Étude d'un centre de pompage d'eau de la mer morte jusqu'à l'usine pour l'extraction de potasse

Charbel Tawk

▶ **To cite this version:**

Charbel Tawk. Étude d'un centre de pompage d'eau de la mer morte jusqu'à l'usine pour l'extraction de potasse. Construction hydraulique. 2014. dumas-01334339

HAL Id: dumas-01334339

https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01334339

Submitted on 20 Jun 2016

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

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

Institut des Sciences Appliquées et Économiques - Université Libanaise

ISAE – Cnam Liban

Centre du Liban associé au
Conservatoire national des arts et métiers – Paris

ETUDE D'UN CENTRE DE POMPAGE D'EAU DE LA MER MORTE JUSQU'À L'USINE POUR L'EXTRACTION DE POTASSE

Présenté par ***TAWK Charbel***

Juin 2014

Spécialité	Mécanique des Structures et des Systèmes.
Matière	Projet de Fin D'études
Jury	Dr. George Venizélos Dr. Mohamad Abdel Wahab Dr. Tony Jabbour

REMERCIEMENT

Tout d'abord, j'aimerais sincèrement remercier **Dr Mohamad Abdel Waheb** qui m'a encadré tout au long de ce projet. Sa supervision m'a appris à être autonome dans le travail et à accéder à une grande connaissance de mon sujet. Je le remercie de ses nombreux conseils, ainsi de la confiance qu'il a su m'accorder. Son soutien crucial m'a stimulé pour mener à bien mon projet. Je lui suis reconnaissant du temps qu'il a pu me consacrer.

Mes remerciements vont également à **Dr. Tony Jabbour**, qui a grandement contribué à ma formation en répondant avec patience à mes questions.

Je suis également très reconnaissant à **Dr. George Venizélos**, ainsi qu'aux autres membres du jury pour toutes leurs, remarques et suggestions.

Par ailleurs je voudrais remercier **Dr. Elias El-Hachem**, directeur du Conservatoire national des arts et métiers (CNAM), ainsi que tout le personnel de CNAM.

Résumée

Dans ce projet ; on va se limiter à l'étude de la transmission de fluide du bassin jusqu'à l'usine. On va étudier de même le transport du KCl en poudre depuis l'usine jusqu'aux sites de stockage. On va donc exclure tous les procédés de traitement du KCl aqueux.

L'étude comportera tous les calculs techniques (mécaniques et structuraux) nécessaires pour la conception du système de pompage et du système de transport du KCL après traitement.

Mots-clés

Systèmes Hydrauliques, Pompes, Vanne papillon, Accouplement Flexible, Vanne Guillotine, Construction métallique, Tuyau, Convoyeur a Bande, Silo de Stockage.

Table des Matières

Introduction de l'entreprise 7
Dar Al-Handasah - Shair & Partners: 7
Introduction 8
Graphe représentatif 9
A. Première partie 10
B. Deuxième partie 11
A. Première Partie : Transport du Fluide 12
I. Etude Hydraulique 12
1. Le comportement d'un fluide : 12
2. Calcul des diamètres 13
3. Pression de la pompe 14
4. Pertes de charges : 15
5. Courbe Réseau 15
6. Sélection des Pompes : 17
6.1. Définition 17
6.2. Type de pompe choisis : 17
6.3. Pompes Centrifuges à axe vertical: 18
6.4. Informations pour la sélection de la pompe: 18
6.5. Graphe de la pompe 19
6.6. Puissance de la pompe 20
7. Sélection des équipements utilisés 22
7.1. Vanne à Guillotine 22
7.2. Accouplement Flexible: 24
7.3. Vanne Papillon : 25
8. Calcul de l'épaisseur 26
9. Choix du tuyau 27
9.1. Revêtement du tuyau: 28
10. Les Supports 29

10.1. Optimisation de l'entraxe 29
10.2. Validation du logiciel CAESAR 33
II. Etude structurale 35
1. Plaque rectangulaire : 35
2. Toit 41
3. Calcul analytique 43
4. Etude d'une structure portique tridimensionnelle: 55
Moment Fléchissant : 56
Effort Normaux : 57
Déformations 59
Choix des profils 60
B. Deuxième Partie : Stockage de la Poudre 71
I. Transport des matériaux 71
1. Les Convoyeurs 71
1.1. Introduction 71
1.2. Convoyeurs à bande : 71
1.3. Configuration : 72
2. Calcul du convoyeur 73
II. Stockage des matériaux 78
1. Etude du Silo de stockage : 78
2. Etude de la structure supportant le silo 86
3. Assemblage : 88
Conclusion 89
Bibliographie 90
Annexe 91

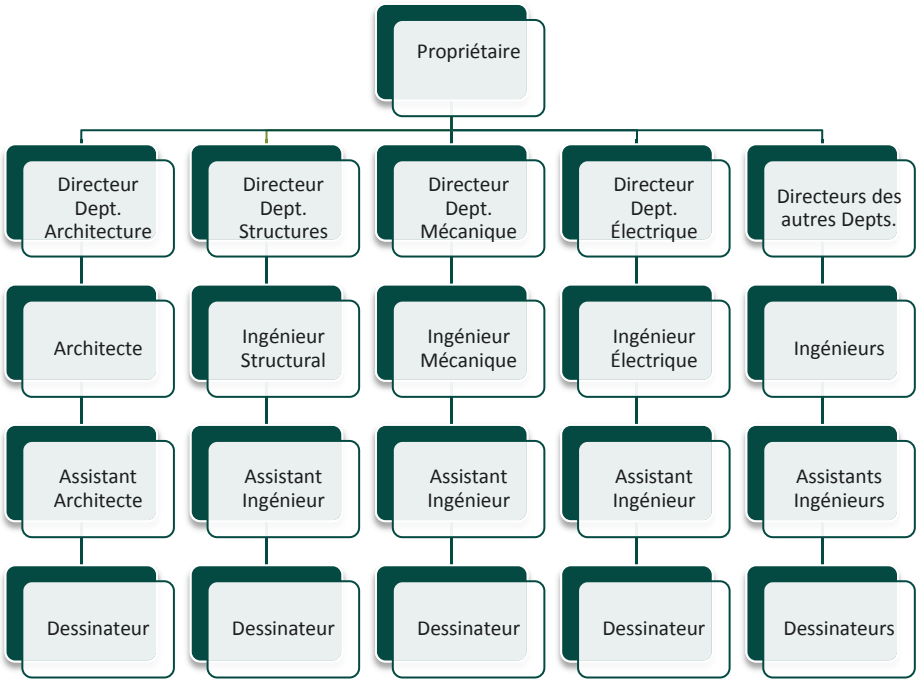
Introduction de l'entreprise

Dar Al-Handasah - Shair & Partners:

« Dar Al Handasah – Shair & Partners » est un bureau d'études spécialisé en ingénierie, en architecture et en urbanisme. Depuis 1956 jusqu'aujourd'hui, Dar Al-Handasah joue un rôle majeur dans le développement de grands projets à travers le monde. Ses bureaux principaux sont situés au Caire, à Luanda, à Amman, à Londres, à Pune et à Beyrouth.

Avec ses 43 bureaux répartis aux quatre coins de la planète, Dar Al-Handasah peut être considérée comme un leader en matière de consultation sur la scène internationale.

Le bureau regroupe plusieurs disciplines reparties sur cinq départements principaux comme le montre l'organigramme suivant :



Introduction

Ce projet consiste à concevoir et à étudier un système de pompage d'eau salée au bord de la mer morte en Jordanie. Le système aura pour rôle de pomper l'eau salée depuis la mer jusqu'à usine voisine situé à 3 km du site de pompage.

L'eau extraite de la mer morte renferme de la potasse (KCl : Chlorure de potassium) dissoute. Après le traitement et l'évaporation de l'eau, le KCl est recueilli à l'état solide pour être stocké et transporté dans des usines d'empaquetage et de conditionnement. La potasse obtenue sera utilisée dans divers domaines surtout en agriculture comme l'une des composantes essentielles des engrais.

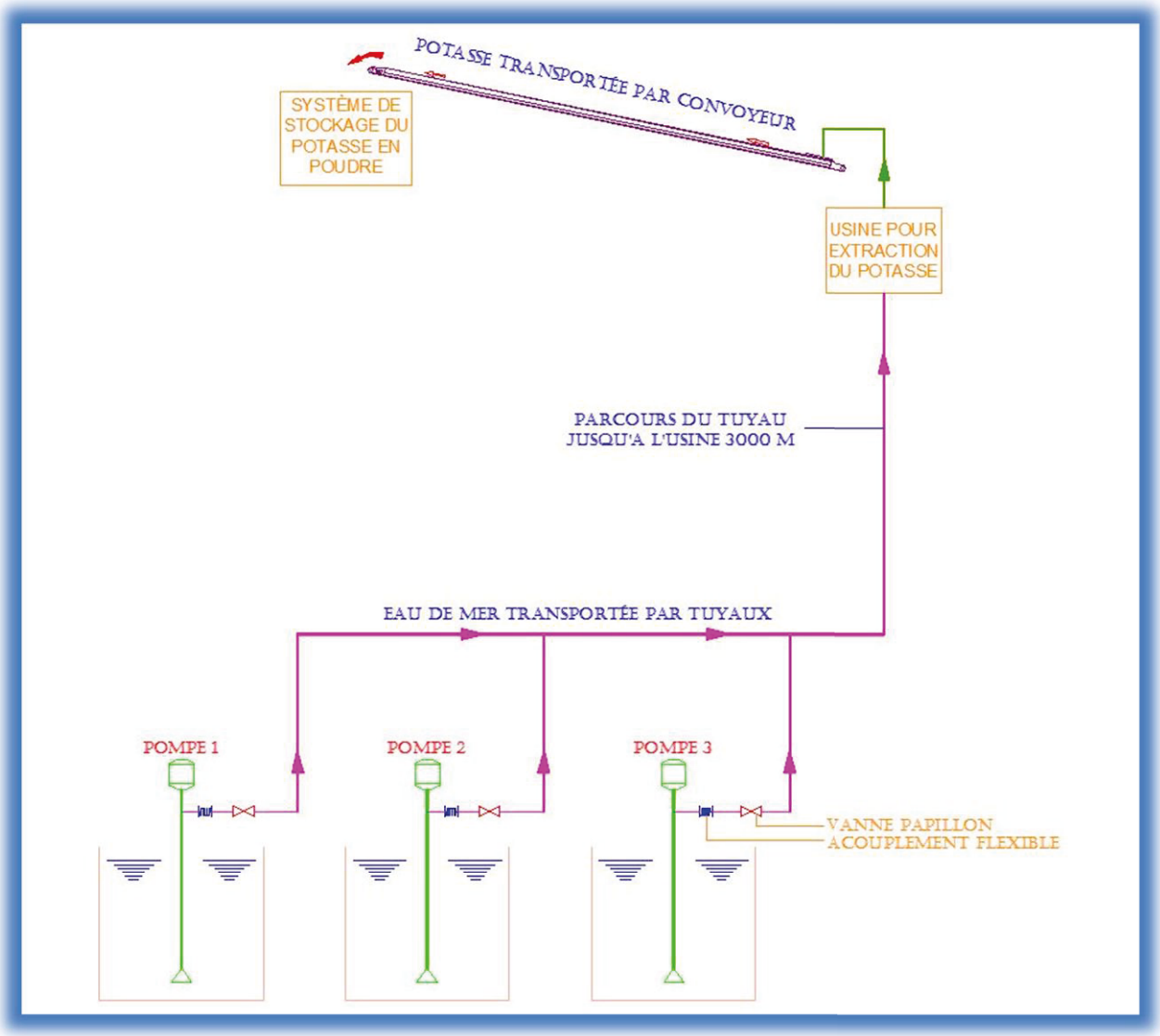
L'eau de la mer Morte est une solution de sels dont la concentration diffère grandement de la salinité normale d'un océan. Le chlorure de magnésium et le chlorure de sodium sont les principaux composants de cette solution. Riches en minéraux, les eaux de la mer Morte sont réputées pour soigner le psoriasis et les rhumatismes.

