jeu permettant de donner un écartement supplémentaire entre les roues. Le jeu recommandé est de  $j = 0,04m$ . Ainsi, l'entraxe vaut :

$$a = m(Z_1 + Z_2) + \frac{0,04m}{2\tan(\phi)} \approx 540,5 \text{ mm}.$$

On récapitule les différents éléments de l'engrenage dans un tableau :

<b>Module</b>	$m = 9 \text{ mm}$
<b>Nombre de dents</b>	$Z_1 = 45 \text{ dents}$ et $Z_2 = 15 \text{ dents}$
<b>Pas</b>	$p = 28,3 \text{ mm}$
<b>Saillie</b>	$h_a = 9 \text{ mm}$
<b>Creux</b>	$h_f = 1,25m = 11 \text{ mm}$
<b>Hauteur de dent</b>	$h = h_a + h_f = 20 \text{ mm}$
<b>Diamètre primitif</b>	$d_1 = 405 \text{ mm}$ et $d_2 = 135 \text{ mm}$
<b>Diamètre de tête</b>	$d_{a,1} = 423 \text{ mm}$ et $d_{a,2} = 153 \text{ mm}$
<b>Diamètre de pied</b>	$d_{f,1} = 382,5 \text{ mm}$ et $d_{f,2} = 112,5 \text{ mm}$
<b>Largeur de denture</b>	$b = 72 \text{ mm}$
<b>Entraxe</b>	$a = 540,5 \text{ mm}$

## Procédé de fabrication de l'engrenage

- Matériau utilisé : Nylon PA66 (plastique polyamide). Le nylon offre une bonne résistance à l'usure due aux frottements ainsi qu'à la corrosion, ce qui est particulièrement utile en milieu marin. De plus, l'engrenage en nylon peut être auto-lubrifié, ce qui n'est pas le cas des engrenages métalliques. Si nécessaire, on peut choisir du nylon renforcé par fibres de verre afin d'optimiser la durée de vie.
- Procédé de fabrication : Moulage par injection réalisé à l'aide d'un moule métallique (acier ou aluminium). On peut aussi fabriquer les roues dentées via impression 3D, ce qui est plus abordable dans notre cas.



*Figure 22 – Roue dentée en plastique (nylon)*

#### Dimensionnement statique – Socle de fixation au semi-rigide

Nous allons maintenant choisir la visserie à utiliser de sorte à fixer notre système au semi-rigide. Pour ce faire, nous allons considérer que l'entièreté des vis seront filetées et que la surface projetée sera la surface du socle de fixation. Le moment engendré par le poids du ROV en bout de bras crée une pression linéaire. Les forces sont transmises uniquement via les frottements.

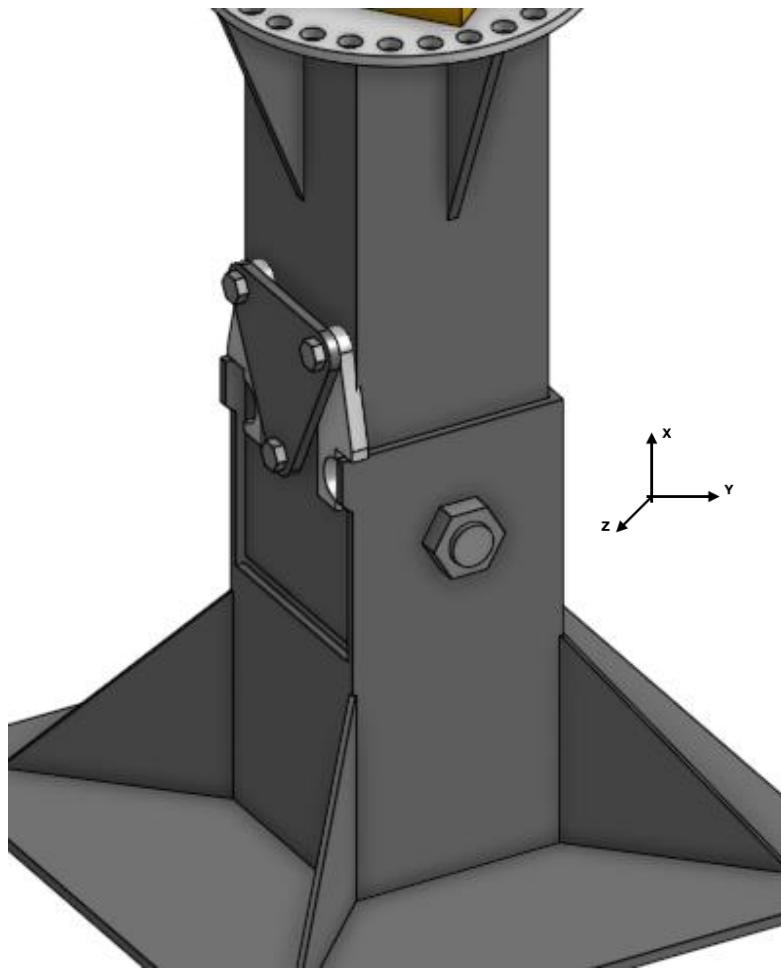


Figure 23 – Socle du pied du système

La forme du torseur de l'effort exercé par l'ensemble  $S = \{\text{système} + \text{ROV}\}$  sur le pied est :

$$\overrightarrow{R_{S \rightarrow pied}} = -400N\vec{x} = F_x\vec{x}$$

$$\overrightarrow{M_{S \rightarrow pied}(O)} = 1,5kN\vec{z} = M_y\vec{z}$$

Le profil de pression est de la forme :  $p(M) = az + by + c$ . Pour trouver les constantes  $a$ ,  $b$  et  $c$ , on doit intégrer le champ de pression sur toute la surface de la plaque. La théorie sur les contacts surfaciques nous permet de déterminer que le profil de pression vaut :  $p = \frac{-M_y}{I_{O,y}}z - \frac{F_x}{S}$ . Le profil est donc bien linéaire (en  $z$ ).