La masse volumique de l'eau de la mer Morte (1 240 kg/m^3) est telle qu'un être humain peut y flotter.

L'extraction industrielle des minéraux a commencé dans la deuxième moitié du XIXème siècle en Allemagne

Par ailleurs, l'exploitation de la Mer Morte ou de lac salés contribue à 14% de la production mondiale.

Graphe représentatif



Graphe représentatif du projet

A. Première partie

La première partie est consacrée au transport du fluide depuis la mer morte jusqu'à l'usine. Elle comporte plusieurs systèmes mécaniques de structure et d'hydraulique comme suit :

I. Système Hydraulique :

1. Description technique de la tuyauterie et des pompes.
2. Les différents types de pertes de charges et leurs méthodes de calculs.
3. Les vitesses préférables dans les tuyaux et leurs effets.
4. Calcul des pertes de charges par Hazzen- Williams.
5. Courbe de pompe et courbe réseau.
6. Choix des pompes (la différence entre plusieurs types et validation de notre choix).
7. Calcul des puissances (Hydraulique, Mécanique, Electrique).
8. Equipement installé.
9. Calcul d'épaisseur des tuyaux
10. Optimisation de la plus grande distance entre les supports

II. Etudes des structures :

1. Calcul de la plaque rectangulaire par la méthode de Navier
2. Sélection du toit et des plaques trapézoïdales
3. Calcul de la structure portique tridimensionnelle sous la pompe
4. Graphes des efforts et du déplacement généré par INVENTOR.
5. Vérification du critère de résistance et de flèche pour les poutres
6. Vérification du critère de flambement pour les poteaux
7. Validation des profils convenables.

B. Deuxième partie

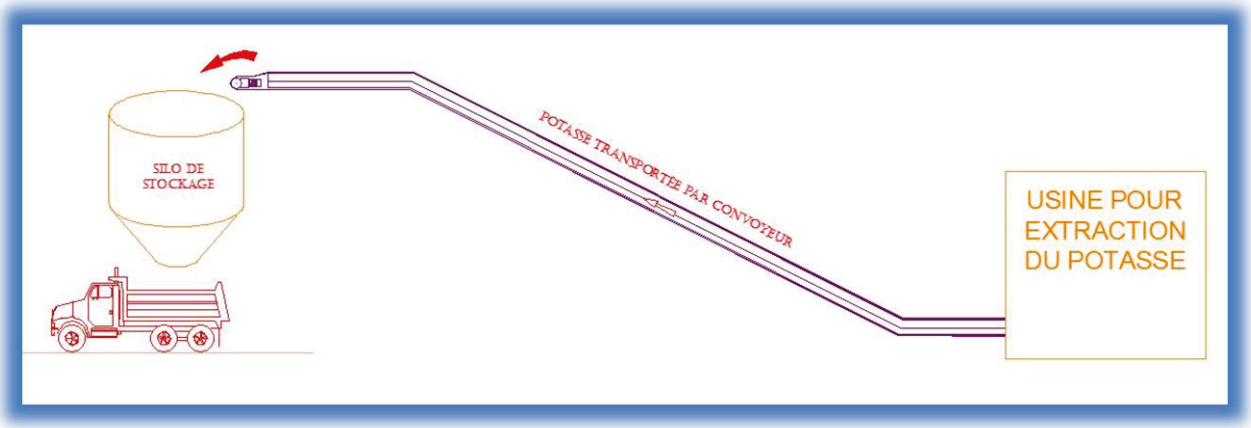
La deuxième partie est consacrée au transport de la poudre qui sera emmagasinée dans les silos de stockage et qui comporte plusieurs systèmes mécaniques de structure comme suit :

I. Convoyeur de transport.

1. Type de convoyeur
2. Méthode de calcul
3. Définir les caractéristiques des systèmes
4. Calcul des tensions
5. Calcul de la puissance requise

II. Silo de stockage

1. Méthode de calcul de l'élément à paroi mince
2. Distribution des contraintes
3. Formes géométriques
4. Calcul des poids
5. Structure soutenant le silo
6. Calcul des profils en utilisant le logiciel ROBOT



Graphe de la deuxième partie

A. Première Partie : Transport du Fluide

I. Etude Hydraulique

1. Le comportement d'un fluide :

Ayant déjà calculé le diamètre des tubes et ayant sélectionné les pompes on pourra donc passer au calcul de l'épaisseur de la tuyauterie.

Ainsi pour savoir la pression en un point quelconque de la canalisation on utilise la formule de Bernoulli :

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + g.h_1 - H_{12} + W_{12} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + g.h_2$$

Avec :

V : La vitesse du fluide en m/s

g : La constante de pesanteur en m/s^2

P : La pression en N/m^2

h : La hauteur en m

ρ : La masse volumique du fluide en Kg/m^3

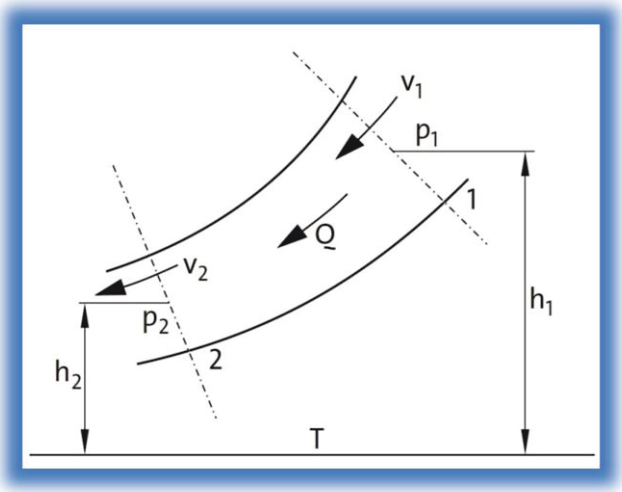
W : Le travail de la pompe en J/Kg

H : La somme des pertes linéaires et singulières en J/Kg

Sachant que $H = H_L + H_S$ avec : H_L déjà cité et $H_S = KV^2/2$

K : Le coefficient de perte singulière caractéristique de chaque élément présent dans le système

T : Le plan de référence



Comportement du fluide

2. Calcul des diamètres

En premier lieu le calcul du diamètre nécessite de connaître le débit volumique passant dans le tube. Ce débit dépend de la demande de chaque système hydraulique, dans ce système l'usine peut supporter un débit de 1600 m^3/h pour le processus d'extraction de potasse.

Ayant le débit volumique on aura recours à la formule suivante:

$Q_v = A \times V$

Avec Q_v : Le débit volumique en m^3/s

A : La surface du tube en m^2

V : La vitesse du fluide à travers le tube en m/s

On doit savoir la vitesse du fluide pour calculer la surface et par suite le diamètre du tube.

En général, la pratique courante et l'expérience en mécanique des fluides imposent une valeur de vitesse inférieure à 3 m/s puisque la plupart des codes ne recommandent pas des limitations sur ce critère et la seule raison à prendre une grande vitesse c'est pour diminuer le diamètre du tuyau par suite le prix.

D'autre part, le choix de la vitesse du fluide est assez délicat puisqu'une vitesse excessive dans la tuyauterie conduit à on usure et à des pertes de charge énormes dûes à la friction, ce qui est évident dans l'équation de Darcy-Weisbach par exemple, où la perte de pression linéaire est fonction de la vitesse au carré :

$HL = (\lambda.L.V^2)/2D$

Avec HL : La perte de charge en J/Kg

λ : Coefficient qui est fonction du nombre de Reynolds « Re »

L : La longueur du tube en m

V : La vitesse du fluide en m/s

D : Le diamètre interne du tube en m

D'après le calcul on trouve que le diamètre le plus convenable est 450 DN avec une vitesse de 2.6 m/s

3. Pression de la pompe

La pression de la pompe doit être supérieure à la somme des pertes de charges linéaires et des pertes de charges singulières en cas de système fermé. En cas de système ouvert comme dans ce cas, on prend aussi en considération la pression hydrostatique qui dépend de la différence de hauteur entre le point d'entrée et le point de sortie du circuit.

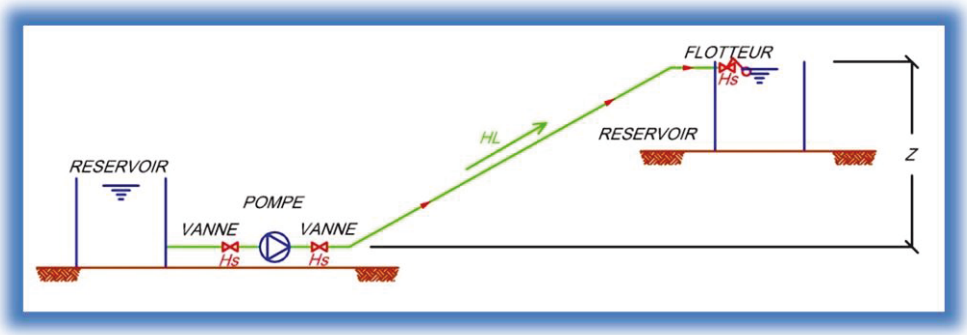


Schéma représentant un circuit ouvert

La pression de la pompe peut être transformée en hauteur manométrique en fonction de la masse volumique du fluide étant pompé par la formule suivante :

$$P = \rho \times g \times H$$

Avec ρ : La masse volumique en Kg/m^3

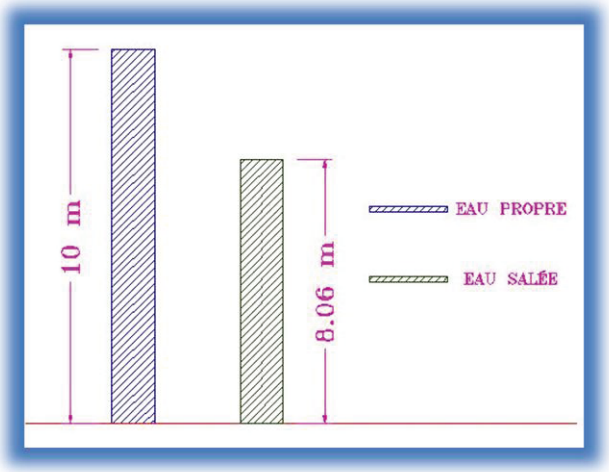
g : L'accélération de la pesanteur de la terre en m/s^2

H : La hauteur manométrique en m

Une des erreurs communes dans les systèmes hydraulique est la suivante :

Lorsque le fluide traité est autre que l'eau avec une différente masse volumique, il y'a un risque de sélectionner une pompe insuffisante à assurer la pression manométrique requise.

Une Pompe de pression 1 bar équivaut à 10 m seulement si le fluide pompé est l'eau de masse volumique 1000 kg/m^3 et 8.06 m si le fluide pompe est l'eau salle de masse volumique 1240 kg/m^3.



Hauteur Manométrique

4. Pertes de charges :

Pour calculer les pertes de charges et la pression de la pompe on'utilise l'équation de Hazen-Williams.

Equation de Hazen-Williams - Calcul des pertes de charges dans les tuyaux						
$f = 0.2083\,(100/c)^{1.852}\, q^{1.852} / d_h^{4.8655}$						
Avec						
f	Pertes de charges en feet colonne d'eau pour 100 feet de tuyau (ft_{h20}/100 ft tuyau)					
c	Constante de rugosité de Hazen-Williams					
q	Débit Volumétrique (gal/min)					
d_h	Diamètre Hydraulique Interne (inches)					
L	Longueur du tuyau (ft)					
Diamètre Du Tuyaux	=	450	mm	=	17.72	Inch
Débit Du Fluide	=	445	L/s	=	7,053	GPM
Constante De rugosite	=	140	ul	=	140	ul
Longueur Du Tuyau	=	3000	m	=	9,842	ft
Pression Statique	=	75	m	=	246	ft
Perte de charge Singulière	=	On les ajoutes comme 10 % de la perte de charge linéaire				

5. Courbe Réseau

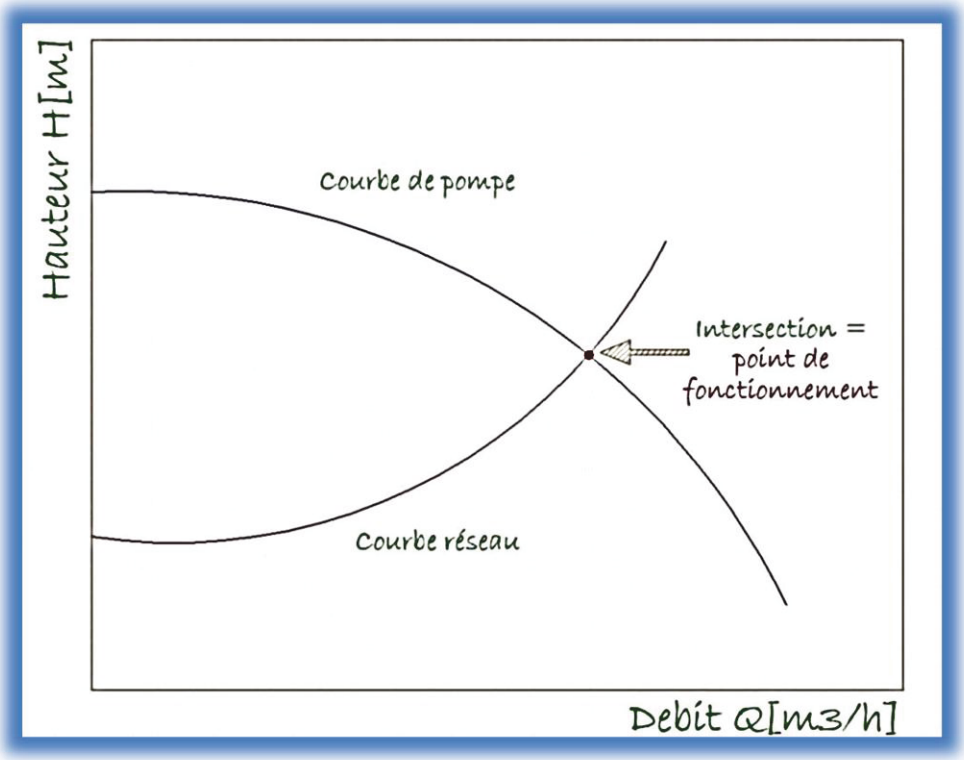


Schéma montrant le point de fonctionnement réel

Chaque système hydraulique a une courbe de système qui est dépendante de la perte de charge correspondante à chaque débit.

Débit (L/s)	Vitesse (m/s)	f	Perte Linéaire (m)	Perte Totale (m)	H Max(m)
0	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	75.00
5	0.03144	0.00000	0.00929	0.01022	75.01
10	0.06288	0.00001	0.03355	0.03690	75.04
20	0.12575	0.00004	0.12111	0.13322	75.13
30	0.18863	0.00009	0.25662	0.28228	75.28
40	0.25150	0.00015	0.43720	0.48092	75.48
50	0.31438	0.00022	0.66093	0.72703	75.73
60	0.37726	0.00031	0.92641	1.01905	76.02
80	0.50301	0.00053	1.57829	1.73612	76.74
100	0.62876	0.00080	2.38597	2.62457	77.62
120	0.75451	0.00111	3.34432	3.67876	78.68
140	0.88026	0.00148	4.44932	4.89426	79.89
160	1.00602	0.00190	5.69764	6.26740	81.27
180	1.13177	0.00236	7.08646	7.79511	82.80
200	1.25752	0.00287	8.61336	9.47469	84.47
220	1.38327	0.00343	10.27618	11.30380	86.30
240	1.50902	0.00402	12.07302	13.28033	88.28
260	1.63478	0.00467	14.00217	15.40239	90.40
280	1.76053	0.00535	16.06207	17.66828	92.67
300	1.88628	0.00608	18.25128	20.07641	95.08
320	2.01203	0.00686	20.56850	22.62535	97.63
340	2.13778	0.00767	23.01250	25.31375	100.31
360	2.26354	0.00853	25.58215	28.14036	103.14
380	2.38929	0.00943	28.27639	31.10403	106.10
400	2.51504	0.01036	31.09424	34.20366	109.20
420	2.64079	0.01134	34.03474	37.43822	112.44
440	2.76655	0.01237	37.09703	40.80673	115.81
445	2.79798	0.01263	37.88153	41.66969	116.67
460	2.89230	0.01343	40.28026	44.30829	119.31
480	3.01805	0.01453	43.58365	47.94201	122.94
500	3.14380	0.01567	47.00643	51.70707	126.71
500	3.14380	0.01567	47.00643	51.70707	126.71

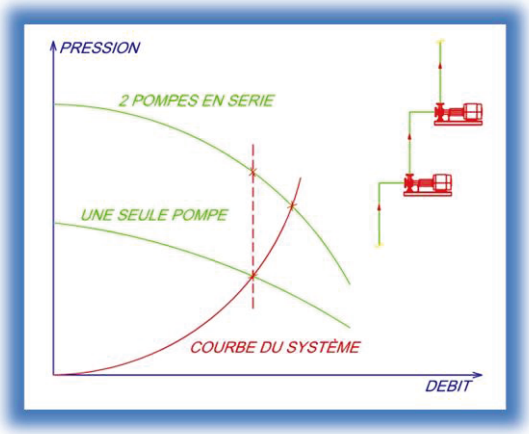
Le point auquel la courbe de pompe et le courbe de réseau se croisent est le point de fonctionnement actuel du réseau de pompage.

6. Sélection des Pompes :

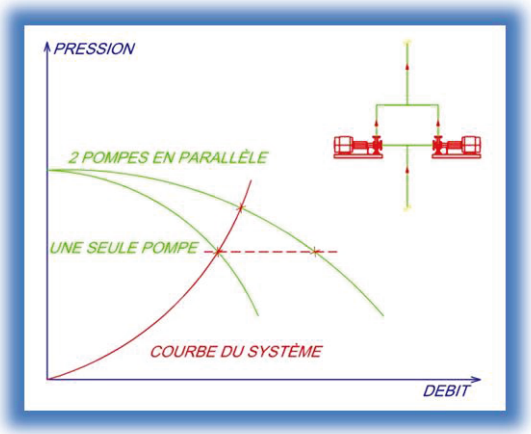
6.1. Définition

La sélection d'une pompe nécessite la connaissance du débit et de la pression de fonctionnement. Le débit et la pression sont calculés comme cité précédemment, et donc ayant le point de fonctionnement désiré on se dirige vers le choix de la pompe à travers les courbes présentées par chaque constructeur de pompes.

Parfois une pompe unique ne peut couvrir toute la demande: notamment, elle peut couvrir, soit la pression, soit le débit. Si la pression est en question, on aura à choisir plusieurs pompes qu'on installe en série et si c'est une question de débit, on aura à les installer en parallèle.