Étant donné la forme carrée du socle et en notant  $L_p = 30cm$  la longueur d'un côté du socle de la plaque, on peut écrire que le moment quadratique au centre O est  $I_{O,y} = \frac{L_p^4}{6}$

Ainsi la pression vaut  $p(z) = \frac{-6M_y}{L_p^4}z - \frac{F_x}{L_p^2}$

L'étape suivante est de déterminer la pression minimale et maximale exercées par le pied sur le socle. Pour cela, on utilise les dimensions du socle et en plaçant notre repère au centre de la plaque constituant le socle, on établit que :

$$\begin{cases} p_{min} = p\left(\frac{L_p}{2}\right) \\ p_{max} = p\left(-\frac{L_p}{2}\right) \end{cases}$$

L'application numérique nous donne que :  $\begin{cases} p_{min} = -171,1 \text{ MPa} \\ p_{max} = 162,2 \text{ MPa} \end{cases}$  et puisque la pression s'exerce sur toute la surface, c'est-à-dire sur toutes les vis, la charge qui s'exerce sur une vis vaut :  $F_{vis} = \frac{L_p^2}{4} P \Rightarrow \begin{cases} F_{0,min} = 3650 \text{ N} \\ F_{0,max} = 3850 \text{ N} \end{cases}$  qui sont les efforts minimaux et maximaux s'exerçant sur chacune des vis et qui vont nous imposer le choix de la visserie. Les conditions à vérifier sont telles que  $F_0^- \geq F_{0,min}$  (permettant d'assurer le non-décollement des pièces assemblées) et  $F_0^+ \leq F_{0,max}$  (garantissant la bonne tenue mécanique des vis).

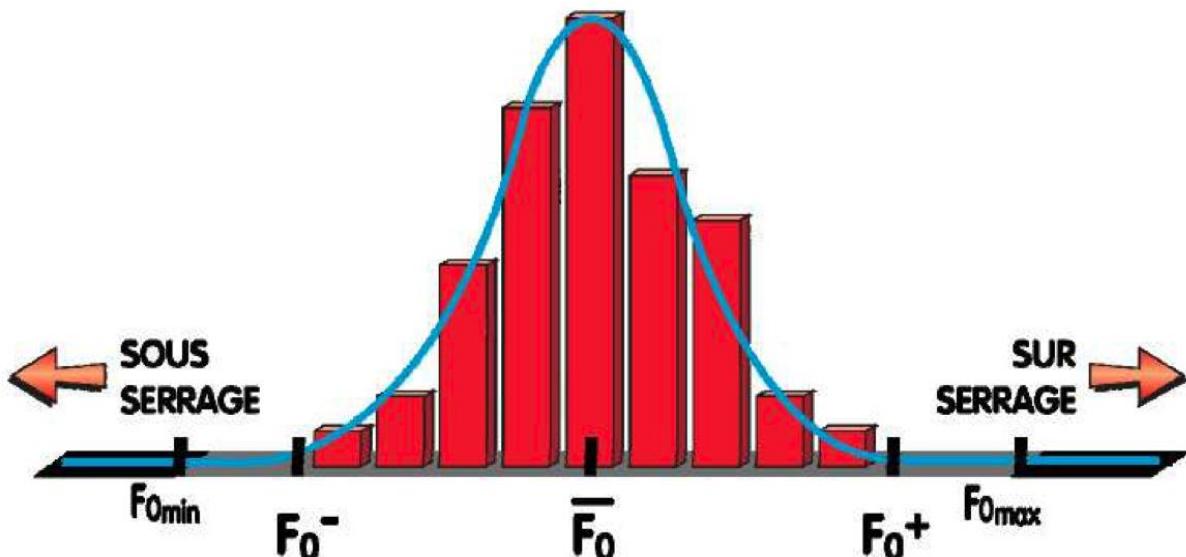


Figure 24 – Évolution de la charge axiale tolérable<sup>12</sup>

Arbitrairement, on choisit de fixer  $F_0^+$  à sa valeur maximale autorisée donc  $F_0^+ = F_{0,max}$ . Par hypothèse de dimensionnement, les vis ne travaillent qu'en traction ou compression et sans flambement de la structure vissée. Dans ces conditions, on peut écrire que :

<sup>12</sup> <http://www.moodle.ensta-bretagne.fr/> (page 42)

$F_0^+ = R_m \cdot A_s$  Et  $F_0^- = F_0^+$ , avec  $R_m$  la contrainte normale maximale admissible par la vis et  $A_s$  sa section effective. Étant donné que  $p_{max} = 162,2 \text{ MPa}$  on peut alors choisir une vis telle que  $R_e = 180 \text{ MPa}$  de sorte à avoir un coefficient de sécurité de 1,1. Le tableau ci-dessous nous permet d'obtenir une valeur de la contrainte maximale :  $R_m = 330 \text{ MPa}$  ainsi que la classe de résistance des vis souhaitées :  $c = 3.6$

marquage des têtes	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
classes de résistance	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
limite élastique $R_e \text{ N/mm}^2 \text{ ou MPa}$	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
limite à la rupture $R_r \text{ N/mm}^2 \text{ ou MPa}$	330	400	420	500	520	600	800	900	1 040	1 220
$A\%$	25	22	14	20	10	8	12	10	9	8
 $R_e = R_r \times \frac{Y}{10}$ (en N/mm <sup>2</sup> ) $R_e = S \times Y (\text{daN/mm}^2)$	$R_r \approx 100 \times S$ (en N/mm <sup>2</sup> )						vis CHc			

Figure 25 – Classes de résistance en fonction des limites élastiques et limites à la rupture<sup>13</sup>

Enfin, on déduit directement la section effective des vis de la valeur de  $R_m$  :  $\frac{F_0^+}{R_m} = A_s = 11,6 \text{ mm}^2$ .

Pour déterminer le type de vis, on se base sur un extrait de la norme ISO 261, qui nous indique que pour une vis de section effective  $A_s = 11,6 \text{ mm}^2$ , le diamètre nominal M des vis est M4.5, avec un pas standard de 0,75mm.

De plus, la norme ISO 261 permet de déterminer la valeur du diamètre sur flancs puis le rayon moyen sous tête pour une vis à tête hexagonale :  $\begin{cases} d_2 = 4,17 \text{ mm} \\ r_m = 3,75 \text{ mm} \end{cases}$

Nous possédons toutes les informations nécessaires pour appliquer la formule de Kellerman et finalement déterminer le couple de serrage moyen  $\bar{C} = C^+ = C^-$  (d'après l'hypothèse que  $F_0^- = F_0^+ = \bar{F}_0$ ). Il ne reste plus qu'à déterminer le coefficient de frottement global de nos vis en acier via de la documentation trouvable sur Internet.