Pompes en série



Pompes en parallèle

Si le Système est en fonction continue, il est évident d'installer des pompes de plus pour que le système assure une alternance au fonctionnement des pompes à chaque cycle afin de répartir l'usure et d'éviter un fonctionnement de longue durée

Par suite notre système de pompage est constitué de trois pompes installées en parallèle, à un instant quelconque deux pompes fonctionnent en même temps pour assurer le débit demandé et la troisième est pour l'alternance.

6.2. Type de pompe choisis :

Dans le domaine de pompage beaucoup de possibilités de systèmes se présentent, l'ingénieur doit choisir le système qui lui convient le plus tout en prenant compte de ses conditions d'installation.

Le choix du type de la pompe est de façon à assurer le bon fonctionnement et la continuité, et à éviter d'endommager les pompes.

Premièrement on désire à éviter de construire une chambre à un niveau inférieur pour que les pompes soient au même niveau de l'eau pompée.

D'abord, il faut tenir compte du niveau de l'eau avec les pompes et faire de la sorte que ces deux soient au même niveau afin d'éviter les cavitations dans les tuyaux. La hauteur nette positive d'aspiration ou NPSH est dûment vérifiée lorsque les pompes sont installées au-dessus du point d'aspiration

NPSH est l'abréviation de Net Positive Suction Head (Hauteur Nette Positive d'Aspiration). En un point d'un circuit hydraulique, la valeur NPSH mesure la différence entre la pression du liquide en ce point et sa pression de vapeur saturante. Par suite, la ligne d'aspiration doit être conçue de façon à avoir une accélération continue vers l'orifice de la pompe. Pour la section de la tuyauterie d'aspiration, celle-ci est déterminée pour que les pertes de charge soient les plus faibles possibles (NPSH disponible doit être supérieure à NPSH requise).

Ce système est pour le transport d'eau de grand volume et de grande pression ce qui élimine l'utilisation des pompes submersibles, par suite le choix le plus convenable est celui des pompes centrifuges à axe vertical.

6.3. Pompes Centrifuges à axe vertical:

Les pompes verticales à ligne d'arbre sont particulièrement adaptées au transport de l'eau non chargée dans les installations de forage, de puits, de bâches... Leur moteur de surface, à haut rendement permet des économies d'énergie et rend leur exploitation plus facile

Ces pompes ont toutes un ou plusieurs étages (multicellulaires) comprenant chacun une roue à flux, radial ou semi-axial, tournant dans un diffuseur. Le nombre d'étages varie avec la puissance demandée.

La tête de ces pompes est installée au niveau du sol, supportant tout le poids de la colonne.

6.4. Informations pour la sélection de la pompe:

Le débit du fluide pompé : Q = 1600 m^3/h

Le débit d'une pompe : Q = 800 m^3/h

La pression demandée : H = 117 m

La masse volumique du fluide : ρ = 1240 Kg/m^3

La température du fluide : T = 35 ºC

6.5. Graphe de la pompe

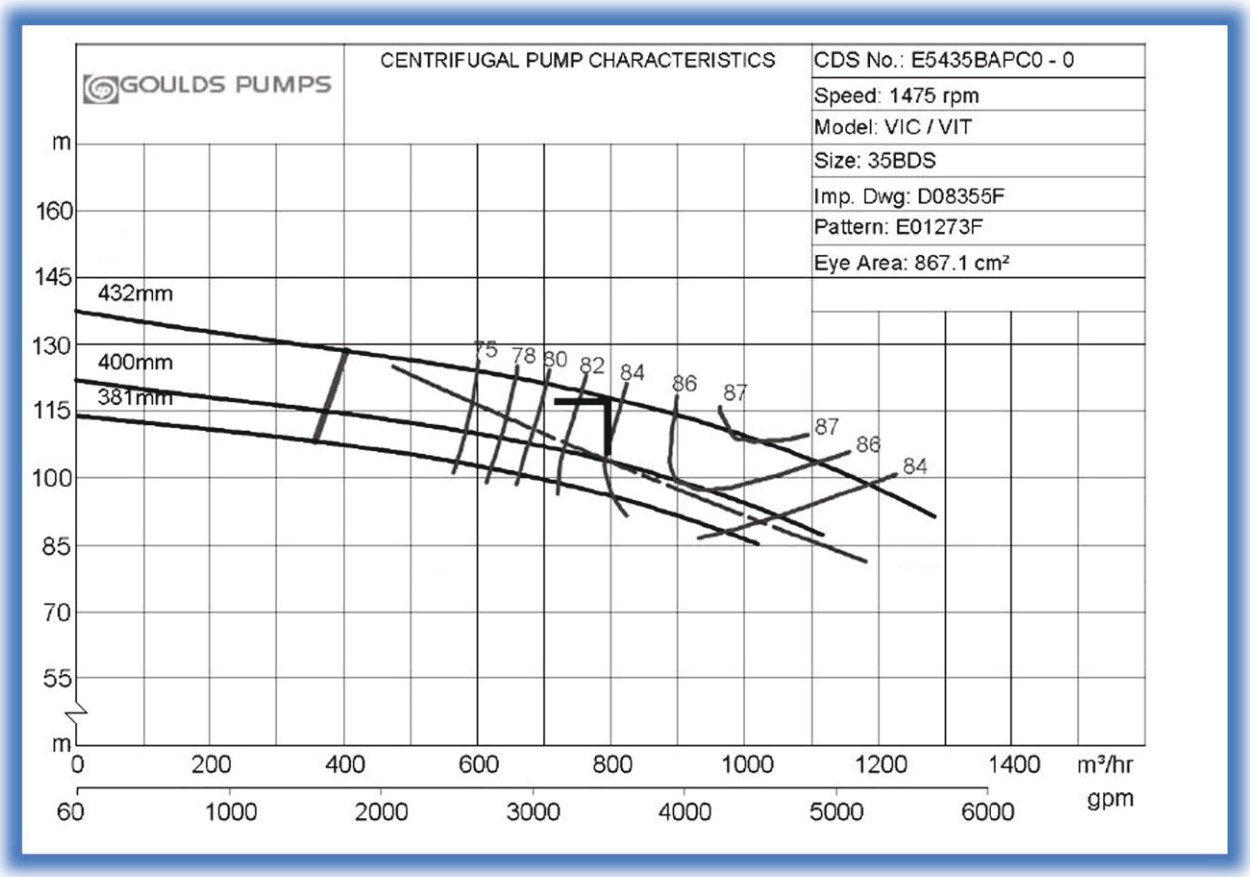


Schéma des courbes de la pompe

La pompe sélectionnée va fournir un débit de 800 m^3/heure à une pression de 116 m, si la pression requise n'était pas correctement calculé la pompe vas fonctionner en un point à gauche de celle indiquée, par suite le débit délivrée va diminuer.

On remarque qu'il existe trois courbes qui appartiennent à la même pompe, chaque courbes correspondent à une roue différente, la pression est proportionnelle au diamètre de la roue.

6.6. Puissance de la pompe

La Puissance hydraulique de la pompe :

$$P_H = \rho \text{ x g x H } x\ Q$$

Où

P_H : Puissance hydraulique de la pompe en W

ρ : Masse volumique du fluide en kg/m^3

g : Constante de pesanteur en m/s^2

H : Pression manométrique en m

Q : Débit de la pompe en m^3/s

La Puissance mécanique de la pompe :

$$P_M = \frac{P_H}{R_M}$$

Où

P_M : Puissance mécanique de la pompe

R_M : Rendement mécanique de la pompe

La Puissance électrique de la pompe :

$$P_E = \frac{P_M}{R_E}$$

Où

P_E : Puissance électrique de la pompe

R_E : Rendement électrique de la pompe

Pompe centrifuge à axe vertical

Le rendement mécanique : C'est le rapport entre le couple (ou la force) théoriquement nécessaire pour produire la différence de pression et le couple effectivement nécessaire.

Le rendement électrique : C'est le rapport entre la puissance mécanique fournie et absorbée par la pompe.

Le rendement global : C'est le rapport entre la puissance hydraulique fournie et absorbée par la pompe, C'est aussi le produit des deux rendements mécanique et électrique.

$$P_H = 1240 \text{ x } 9.81 \text{ x } 117 \text{ x } 800 \div 3600$$

$$P_H = 316\,275 \text{ W}$$

Le rendement mécanique est pris du fournisseur de la pompe, sinon il peut être estimé à 0.9

$$P_M = \frac{316\,275}{0.9} = 351\,417\ w$$

De même le rendement électrique est pris du fournisseur de la pompe, sinon il peut être estimé à 0.85

$$P_E = \frac{351\,417}{0.85} = 413\,432\ w$$

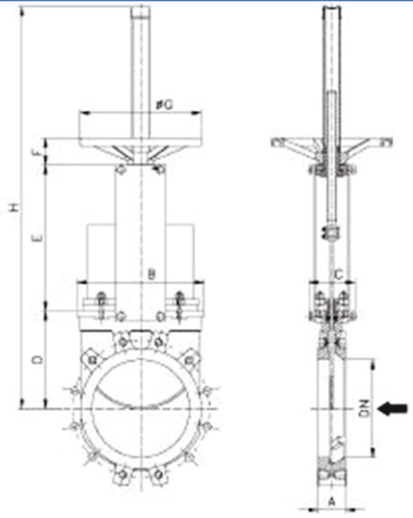
7. Sélection des équipements utilisés

7.1. Vanne à Guillotine

Composée d'un:
- volant en fonte
- tige
- écrou

Dispose en plus d'un graisseur, ainsi que d'un capuchon de protection pour la tige.

- Disponible: DN 50 à DN 1200
- Options: (sur demande)
  - Dispositifs de blocage
  - Rallonges et colonnes de manoeuvre



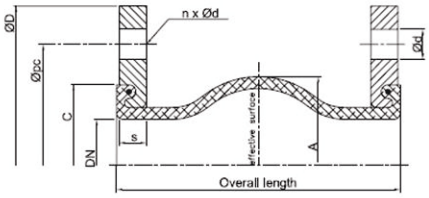
DN	A	B	C	D	E	F	ØG	H	Poids (kg)
50	40	124	90	105	135	48	200	429	7
65	40	139	90	115	152	48	200	456	8
80	50	154	90	124	168	48	200	481	9
100	50	174	90	140	193	48	200	522	11
125	50	192	104	150	217	52	250	606	15
150	60	217	104	175	243	52	250	657	18
200	60	270	118	205	318	63	300	830	30
250	70	326	118	250	373	63	300	1030	44
300	70	380	118	300	423	63	300	1130	58
350	96	438	193	338	503	68	410	1341	96
400	100	493	193	392	553	68	410	1445	124
450	106	546	197	432	603	68	550	1610	168
500	110	620	197	485	663	68	550	1723	192
600	110	714	197	590	763	68	550	2038	245
700	110	834	400	686	890	74	800	2370	405
750	110	884	400	760	945	74	800	2579	455
800	110	1015	320	795	989	74	800	2737	512
900	110	1040	320	900	1118	74	800	3051	680
1000	110	1150	320	980	1220	74	800	3319	865

Dans ce système de pompage chaque pompe est installée séparément dans un bassin et avec des vannes à guillotine pour faire vider le bassin et cela pour plusieurs raison.