<sup>13</sup> <https://www.vis-express.fr/content/53-classe-de-qualite-des-vis-et-ecrou>

Valeurs indicatives	Adhérence : $\mu_s = \tan \phi_s$		Frottement : $\mu = \tan \phi$	
Nature des matériaux en contact	à sec	lubrifié	à sec	lubrifié
Acier sur acier	0.18	0.12	0.15	0.09
Acier sur fonte	0.19	0.1	0.16	0.08 à 0.04
Téflon sur acier	0.04		0.04	
Nylon sur acier			0.35	0.12
Bois sur bois	0.65	0.2	0.4 à 0.2	0.16 à 0.04
Métaux sur bois	0.6 à 0.5	0.1	0.5 à 0.2	0.08 à 0.02
Métal sur glace			0.02	
Pneu de voiture sur route	0.8		0.6	0.3 à 0.1 (sol mouillé)

Figure 26 – Quelques valeurs indicatives de coefficients de frottements et d'adhérence<sup>14</sup>

Notre support étant fait d'acier tout comme nos vis, on a donc un coefficient de frottement global égal à :  $\mu_g = 0,15$  (aucune lubrification n'est appliquée).

Ainsi nous obtenons la valeur du couple de serrage moyen :

$$\bar{C} = \bar{F}_0(0,16p + \mu_g(0,583d_2 + r_m)) = 4,03 \text{ N.m}$$

On récapitule la totalité des caractéristiques de nos vis dans un tableau afin d'avoir une vue d'ensemble :

Charge axiale minimale	$F_{0,min} = 3650 \text{ N}$
Charge axiale maximale	$F_{0,max} = 3850 \text{ N}$
Charge moyenne tolérable	$\bar{F}_0 = F_0^- = F_0^+ = 3850 \text{ N}$
Classe de résistance	$c = 3.6$
Diamètre nominal M	M4.5
Diamètre sur flancs	$d_2 = 4,17 \text{ mm}$
Rayon moyen sous-tête	$r_m = 3,75 \text{ mm}$
Coefficient de frottement global	$\mu_g = 0,15$
Couple de serrage moyen	$\bar{C} = 4,03 \text{ N.m}$

<sup>14</sup> [https://public.iutenligne.net/mecanique/mecanique-dusolide/charbonnieres/mecanique/132\\_lois\\_du\\_frottement\\_sec\\_lois\\_de\\_coulomb.html](https://public.iutenligne.net/mecanique/mecanique-dusolide/charbonnieres/mecanique/132_lois_du_frottement_sec_lois_de_coulomb.html)

## Chronogrammes

### Spécifications du cahier des charges

Le temps de saisie du ROV, indiquée dans le cahier des charges, est de 5 secondes maximum.

« *Le temps de saisie correspond au temps entre le début de la sortie du ROV de l'eau et l'instant où il est maintenu contre le SMILE* »

Pour ce qui est de la durée de l'opération de mise à l'eau du ROV, ou de récupération du ROV, elle est. Estimée à 5 minutes.

### Durée de chaque action

#### Mise à l'eau du ROV :

- Déploiement des bras 4s
- Saisie du ROV situé sur l'embarcation 1s
- Rotation du système autour de son axe vertical (chargé) 4s
- Descente manuelle du ROV (via la manivelle, les poulies et le câble) 6s
- Désaccouplement du crochet et du ROV 1s
- Remontée du câble (à vide) 3s
- Rotation du système autour de son axe vertical (à vide) 3s
- Repliement des bras 4s

#### Récupération du ROV :

- Déploiement des bras 2s
- Rotation du système autour de son axe vertical (à vide) 3s
- Descente du câble (à vide) 2s
- Attache du crochet au ROV 3s
- Remontée du câble avec le ROV 5s (*Contraintes CdCh*)
- Rotation du système autour de son axe vertical (chargé) 4s
- Descente du ROV pour le déposer sur l'emplacement prévu 1s
- Désaccouplement du crochet et du ROV 1s
- Repliement des bras 4s