- En cas de maintenance d'une des pompes les autres doivent êtres en fonctionnement pour assurer le débit demandé à l'usine.

- A cause des rayons solaires élevés en Jordanie, il y'a un taux de vaporisation remarquable par suite une accumulation de solides au fond de chaque bassin ce qui nécessite leur nettoyage régulier.

7.2. Accouplement Flexible:



DN	Overall length	Bellows		Flange PN 10					Movement absorption				
		ØA	Effect. surface	ØD	ØPC	Ød	n	s	axial +	axial -	lat. +/-	∠°	ØC
	mm	mm	cm²	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	+/-	mm
50	130 - 500	96	32	165	125	18	4	16	10	20	15	35	89
65	130 - 500	110	53	185	145	18	4	16	10	20	15	30	104
80	130 - 500	122	85	200	160	18	8	18	15	20	15	30	119
100	130 - 500	142	128	220	180	18	8	18	15	20	15	25	142
125	130 - 500	170	187	250	210	18	8	18	15	20	15	25	169
150	130 - 500	196	259	285	240	23	8	20	15	20	15	20	195
200	130 - 500	256	409	340	295	23	8	20	15	20	15	15	245
250	130 - 500	306	599	395	350	23	12	20	15	20	15	10	295
300	130 - 500	352	822	445	400	23	12	20	15	20	15	10	348
350	130 - 500	442	1080	505	460	22	16	20	15	20	15	10	412
400	150 - 500	495	1379	565	515	26	16	25	20	25	20	8	470
450	150 - 500	545	1801	615	565	26	20	25	20	25	20	8	512
500	150 - 500	595	2038	670	620	26	20	30	20	25	20	6	570
600	150 - 500	695	3286	780	725	30	20	30	20	25	20	6	675
700	150 - 500	832	4183	895	840	30	24	35	20	25	20	5	780

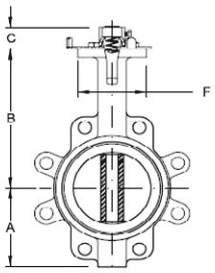
Les accouplements flexibles sont nécessaires dans une installation pour plusieurs raisons :

- Correction de tout désalignement : Il n'y a jamais une perfection d'alignement entre la partie avant ou après l'accouplement, en général on recommande l'installation d'un accouplement.

- Protection contre le tassement : Chaque structure a un risque de tassement même si de petite valeur, qui peut affecter les tuyaux et les pompes et parfois causer des ruptures.

- Protection contre d'énormes contraintes: Dans quelques installations le circuit hydraulique peut créer des contraintes élevées, afin de les éviter on installe des accouplements flexibles.

7.3. Vanne Papillon :



Size Inches	Size DN	Dimensions in Inches – 141 & 145 Series								
		A	B	C	D	E	ØF	ØG	ØG2	Key
2	50	3.25	6.38	1.25	1.75	0.394	0.496	0.375	--	--
2-1/2	65	3.75	6.88	1.25	1.88	0.394	0.496	0.375	--	--
3	80	4.00	7.13	1.25	1.88	0.394	0.496	0.375	--	--
4	100	4.88	7.88	1.25	2.13	0.472	0.621	0.375	--	--
5	125	5.38	8.38	1.25	2.25	0.551	0.745	0.375	--	--
6	150	5.88	8.88	1.25	2.25	0.551	0.745	0.375	--	--
8	200	7.13	10.25	1.75	2.50	0.669	0.870	0.563	0.438	--
10	250	8.25	11.50	1.88	2.75	0.866	1.120	0.563	0.438	--
12	300	9.75	13.25	1.88	3.13	0.945	1.244	0.563	--	--
14	350	11.00	14.50	1.88	3.13	0.945	1.244	0.563	--	--
16	400	12.00	15.75	2.00	3.50		1.313	0.563	--	.313 sq
18	450	14.38	16.63	2.00	4.25		1.500	0.813	--	.375 sq
20	500	14.63	18.88	2.50	5.25		1.625	0.813	--	.375 sq
24	600	18.00	22.13	2.75	6.13		2.000	0.813	--	.500 sq

Les vannes papillons sont sélectionnées pour les raisons suivantes :

- La vanne papillon supporte des pressions élevées et elle est disponible pour de grands diamètres.
- Elle est convenable aux systèmes de fluide non visqueux.
- Ces vannes peuvent être manuelles ou automatiques
- Le coût est satisfaisant en comparant avec les autres types de vannes.

8. Calcul de l'épaisseur

Par la suite on passe au calcul de l'épaisseur par l'application de la formule suivante provenant du code ASME B31.3 pour les tubes en acier :

$$T_m = T + C \qquad AVEC \qquad T = \frac{P\ x\ D}{2(SEW + PY)}$$

Avec :

Tm : L'épaisseur minimale du tube en mm

T : L'épaisseur calculée en mm

C : Somme des allocations mécaniques (filetage, corrosion, etc.) en mm

P : La pression interne en KPa

D : Le diamètre interne du tube en mm

S : Limite élastique du matériau en KPa

E : Facteur de qualité (valeur tabulée)

W : Facteur de réduction dû au soudage (valeur tabulée)

Y : Coefficient dont la valeur est tabulée

Le matériau choisi est l'acier API 5L :

C (mm)	P (kPa)	D (mm)	S (kPa)	E	W	Y
3	1100	450	172368.9	1	0.9	0.45
T	=	1.590341	mm			
T_m	=	5	mm			

9. Choix du tuyau

Connaissant l'épaisseur on peut choisir le tuyau et connaître son « Schedule » ensuite trouver les dimensions exactes des tuyaux, en Particulier celles des diamètres intérieur et extérieur :

Diamètre nominal *Nominal size*	Diamètre extérieur *Outside diameter*		Épaisseur *Wall thickness*		Masse *Weight*		Identification		
							Specif. API	Épaisseur *W.T.* STD XS XXS	Schedule
pouces *inches*	pouces *inches*	mm	pouces *inches*	mm	*lb/ft*	kg/m			
16	16.000	406,4	0.165	4,19	27.90	41,56	–		5
	16.000	406,4	0.188	4,78	31.75	47,34	5L		
	16.000	406,4	0.203	5,16	34.25	51,06	5L		
	16.000	406,4	0.219	5,56	36.91	54,96	5L		
	16.000	406,4	0.250	6,35	42.05	62,64	5L		10
	16.000	406,4	0.281	7,14	47.17	70,30	5L		
	16.000	406,4	0.312	7,92	52.27	77,83	5L		20
	16.000	406,4	0.344	8,74	57.52	85,71	5L		
	16.000	406,4	0.375	9,53	62.58	93,27	5L	STD	30
	16.000	406,4	0.406	10,31	67.62	100,70	5L		
	16.000	406,4	0.438	11,13	72.80	108,49	5L		
	16.000	406,4	0.469	11,91	77.79	115,86	5L		
	16.000	406,4	0.500	12,70	82.77	123,30	5L	XS	40
	16.000	406,4	0.562	14,27	92.66	137,99	5L		
	16.000	406,4	0.625	15,88	102.63	152,93	5L		
	16.000	406,4	0.656	16,66	107.50	160,12	–		60
	16.000	406,4	0.688	17,48	112.51	167,65	5L		
	16.000	406,4	0.750	19,05	122.15	181,97	5L		
	16.000	406,4	0.812	20,62	131.71	196,16	5L		
	16.000	406,4	0.844	21,44	136.61	203,53	–		80
	16.000	406,4	0.875	22,23	141.34	210,60	5L		
	16.000	406,4	0.938	23,83	150.89	224,82	5L		
	16.000	406,4	1.000	25,40	160.20	238,64	5L		
	16.000	406,4	1.031	26,19	164.82	245,56	–		100
	16.000	406,4	1.062	26,97	169.43	252,35	5L		
	16.000	406,4	1.125	28,58	178.72	266,28	5L		
	16.000	406,4	1.188	30,18	187.93	280,00	5L		
	16.000	406,4	1.219	30,96	192.43	286,64	–		120
	16.000	406,4	1.250	31,75	196.91	293,33	5L		
	16.000	406,4	1.438	36,53	223.64	333,19	–		140
	16.000	406,4	1.594	40,49	245.25	365,35	–		160
18	18.000	457,0	0.165	4,19	31.43	46,81	–		5
	18.000	457,0	0.188	4,78	35.76	53,31	5L		
	18.000	457,0	0.219	5,56	41.59	61,90	5L		
	18.000	457,0	0.250	6,35	47.39	70,57	5L		10
	18.000	457,0	0.281	7,14	53.18	79,21	5L		
	18.000	457,0	0.312	7,92	58.94	87,71	5L		20
	18.000	457,0	0.344	8,74	64.87	96,61	5L		

9.1. Revêtement du tuyau:

L'élimination des défauts superficiels comme les pores de soudure ou les défauts de laminage et la protection contre la corrosion sont les prérequis d'un revêtement efficace. Les revêtements modernes ne peuvent protéger le métal efficacement contre la corrosion que si la qualité des surfaces est garantie.

Les systèmes de revêtement actuellement proposés pour la protection contre la corrosion se composent souvent de deux composants ou plus. Pour garantir une protection à long terme contre la corrosion, un traitement soigné du matériau doit être assuré. En font non seulement partie un traitement correct des surfaces, mais aussi le respect des rapports de mélange et des durées de conservation ou encore l'application de couches d'une épaisseur suffisante.