#### Chronogrammes définitifs :

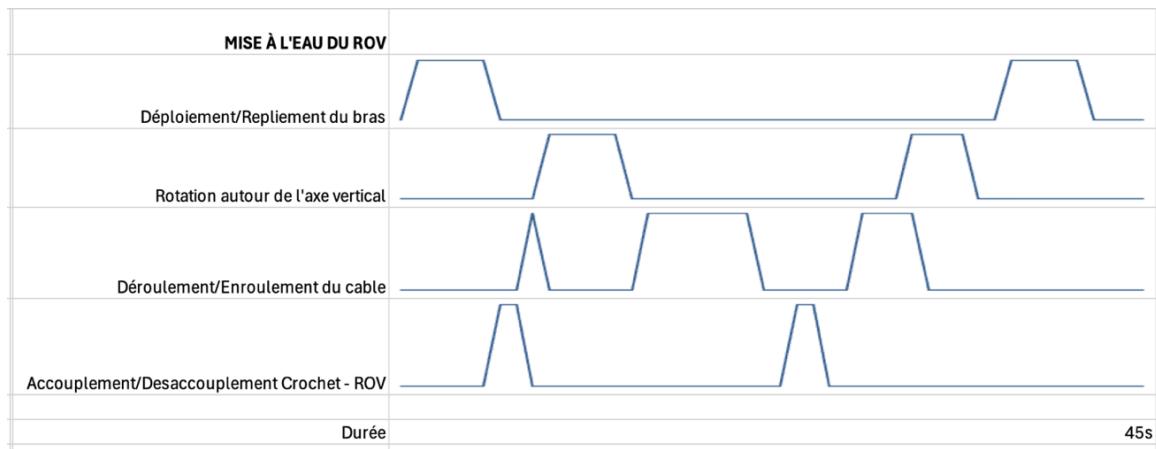


Figure 27 – Chronogramme de la mise à l'eau du ROV

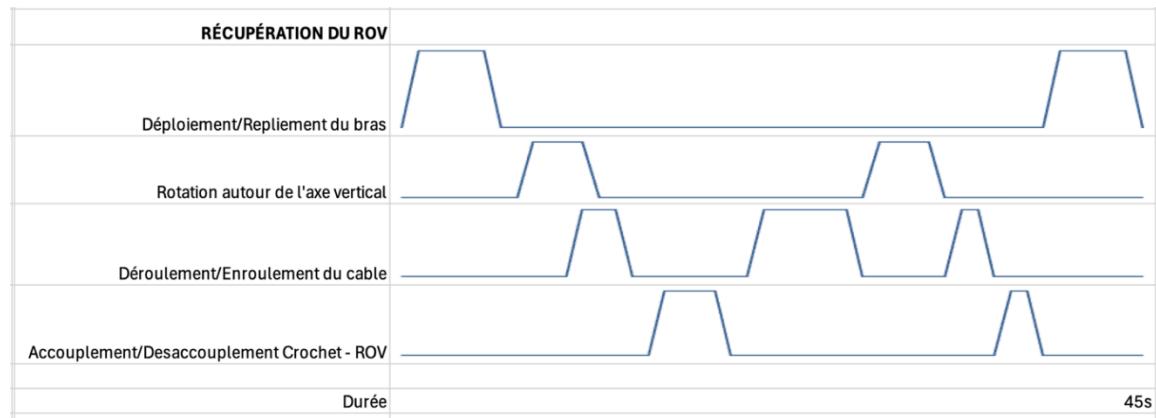


Figure 28 – Chronogramme de la phase de remontée du ROV

## Analyse critique de la solution retenue

### Matrice de Conformité

Pour évaluer les performances de la solution proposée, nous allons utiliser une matrice de conformité. Cela nous permettra de mesurer le niveau de performance réalisé pour chaque critère.

Critère	Niveau	Flexibilité	Performance réalisée	Méthode d'évaluation	Conformité
Encombrement du système	40x50x60 cm [poids] = 39kg	2	OUI Manipulable par 1 utilisateur	Maquette Numérique	C
Mode de fixation du système	Démontable	0	OUI Assemblage vissé	Maquette numérique	C
Temps de saisie du ROV	5s	1	OUI	Calculs	C
Fixation au ROV	Anneau de levage	1	OUI	Maquette numérique	C
Adaptation des matériaux	Doit résister à un environnement salin	0	OUI [Acier inoxydable ou anode sacrificielle]	Choix des composants	C
Durée d'utilisation	10 utilisations/jour pour 100 jours/an Pendant 10 ans	1	OUI	Calculs	C
Actionneur	Mécanique, Manuel	0	OUI Manivelle et poulies-courroie, engrenages	Choix des composants	C

Figure 29 – Matrice de conformité

## Comparaison avec une autre solution

### Description de la solution concurrente :

La solution retenue pour le projet consiste en un cadre pivotant métallique permettant la mise à l'eau et la récupération d'un R.O.V depuis un semi-rigide. Ce système allie simplicité, robustesse et ergonomie. Le cadre est fixé au pont du bateau via une liaison pivot et est actionné par un vérin hydraulique manuel pour basculer le R.O.V au-dessus de l'eau. La manœuvre s'effectue en deux temps : une première phase de bascule pour positionner le R.O.V au bord, suivie d'une mise à l'eau contrôlée sur les derniers centimètres à l'aide d'un treuil manuel. Un dispositif de maintien équipé d'une mousse déformable et d'un amortisseur rotatif garantit la stabilité et la sécurité du R.O.V tout au long de la manœuvre.

(Groupe : Charles Even, Jeanne Bréchignac, Rémi Boyer, Rian Rodriguez)

### Matrice de comparaison :

Critères	Pondératio n (%)	Bras articulé		Justification	Bras pivotant (vérin)		Justification
		Note/10	Note pondérée		Note/10	Note pondérée	
<b>Production/conception</b>	3,8	7	14	Mécano-soudé mais petites pièces	8	16	3 poutres soudées + vérin
<b>Géométrie (compacité)</b>	15,4	9	72	Pliant	7	56	Petit mais non pliant
<b>Ergonomie</b>	15,4	8	64	Contrôles et opérateur proche du ROV	7	56	Simplicité des contrôles mais opérateur obligé de se pencher
<b>Entretien/maintenance</b>	7,7	7	28	Peu de pièces d'usure	8	32	Pas de pièces d'usure
<b>Coût global</b>	2	8	8	Mécano-soudé + composants "sur étagère"	8	8	Profilé d'acier mais vérin
<b>Adaptabilité</b>	0	10	0	Pliant + 39kg	8	0	Possibilité de changer les dimensions lors de la fabrication mais même conception
<b>Sécurité opérateur</b>	28,9	8	120	Opérateur statique	7	105	Doit se pencher
<b>Sécurité ROV</b>	27	7	98	Balancement du câble	10	140	Mousse et encastrement
<b>Total</b>	100	64	404		63	413	

Figure 30 – Matrice de comparaison

La solution du groupe concurrent se montre très légèrement supérieure, notamment car elle assure mieux la sécurité du ROV grâce à un système qui empêche le balancement de ce dernier. Cependant, notre système est beaucoup plus facilement adaptable à différentes configurations grâce à sa compacité.

## Conduite de projet

### Analyse critique de la dynamique de l'équipe

L'équipe était composée de 4 personnes : Majd BOU-MEHRI, Cécile DONNET, Mathieu CASTANIER et Victor HELIES. Le projet s'est déroulé sur les mois de septembre, octobre, novembre et le début de décembre 2024. En moyenne 8h de créneaux étaient consacrés

au projet chaque semaine. L'équipe à fait le choix de travailler en autonomie et d'effectuer des réunions d'avancement une fois par semaine. En effet, l'organisation a favorisé le travail en autonomie : une vue globale du système a été décidée lors du rendu du livrable n°1. Un partage des tâches permettant à chaque membre de se concentrer sur un sous-système particulier a ensuite été effectué. Les membres de l'équipe ont alors pu travailler en autonomie sans être obligé de bloquer un créneau horaire pour pouvoir avancer le projet. Des réunions étaient cependant nécessaires pour s'assurer de l'avancement, elles avaient lieu lors des créneaux du mardi. Elles ont permis d'encadrer le travail de chacun et de s'assurer du bon déroulement des séances, afin d'éviter qu'un ou plusieurs membres ne se retrouvent bloqué(s) dans le travail à réaliser. Un autre avantage de ces réunions hebdomadaires était d'éviter l'effet tunnel ; c'est-à-dire que chaque membre de l'équipe s'écarte de la ligne directrice du projet et ne produise pas un travail conforme à ce qui est attendu.

Concernant la maquette CAO, un premier modèle 3D a été réalisé sur OnShape, un logiciel de modélisation 3D paramétrique collaboratif qui permet à plusieurs personnes de modifier un même fichier CAO en même temps. Ce premier modèle a été utilisé pour définir une vue d'ensemble du système. Etant un outil collaboratif, chacun a pu modifier les dimensions des pièces après avoir effectué les calculs de dimensionnement. Le modèle a ensuite été affiné pour enfin être exporté sur Catia V5. Ce mode de fonctionnement collaboratif a permis une grande autonomie des membres de l'équipe.

La présence d'un étudiant international au sein de l'équipe nous a été d'une grande aide. En effet, Majd a reçu une formation différente de celle de la 1A à l'ENSTA Bretagne. Il avait donc des connaissances supplémentaires aux nôtres, notamment concernant le dimensionnement des engrenages. Nous avons cependant eu quelques difficultés à communiquer « en termes techniques ». L'usage de l'anglais a permis à l'équipe de palier aux problèmes de communication et ainsi favoriser une meilleure intégration de l'étudiant international au groupe. Il était important pour nous de favoriser son travail de sorte à ce qu'il se sente à l'aise et puisse travailler dans des conditions optimales. C'est un point important qui a permis de favoriser une bonne dynamique de travail tout au long de ce projet.

Le mode de gouvernance de l'équipe était globalement démocratique. Cependant, Victor a coordonné une minorité des phases du projet, notamment celle de dimensionnement, parce qu'il avait pris de l'avance sur la maquette CAO. En effet, cela lui a permis d'avoir une vision plus globale du projet et de l'organisation des sous-ensembles facilitant la coordination des dimensionnements entre les autres membres.

## Conclusion

Ce projet, réalisé au sein de l'ENSTA Bretagne en collaboration avec Ewan Lebourdais, a permis de concevoir un système innovant et efficace pour la mise à l'eau et la récupération d'un ROV à bord d'un semi-rigide. L'approche choisie, un treuil de levage manuel, répond aux exigences du cahier des charges en termes de sécurité, de rapidité et de simplicité d'utilisation. La section des poutres obtenue via RDM7 confère une rigidité suffisante à l'assemblage et le dimensionnement des liaisons permet une durée de vie supérieure à 10 ans. Les chronogrammes détaillés et l'analyse minutieuse des durées des actions ont permis d'optimiser les différentes phases de l'opération, tout en garantissant des performances adaptées aux contraintes imposées.

L'analyse critique de la solution retenue et la comparaison avec une solution concurrente ont permis de mettre en évidence les points forts du système développé, notamment sa compacité et son adaptabilité. Bien que la solution concurrente présente certains avantages en termes de sécurité, en particulier pour le ROV, notre système se distingue par sa flexibilité et son procédé de fabrication peu coûteux.

En conclusion, ce projet présente des performances suffisantes par rapport au cahier des charges, alliant sécurité et ergonomie. Les résultats obtenus ouvrent la voie à des améliorations futures, notamment en termes de sécurité et d'optimisation des temps de manœuvre, tout en offrant une solution facilement adaptable à différents types de configurations et d'opérations.

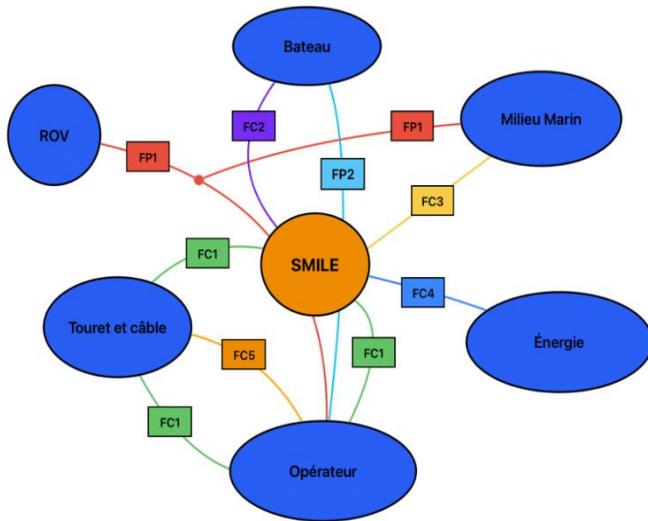
## Table des figures

Figure 1 – Treuil de levage.....	8
Figure 2 - Élevateur fixe de piscine InPool .....	8
Figure 3 – Rampe de déploiement .....	9
Figure 4 – Schéma cinématique du treuil de levage adapté au semi-rigide .....	11
Figure 5 – Blocage en rotation .....	12
Figure 6 – Adaptation du lève-personne .....	12
Figure 7 - Adaptation de la rampe de déploiement .....	13
Figure 8 – Hauteur de la rampe par rapport à l'eau .....	13

Figure 9 – Tableau de comparaison des solutions .....	14
Figure 10 – Schéma cinématique paramétré du système .....	15
Figure 11 - Schéma cinématique d'ensemble .....	19
Figure 12 - Proposition de mécanisme de verrouillage .....	20
Figure 13 - Schéma cinématique du mécanisme de verrouillage .....	21
Figure 14 - Palier lisse iglidur A160 (en orange sur la coupe) .....	21
Figure 15 - Solution retenue .....	22
Figure 16 - Schéma cinématique de la pivot en B .....	23
Figure 17 – Vue en coupe de la glissière .....	25
Figure 18 – Fiche technique des galets .....	26
Figure 19 – Poulie {7} .....	28
Figure 20 – Nombre de dents minimal permettant l'engrènement .....	29
Figure 21 – Dessin d'une roue à denture droite .....	29
Figure 22 – Roue dentée en plastique (nylon) .....	31
Figure 23 – Socle du pied du système .....	32
Figure 24 – Évolution de la charge axiale tolérable .....	33
Figure 25 – Classes de résistance en fonction des limites élastiques et limites à la rupture .....	34
Figure 26 – Quelques valeurs indicatives de coefficients de frottements et d'adhérence .....	35
Figure 27 – Chronogramme de la mise à l'eau du ROV .....	37
Figure 28 – Chronogramme de la phase de remontée du ROV .....	37
Figure 30 – Matrice de comparaison .....	39
Figure 31 – Fonctions retenues .....	43
Figure 32 – Tri croisé .....	43
Figure 33 – Données constructeur des roulements .....	46
Figure 34 – Données pour la poulie .....	49

## Annexes

### Tri croisé pour la pondération



#### Fonctions retenues :

- FP1 : Permettre de mettre à l'eau le ROV
- FP2 : Être fixe sans action de l'opérateur
- FC1 : Ne pas gêner l'opérateur
- FC2 : Être supporté par le bateau
- FC3 : Résister/Respecter l'environnement marin
- FC4 : S'adapter à l'énergie disponible
- FC5 : Être solidaire du touret