Classification		Nature
I – REVÊTEMENTS SANS MODIFICATIONS DE LA SURFACE DE L'ACIER	Revêtements non métalliques	• **Peintures, vernis, laques, produits bitumineux, résines, plastifiants,** intempéries, eaux naturelles, atmosphères peu polluées • **Graisses, cires, huiles,** stockage, transport • **Plastiques** (polyuréthanne, polyéthylène, Rilsan®, PTFE, PVC) • **Elastomères** divers • **Email vitreux** intempéries, chaleur, acides • **Mortier de ciment**
	Revêtements organo-métalliques	• **Peintures pigmentées de métaux en poudre (aluminium, zinc, plomb, acier inoxydable)** • **Peinture au zinc éthyl-silicate**
	Revêtements métalliques	• **Electrodéposition : nickel, zinc, cadmium, cuivre, étain, chrome** intempéries, certaines substances chimiques et alimentaires, usure • **Immersion dans les métaux fondus : galvanisation, étamage, plombage, aluminiage,** intempéries, chaleur, certaines substances chimiques. • **Projection de métal fondu : métallisation au zinc, aluminium, étain, plomb** intempéries, hautes températures, usure. • **Réduction chimique : nickelage** • **Placage : nickel, cuivre, acier inoxydable**
II – REVÊTEMENTS PAR MODIFICATIONS DE LA SURFACE DE L'ACIER	Modifications chimiques	• **Phosphatation** • **Phosphatation chromatation** • **Noircissage et brunissage** intempéries
	Modifications physico-chimiques	• **Cémentation :** – au **zinc** (shérardisation), – à l'**aluminium** (calorisation), – au **chrome** (chromisation) intempéries, humidité, chaleur

10. Les Supports

10.1. Optimisation de l'entraxe

Les supports entre les tuyaux doivent être espacés en respectant trois conditions :

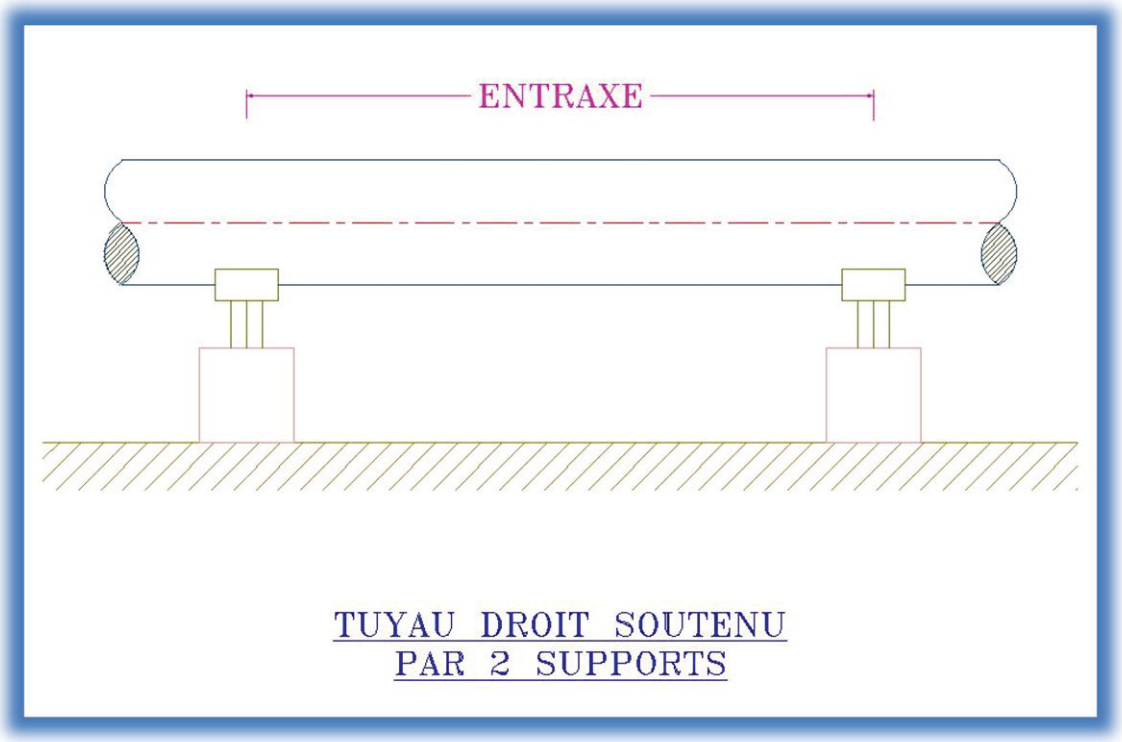
1- Pouvoir placer le support d'une manière adéquate à l'endroit désiré
2- Garder la flèche entre deux supports dans des limites permettant le drainage
3- Eviter les contraintes de flexion excessive et les charges concentrées entre les supports

Les supports du tuyau censé passer de la mer Morte jusqu'à l'usine doivent être espacés d'une certaine distance. Le tableau ci-contre en illustre la distance préliminaire.

Table 5.1 : Suggested Maximum Span between supports of pipe. Basis: Standard pipe as 750°F (399°C), 1500-psi (10.3N/mm^2) combined stress or 0.1-in(2.5-mm) sag

Nominal Pipe Size		Water-Filled		Steam-, Air-, Gas-Filled	
in	mm	ft	m	ft	m
1	25	7	2.1	9	2.7
2	50	10	3	13	4
3	75	12	3.7	15	4.6
4	100	14	4.3	17	5.2
6	150	17	5.2	21	6.4
8	200	19	5.8	24	7.3
12	300	23	7	30	9.1
16	400	27	8.2	35	10.7
20	500	30	9.1	39	11.9
24	600	32	9.8	42	12.8

Source : MSS SP-69 (Courtesy of Manufacturers Standardization Society)



On doit faire une optimisation de la distance entre les supports tout en respectant les enjeux.

Pour calculer cette distance maximale entre les supports on utilise le critère de contrainte de flexion maximale « Maximum Bending Stress » et flèche maximale « Maximum déflection »

$$S_B = \frac{(0.0624\,W\,L^2 + 0.1248\,W_C L)D}{I}$$

Et

$$y = \frac{5WL^4 + 8W_C L^3}{384EI}$$

Avec :

S_b : Contrainte de flexion maximale en N/m^2

y : Flèche maximale

W : Poids du tuyau uniformément réparti en N/m

W_C : Poids concentré sur le tuyau

L : Longueur entre les supports en m

D : Diamètre externe du tuyau en m

d : Diamètre interne du tuyau en m

E : Module de Young en N/m^2

I : Moment d'inertie du tuyau en m^4

Note : La contrainte de flexion maximale peut être prise 30% de la contrainte admissible.

Calcul du Poids total :

Poids Total = Poids du tuyau + Poids du fluide

1 - Poids du tuyau :

Apres avoir eu l'épaisseur du tuyau on peut connaître le standard demandé par la suite on aura toutes les caractéristiques du tuyau notamment le poids. Ce dernier est calculé comme suit :

$$Poids\ du\ Tuyau = \left(\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)x\ Masse\ volumique\ du\ materiaux\ choisis\right)\ en\ N/m$$

Ou bien le poids du tuyau el donné par les fournisseurs, Poids = 70.57 kg/m alors Donc : 693 N/m

2 - Poids du fluide :

$$\text{Poids du fluide } = \left(\frac{\pi}{4}d^2x\ 1\ m\ Longeur\ x\ Masse\ volumique\ du\ fluide\ x\ g\right)\ en\ N/m$$

L'application numérique :

t = 6.35 mm

Schedule = 10

D = 457 mm

d = 443.3 mm

P = 15 bar

Sa = 172368.9 kPa

Sb =51710.67 kPa

Masse volumique = 1240 kg/m^3

E = 210 GPa

$$\text{Poids du fluide } = \left(\frac{\pi}{4} 0.4433^2 x\ 1\ x\ 1240\ x\ 9.81\right) = 1877.5\ N/m$$

$$\text{Alors Poids Total } = 693 + 1877.5\ \cong 2570\ N/m$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(0.457^4 - 0.4433^4)}{64} = 2.4543\ x\ 10^{-4}\ m^4$$

En éliminant les charges concentrées sur les tuyaux la formule de L_{max} devient :

$$L_{max} = \sqrt{\frac{S_b\ .I}{0.0624\ .W.D}}$$

$$L_{max} = \sqrt{\frac{51710.67\ x\ 10^3\ x\ 2.4543\ x\ 10^{-4}}{0.0624\ x\ 2570\ x\ 0.457}} = 13.1\ m$$

Pour des motifs de sécurité L_{max} = 12 m

Vérification du critère de la flèche :

$$y = \frac{5WL^4}{384EI}$$

$$y = \frac{5\ x\ 2570\ x\ 12^4}{384\ x\ 210\ \ x\ 10^9\ x\ \ 2.4543\ x\ 10^{-4}} = 0.01351\ m$$

$$0.01346 < \frac{L}{600} = \frac{12}{600} = 0.02$$

Ainsi cette distance vérifie la condition de la flèche.

Durant cette étude on a essayé de maximiser la distance entre les supports tout en laissant les contraintes sous les limites. Le tableau ci-dessous montre une analyse comparative de l'entraxe entre les supports. En augmentant la distance entre les supports on diminue leur nombre, par suite le coût du projet.

Calcul	Longueur Maximale	Nombre de Supports
Première Méthode	8 m	375
Deuxième Méthode	12 m	250

10.2. Validation du logiciel CAESAR

Vu que ce genre d'usines est en fonctionnement perpétuel tout le long de l'année, on ne peut, en aucun cas, prendre le risque d'échec d'un des tuyaux. Pour vérifier donc le pourcentage de contrainte, on a eu recours au logiciel CAESAR étant le premier dans le domaine d'analyse de stress.