Figure 31 – Fonctions retenues

Tri croisé						
	FP1	FC1	FC2	FC3	FC4	FC5
FP2	1 (FP1)	2 (FP2)	1 (FC2)	2 (FP3)	3 (FP2)	2 (FP2)
	FP1	2 (FP1)	1 (FC2)	2 (FP1)	3 (FP1)	2 (FP1)
		FC1	2 (FC2)	1 (FC3)	3 (FC1)	1 (FC1)
			FC2	3 (FC2)	3 (FC2)	3 (FC2)
				FC3	1 (FC3)	1 (FC3)
					FC4	2 (FC5)

Poids	1	2	3
Relation de comparaison	Peu prioritaire	Prioritaire	Largement prioritaire

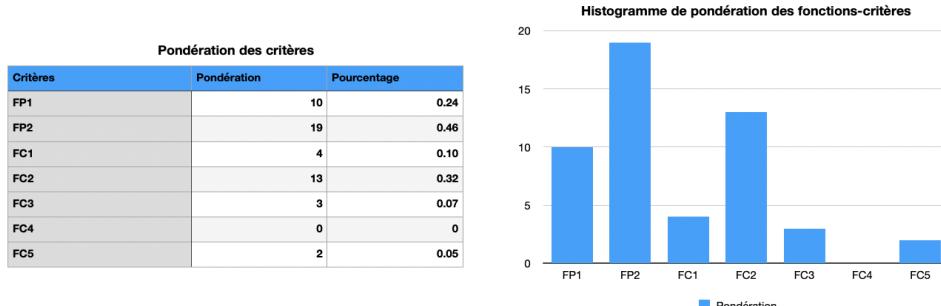


Figure 32 – Tri croisé

## Dimensionnement statique – Pivot en A

Définition des différents torseurs :

$$\mathbf{T}_A = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (A, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_{A'} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{A'} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (A', x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_I = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{ROV} \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (I, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_G = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{SYS} \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (G, x_0, y_0, z_0)$$

Déplacement des torseurs au point A :

$$\mathbf{T}_A = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ Y_A & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (A, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_{A'} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{A'} & 0 \\ 0 & 0,052 \cdot Y_{A'} \end{Bmatrix} (A, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_I = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{ROV} \cdot g & 0 \\ 0 & -m_{ROV} \cdot g \cdot 1,4525 \end{Bmatrix} (A, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_G = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{SYS} \cdot g & 0 \\ 0 & -m_{SYS} \cdot g \cdot 0,281 \end{Bmatrix} (A, x_0, y_0, z_0)$$

Application du PFS au point A :

$$\begin{cases} X_A = 0 \\ Y_A + Y_{A'} - m_{ROV} \cdot g - m_{SYS} \cdot g = 0 \\ 0,052 \cdot Y_{A'} - 1,4525 \cdot m_{ROV} \cdot g - 0,281 \cdot m_{SYS} \cdot g = 0 \end{cases}$$

En résolvant le système avec  $m_{ROV} = 100\text{kg}$  et  $m_{SYS} = 32,6\text{kg}$ , on obtient  $Y_A = -27,830\text{kN}$  et  $Y_{A'} = 29,131\text{kN}$ .

Pour la liaison en C, on applique le même raisonnement avec un PFS au point C.

## Dimensionnement statique – Pivot en B

Définition des torseurs :

$$\mathbf{T}_B = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix} (B, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_{B'} = \begin{Bmatrix} X_{B'} & 0 \\ Y_{B'} & 0 \\ Z_{B'} & 0 \end{Bmatrix} (B', x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_I = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{ROV} \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (I, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_G = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{SYS} \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} (G, x_0, y_0, z_0)$$

Déplacement des torseurs au point B :

$$\mathbf{T}_B = \begin{Bmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix} (B, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_{B'} = \begin{Bmatrix} X_{B'} & 0 \\ Y_{B'} & 0 \\ Z_{B'} & 0,110 \cdot X_{B'} \end{Bmatrix} (B, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_I = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{ROV} \cdot g & 0 \\ 0 & -m_{ROV} \cdot g \cdot 0,300 \end{Bmatrix} (B, x_0, y_0, z_0)$$

$$\mathbf{T}_G = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -m_{SYS} \cdot g & 0 \\ 0 & -m_{SYS} \cdot g \cdot 1,4525 \end{Bmatrix} (B, x_0, y_0, z_0)$$

PFS en B :

$$\begin{cases} X_b + X_{b'} = 0 \\ Y_b + Y_{b'} - m_{ROV} \cdot g - m_{SYS} \cdot g = 0 \\ 0,100 \cdot X_{b'} - m_{ROV} \cdot g \cdot 1,4525 - m_{SYS} \cdot g \cdot 0,300 = 0 \end{cases}$$

Ici, on prend  $m_{SYS} = 30,7\text{kg}$  et on fait l'hypothèse que les charges axiales sont équiréparties sur les 2 roulements. Cela nous donne  $X_B = -13,8\text{kN}$ ,  $X_{B'} = 13,8\text{kN}$  et  $Y_B = Y_{B'} = 641\text{N}$ .

Calcul de la durée de vie des roulements :

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{641}{13800} = 0,046 \leq e$$

Donc  $P = F_R$

Avec  $C_0 = 16,8\text{kN}$  on a :

$$L_{10} = \left( \frac{16,8}{13,8} \right)^3 = 470\,000 \text{ tours}$$

$$L_{eq} = \left( 2 \cdot \left( \frac{1}{L_{10}} \right)^{1,5} \right)^{\frac{-1}{1,5}} = 296\,000 \text{ tours}$$

Données constructeur :

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

$\frac{f_0 F_a}{C_0}$	e	Fa / Fr ≤ e		Fa / Fr > e	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.3
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.3				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1

C - Capacité charge dynamique	16,8 kN
C0 - Capacité Charge Statique	7,9 kN
Cu - Charge limite à la fatigue	0,36 kN
f0 - Coefficient	12,4
N lim - Vitesse limite Mécanique	9500 tr/min
Tmin - Température mini de Fonctionnement	-30 °C
Tmax - Température max de Fonctionnement	120 °C

Figure 33 – Données constructeur<sup>15</sup> des roulements

## Dimensionnement statique – Glissière

Le calcul de la durée de vie des galets correspond à la méthode de calcul de la durée de vies pour des roulements.

### Calcul de la durée de vie des galets

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^n$$

<sup>15</sup> <https://eshop.ntn-snr.com/fr/product/62304EE-SNR/62304EE>

Pour les calculs de dimensionnement de ces composants, on considère que l'effet des paquets de mer sur le ROV, en mer 2, sont négligeables par rapport aux efforts de la masse du ROV. Autrement dit, les efforts axiaux sur les galets sont négligés. La masse du bras est également négligée.

$$P = F_r$$

Dans la documentation du constructeur, on relève les valeurs de la charge dynamique de base C pour chacun des galets.

Galet PK90C:  $C_{90} = 134\ 000\ N$

Galet PK52C:  $C_{52} = 42\ 000\ N$

Pour déterminer la charge équivalente P exercée sur chacun des galets, on se place dans le pire des cas : le ROV est accroché au système, et un seul des deux galets reprend tous les efforts.

$$P = F_r = m_{ROV} \cdot g$$

De plus les galets s'apparentent à des cylindres :

$$n = \frac{10}{3}$$

Finalement,

$$L_{10,PK90C} = 13\ 125\ 601\ millions\ de\ tour$$

$$L_{10,PK52C} = 274\ 537\ millions\ de\ tour$$

On cherche à vérifier que ces durées de vie sont supérieures à la durée d'utilisation attendue.

Durée de vie des galets en heures :

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot N}$$

N : vitesse de rotation du galet considéré, en tours par minute.

La course de la glissière étant de 514,5 mm, parcourue en 4 secondes, on en déduit la vitesse de rotation de chacun des galets :

Galet PK90C:  $N_{90} = 27,30\ tours\ par\ minutes$ , avec  $R_{90} = 45\ mm$

Galet PK52C:  $N_{52} = 47,24\ tours\ par\ minutes$ , avec  $R_{52} = 26mm$

Finalement, on obtient :

Galet PK90C:  $L_{h,90} = 8\ 013\ 189\ 363 \text{ heures}$

Galet PK52C:  $L_{h,52} = 4\ 630\ 822\ 811 \text{ heures}$

Pour une seule utilisation du système – mise à l'eau et récupération du ROV – la durée d'utilisation a été calculé :

$$d_{1,\text{utilisation}} = 20 \text{ secondes}$$

Lors de la mise à l'eau, la durée d'utilisation de la liaison glissière est estimée à 8 secondes. En prenant en compte un coefficient de sécurité K de 1,25, on atteint 10 secondes d'utilisation.

Le raisonnement est analogue lors de la phase de récupération du ROV.

Cette durée d'utilisation a été ramené à la durée de vie estimé du système. D'après le cahier des charges, elle est de 10 ans, avec jusqu'à 10 utilisations par jour, pour 100 jour par an.

Donc la durée d'utilisation totale de chaque galet est de :

$$d_{\text{utilisation totale}} = 10 * 10 * 100 * 10 \text{ secondes}$$

$d_{\text{utilisation totale}} = 1.10^5 \text{ secondes} = 27,78 \text{ heures}$  Par ailleurs, en se plaçant dans les mêmes hypothèses que pour le calcul de la durée de vie, l'effort radial supporté par un roulement est de 981 N.

Or d'après la documentation du constructeur :

Galet PK90C:  $F_{r,90} = 43\ 800 \text{ N}$

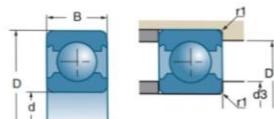
Galet PK52C:  $F_{r,52} = 11\ 900 \text{ N}$

Les galets sont largement surdimensionnés, que ce soit en termes de résistance aux efforts qu'en termes de durée de vie.

## Dimensionnement statique – Liaison pivot en bout de bras

Extrait de documentation sur les roulements à billes :

## Roulements à une rangée de billes à contact radial (suite)



d mm	Références	D mm	B mm	$10^{\circ}N$	$10^{\circ}N$	tr/mn*	tr/mn*
17	6203	40	12	9,60	4,80	16000	19000
	6303	47	14	13,60	6,60	14000	17000
	6403	62	17	22,70	10,80	12000	14000
20	61804	32	7	2,95	1,87	19500	23500
	61904	37	9	6,40	3,70	17500	20500
	16004	42	8	6,80	4,10	17000	20000
	6004	42	12	9,40	5,00	16000	20000
	6204	47	14	12,80	6,70	13000	16000
	6304	52	15	15,90	7,90	12000	15000
25	6404	72	19	29,50	15,50	9600	12000
	61805	37	7	4,30	2,95	17000	20000
	61905	42	9	7,00	4,55	15000	18000
	16005	47	8	10,10	5,90	14000	17000
	6005	47	12	10,10	5,90	13000	17000
	6205	52	15	14,00	7,90	12000	14000
30	6305	62	17	22,40	11,50	10000	13000
	6405	80	21	36,00	19,30	8600	11000
	61806	42	7	4,55	3,40	14500	17500
	61906	47	9	7,20	4,35	13500	16000
	16006	55	9	11,20	7,40	11000	14000
	6006	55	13	13,20	8,30	11000	14000
35	6206	62	16	19,50	11,30	10000	12000
	6306	72	19	28,00	15,80	8900	10000
	6406	90	23	43,50	23,80	7600	9300
	61807	47	7	4,75	3,80	13000	15500
	61907	55	10	9,60	5,90	11500	14000
	16007	62	9	12,10	8,80	10000	12000
40	6007	62	14	16,00	10,30	10000	12000
	6207	72	17	25,50	15,30	8900	10000
	6307	80	21	33,50	19,20	8000	9800
	6407	100	25	55,00	31,00	6800	8300
	61808	52	7	4,90	4,15	11500	14000
	61908	62	12	12,20	7,70	10000	12000
40	16008	68	9	13,20	10,30	9800	11000
	6008	68	15	16,80	11,50	9200	11000
	6208	80	18	29,00	17,90	7800	9100
	6308	90	23	40,50	23,90	7000	8200
	6408	110	27	63,00	36,50	6200	7600

\* Il s'agit de vitesses limites suivant le concept SNR (cf. p. 85 à 87)

160

Figure 34 – Données pour la poulie

Voici les détails du calcul permettant d'aboutir à la durée de vie du roulement :

À partir des données numériques, on détermine la charge radiale :

$$Fr = 100 * 9.81 = 981 N$$

Pour calculer charge axiale cause par l'oscillation de la ROV

Comme il faut que le ROV reste 10cm du bord du bateau, on prend 5cm pour la sécurité  
Finalement, l'angle max d'oscillation vaut :

$$\theta_{max} = \text{Arctan} (0.45/1.2) = 21^\circ$$

Par suite la charge axiale est :

$$Fa = Fr * \sin \theta = 981 * \sin (21) = 352 N$$

D'après (SNR) : pour  $d=20\text{mm}$ , on choisit pour référence 6004, on a :  $C = 9.4 \cdot 10^3 N$  et  $C_0 = 5 \cdot 10^3 N$ . Donc,  $F_a/C_0 = 0.0704$