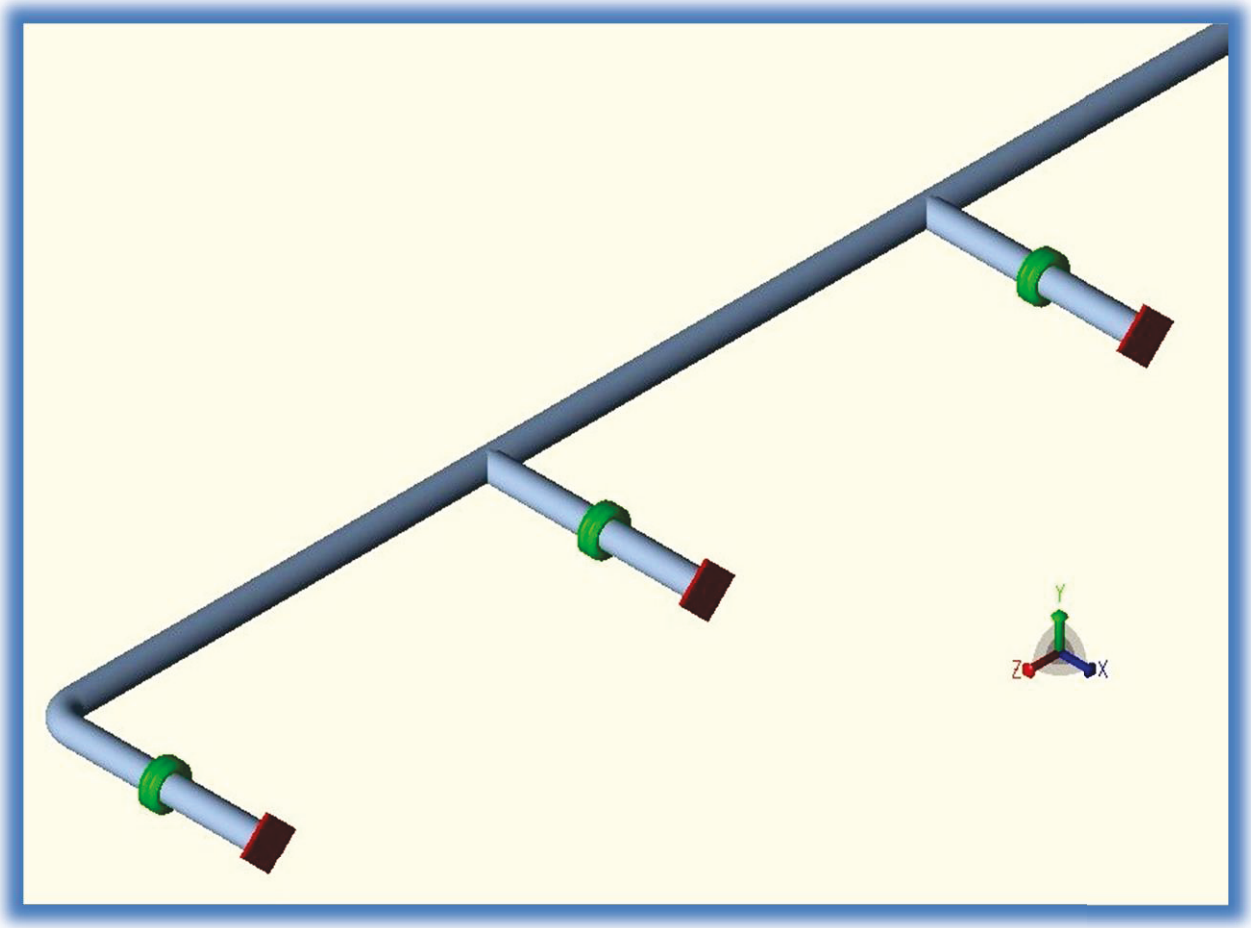


Schéma représentant la modélisation du logiciel CAESAR

Apres avoir introduire le système au logiciel CAESAR, on peut obtenir des résultats claires et satisfaisantes.

Comme le montre le tableau et l'image, les contraintes distribuées dans les tuyaux sont clairement inferieures à la contrainte admissible, la zone jaune représente un pourcentage maximale de 60% de la contrainte admissible.

Code Stress by Percent (%)	
Level 6	
> Percent, %	100
Color	255; 0; 0
Level 5	
> Percent, %	80
Color	128; 0; 0
Level 4	
> Percent, %	60
Color	255; 255; 0
Level 3	
> Percent, %	40
Color	0; 128; 0
Level 2	
> Percent, %	20
Color	192; 220; 192
Level 1	
< Percent, %	20
Color	166; 202; 240

Schéma représentant la légende des contraintes du logiciel CAESAR

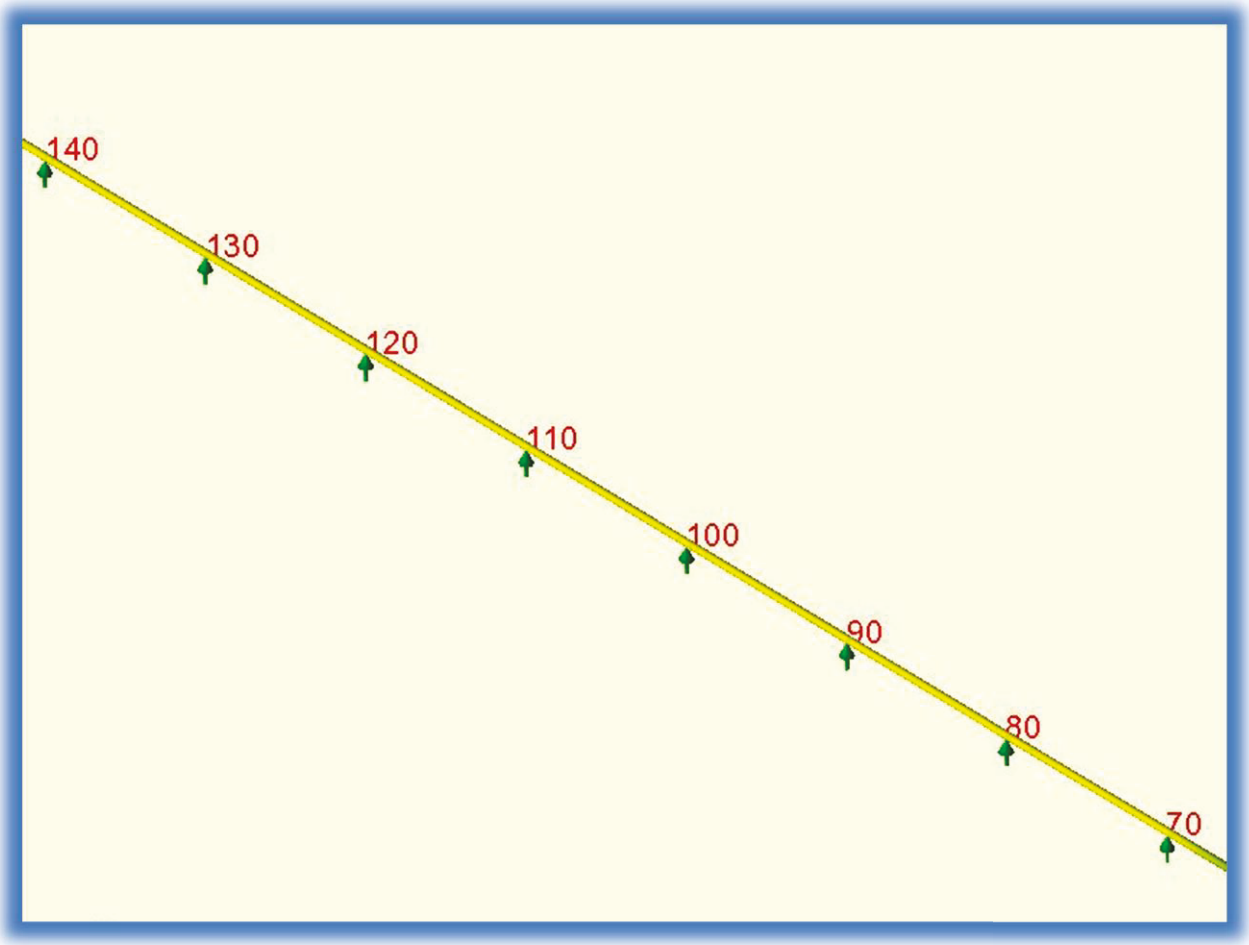


Schéma représentant la distribution des contraintes par le logiciel CAESAR

II. Etude structurale

1. Plaque rectangulaire :

Le plancher de la structure est constitué de 4 plaques, 2 [1,4] de dimensions (3 m x 1 m) et 2 [2,3] de dimensions (1.25 m x 0.5 m) comme l'illustre le schéma suivant :

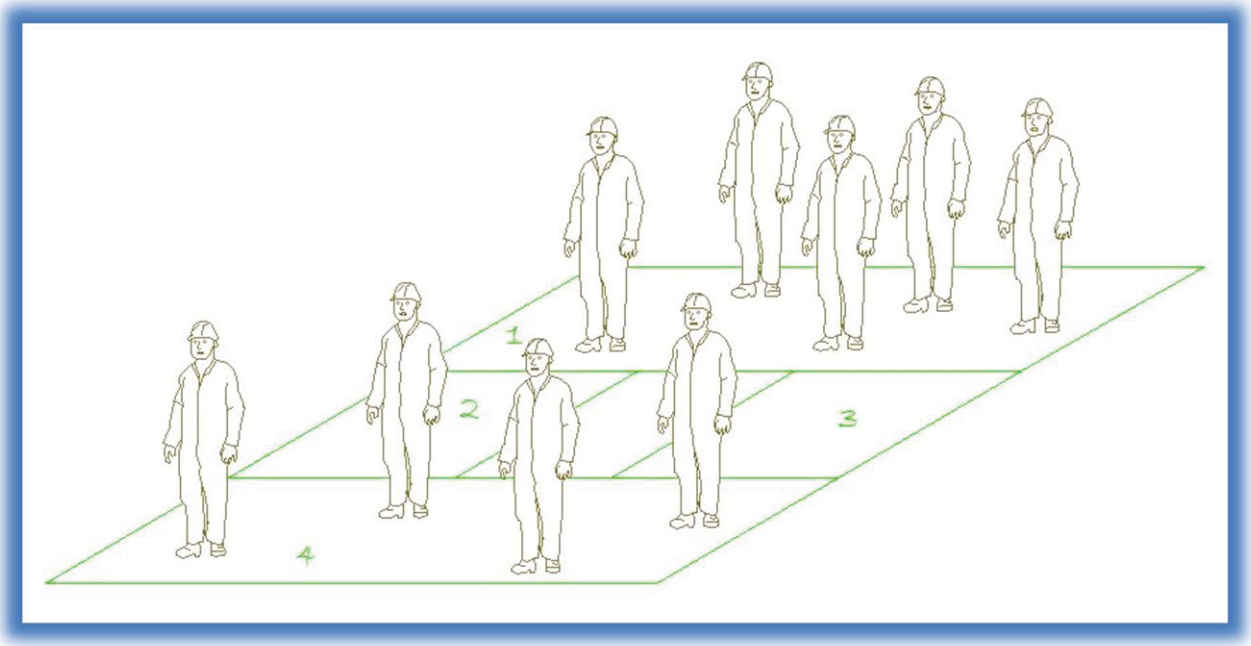


Schéma représentant la plaque autour de la pompe

Il faut calculer l'épaisseur minimale des plaques, on applique alors l'équation de Lagrange par la méthode de **Navier**.