D'après tableau (p25 en cours), par interpolation on obtient  $e = 0.27$ . On a alors  $F_a/Fr = 0.35 > e = 0.27$

$$X = 0.56 \text{ et } Y = 1.63 \text{ (par interpolation)}$$

$$P = (0.56 * 981) + (1.63 * 352) = 1123.12 N$$

$$\text{Durée de vie : } L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{9.4 \cdot 10^3}{1123.12} \right)^3 = 586,28 \text{ millions cycles}$$

D'après le chronogramme,  $\Delta t$  (*descente de ROV*) =  $6\text{s}$  donc  $V = 1,2/6 = 0,2 \text{ m/s}$

Le rayon extérieur de la poulie vaut  $60\text{mm}$  donc  $\omega = 0,2/0,06 = 3,33 \text{ rad/s} = 31,83 \text{ tr/min}$

$$\text{Alors, } L_{10h} = \left( \frac{586,28 \cdot 10^6}{60 \cdot 31,83} \right) = 306\,985 \text{ h}$$

### Tri croisé pour la matrice de comparaison

			B	C	D	E	F	G	H			
A	Production/Conception	(*) Facilité de fabrication et montage	A	B2	C2	D1	A1	A1/B1	G3	H3	A	2
B	Géométrie	(*) Encombrement/Compacité	B	C1	B1	B2	B2	G2	H2	B	8	
C	Ergonomie	(*) Facilité d'utilisation	C	C2	C2	C1	G1	H1		C	8	
D	Entretien/Maintenance	(*) Durée de vie, pièces à changer	D	D2	D1	G2	H2		D	4		
E	Coûts			E	E1	G3	H3		E	1		
F	Adaptabilité	(*) Options (emplacement), adaptabilité sur un autre bateau			F	G3	H3		F	0		
G	Sécurité Opérateur				G	G1			G	15		
H	Sécurité ROV					H			H	14		
											52	

Figure 35 – Tri croisé pour les pondérations

## Étude complémentaire – Modélisation des oscillations du ROV en phase transitoire : modèle du pendule amorti.

L'objectif est de quantifier les oscillations du ROV lors de la remontée en phase transitoire pour effectuer des dimensionnements complémentaires sur la section du bras (non-abordé dans ce projet).

On considère l'angle  $\theta$  quantifiant l'oscillation autour de l'horizontale. Le modèle de la houle est introduit via la fonction  $\phi$ , qu'on ne cherchera pas à expliciter. On considère une sollicitation sinusoïdale, ainsi en mettant en équation le problème du pendule amorti répondant à une sollicitation sinusoïdale, on obtient l'équation suivante :

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \sin(\theta) + \frac{k}{mL^2} \dot{\theta} = \frac{k}{mL^2} \sin(\phi)$$

On se place dans le cadre de l'approximation des petits angles :  $\sin(\theta) \approx \theta$  et  $\sin(\phi) \approx \phi$  ainsi l'équation devient :

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \theta + \frac{k}{mL^2} \dot{\theta} = \frac{k}{mL^2} \phi$$

Afin d'étudier l'évolution angulaire, nous allons effectuer une transformée temporelle de Laplace (variable  $p$ ). De cette manière, nous obtenons l'équation suivante :

$$p^2 \Theta(p) + \frac{g}{l} \Theta(p) + p \frac{k}{mL^2} \Theta(p) = \frac{k}{mL^2} \Phi(p)$$

Nous pouvons alors déterminer la fonction de transfert  $H(p) = \frac{\Theta(p)}{\Phi(p)}$ . En notant  $\omega_1 = \frac{g}{l}$  et  $\frac{k}{mL} = 2\lambda\omega_1$ , on obtient la fonction de transfert suivante :  $H(p) = \frac{\frac{k}{mL^2\omega_1^2}}{1 + \frac{2\lambda\omega_1}{mL^2\omega_1^2}p + \frac{1}{\omega_1^2}p^2}$

À partir de la forme de cette fonction de transfert, on identifie que le système est un système linéaire continue et invariant d'ordre 2. La forme générale de la fonction de transfert de ce type de systèmes est :  $H(p) = \frac{K}{1 + \frac{2\xi}{\omega_0}p + \frac{1}{\omega_0^2}p^2}$ . Par identification des deux fonctions de transferts, on détermine les grandeurs caractéristiques de ce système :

$$\left\{ \begin{array}{l} K = \frac{k}{mL^2\omega_1^2} (\text{gain}) \\ \omega_0 = \frac{g}{L} = \omega_1 (\text{pulsation propre}) \\ \xi = \frac{\lambda}{mL^2} (\text{coefficient d'amortissement}) \end{array} \right.$$

En considérant les frottements avec l'air ( $k = 0,18 \text{ kg/s}$ ), la valeur numérique du coefficient d'amortissement est :  $\xi = 1,15 \cdot 10^{-4} \ll 1$ , on est donc censé observer un gain relativement important à la pulsation de résonance.

Pour déterminer cette pulsation, on remarque que  $\xi^2 \approx 10^{-8}$ , et puisque  $\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \approx \omega_0$ , alors on peut calculer le gain du système à la résonance, c'est-à-dire à la fréquence propre  $\omega_0$ .

Après développement calculatoire de l'expression du gain en décibels  $G_{dB}$  du système, on obtient, pour une longueur de câble de  $L = 1,20 \text{ m}$  et une masse de  $m_{ROV} = 100 \text{ kg}$  (pour prendre en compte les effets dynamiques et inertIELS), une valeur maximale du gain à la résonance, égale à :  $G_{dB}(\omega_0) = G_{dB}(\omega_r) = G_{dB,max} = -47,5 \text{ dB}$ .

Cette valeur est particulièrement élevée, ce qui est cohérent puisque nous avons un coefficient d'amortissement très faible. De sorte à limiter la résonance et donc de réduire considérablement le gain (ce qui peut engendrer des dommages matériels sur notre système à cause des effets inertIELS provoqués par les oscillations du ROV), on doit agir sur la valeur du coefficient d'amortissement, en cherchant à le rapprocher idéalement de 1.