Equation de Lagrange :

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\,\partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{P}{D}$$

Avec W : Le déplacement de la plaque

P : La charge répartie sur la plaque en N/m2

D : La rigidité flexionnelle de la plaque N.m

Où

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12(1-\upsilon^2)}$$

Principe de la solution de Navier :

- ***Densité de charge*** : développée en série double de Fourier.

$$\mathrm{P(x,y)} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} a_{mn}\,.\,\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

- ***Déformée*** : exprimée similairement en série double de Fourier.

$$\mathrm{W(x,y)} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} b_{mn}\,.\,\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

Calcul des dérives:

$$\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial x} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} b_{mn}\frac{m\pi}{a}.\,\cos\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$\frac{\partial^2 \mathrm{w}}{\partial x^2} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} -b_{mn}\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2.\,\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$\frac{\partial^3 \mathrm{w}}{\partial x^3} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} -b_{mn}\left(\frac{m\pi}{a}\right)^3.\,\cos\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$\frac{\partial^4 \mathrm{w}}{\partial x^4} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} b_{mn}\left(\frac{m\pi}{a}\right)^4.\,\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$\frac{\partial^4 \mathrm{w}}{\partial x^2\partial y^2} = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} b_{mn}\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2\left(\frac{n\pi}{b}\right)^2.\,\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

On remplace dans l'équation de Lagrange :

$$\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} b_{mn}\left(\left(\frac{m\pi}{a}\right)^4 + 2\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2\left(\frac{n\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b}\right)^4\right).\ \sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$= \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_{mn}}{D}.\ \sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

Identification des termes :

$$b_{mn}.\left(\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2\right)^2 = \frac{a_{mn}}{D}$$

Donc :

$$b_{mn} = \frac{a_{mn}}{D.\pi^4.\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2}\right)}$$

D'où la solution de la déformée :

$$W(x,y) = \frac{1}{D.\pi^4}\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_{mn}}{\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2}\right)}.\ \sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

Appliquons les conditions aux limites, La plaque est simplement appuyée

En x=0 et x=a : $\begin{cases} w = 0 \ \ et \ \ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \\ M_{xx} = 0 \end{cases}$

En y=0 et y=b : $\begin{cases} w = 0 \ \ et \ \ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \\ M_{xx} = 0 \end{cases}$

Cas de charges :

Les coefficients a_{mn} de la série de Fourier sont déterminés par la relation :

$$a_{mn} = \frac{4}{a.b}\int_0^a \int_0^b P(x,y).\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}.dx.dy$$

Dans le cas d'une charge uniformément répartie P(x,y) = P =Constante

$$a_{mn} = \frac{4P}{a.b}\int_0^a \int_0^b \sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}.dx.dy$$

$$a_{mn} = \frac{4P}{a.b}\left(\frac{a}{m\pi}.\left[-\cos\frac{m\pi x}{a}\right]_0^a\right).\left(\frac{b}{n\pi}.\left[-\cos\frac{n\pi x}{b}\right]_0^b\right)$$

$$a_{mn} = \frac{4P}{mn\pi^2}(-\cos(m\pi)+1).(-\cos(n\pi)+1)$$

$$a_{mn} = \frac{4P}{mn\pi^2}(1-(-1)^m).(1-(-1)^n)$$

2 possibilités $\begin{cases} m\ ou\ n\ pairs : a_{mn} = 0 \\ m\ et\ n\ impairs : a_{mn} = \frac{16P}{mn\pi^2} \end{cases}$

D'où l'expression de la déformée :

$$W(x,y) = \frac{16Pa^4}{D.\pi^6}\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{m.n(m^2+\rho^2n^2)}.\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

Où $\rho = \frac{a}{b}$ et (m,n) : impairs

La déformée maximale est au centre de la plaque :

$$x = \frac{a}{2} : \quad \sin\frac{m\pi x}{a} = \sin\frac{m\pi}{2} = (-1)^{\frac{m-1}{2}}$$

$$y = \frac{b}{2} : \quad \sin\frac{n\pi x}{b} = \sin\frac{n\pi}{2} = (-1)^{\frac{n-1}{2}}$$

Donc:

$$w\left(\frac{a}{2},\frac{b}{2}\right) = \frac{16Pa^4}{D\pi^6}\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^{\frac{m+n-2}{2}}}{m.n(m^2+\rho^2n^2)}$$

Les moments de flexion

$$M_x = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \upsilon\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)$$

$$M_y = -D\left(\upsilon\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)$$

$$M_{xy} = -D.(1-\upsilon).\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Donc:

$$M_x = \frac{16P}{\pi^4}\sum_{m=1,3,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,\ldots}^{\infty}\frac{\frac{m^2}{a^2}+\upsilon\frac{n^2}{b^2}}{m.n.\left(\frac{m^2}{a^2}+\frac{n^2}{b^2}\right)^2}.\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$M_y = \frac{16P}{\pi^4}\sum_{m=1,3,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,\ldots}^{\infty}\frac{\upsilon\frac{m^2}{a^2}+\frac{n^2}{b^2}}{m.n.\left(\frac{m^2}{a^2}+\frac{n^2}{b^2}\right)^2}.\sin\frac{m\pi x}{a}.\sin\frac{n\pi y}{b}$$

$$M_{xy} = -(1-\upsilon)\frac{16P}{\pi^4}\sum_{m=1,3,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,\ldots}^{\infty}\frac{1}{a.b.\left(\frac{m^2}{a^2}+\frac{n^2}{b^2}\right)^2}.\cos\frac{m\pi x}{a}.\cos\frac{n\pi y}{b}$$

Le moment maximal est au centre de la plaque :

$$\mathrm{M}_y\left(\frac{a}{2},\frac{b}{2}\right)=\frac{16\mathrm{Pb}^2}{\pi^4}\sum_{m=1,3,\ldots}^{\infty}\sum_{n=1,3,\ldots}^{\infty}\frac{\upsilon\frac{m^2}{\rho^2}+n^2}{m.n.\left(\frac{m^2}{\rho^2}+n^2\right)^2}.(-1)^{\frac{m+n-2}{2}}$$

La contrainte maximale est au centre de la plaque :

$$\sigma_y=\frac{12M_yz}{t^3}$$

Application numérique :

Le matériau choisi est l'acier avec les caractéristiques suivantes :

Module d'élasticité : E = 210 000 MPa

Coefficient de « Poisson » : υ = 0.3

Contrainte admissible : σ = 240 MPa

En ce qui concerne les charges, on désire que chaque plaque puisse supporter 10 personnes chacune de masse 85 Kg.

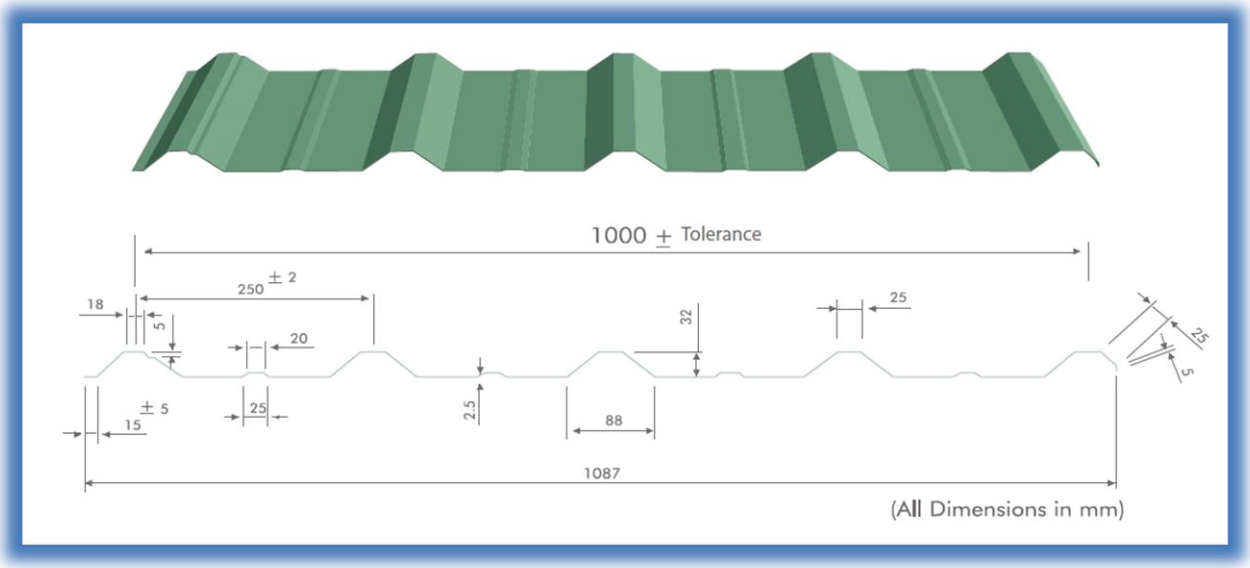
Tout calcul fait, on obtient une épaisseur de : 6.35 mm

Donc on choisit l'épaisseur de 8 mm

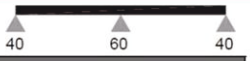
Avec un déplacement maximal de 5.32 mm

2. Toit

Pour protéger la pompe des pluies et des rayons du soleil on installe un toit léger comme suit en le considérant une charge permanente sur les 4 coins de la structure :



2-span configuration



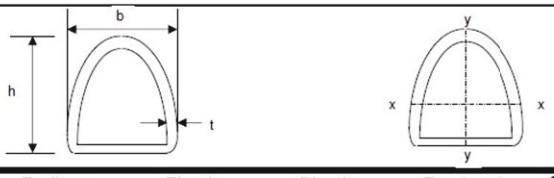
Nominal thickness t_{nom} [mm]	Mass [kg/m²]	J_x [cm⁴] min / max	Positive Condition	Span spread between supports [m] 1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
0,50	4,31	0,91	SGN	2,32	1,50	1,04	0,77	0,59	0,47	0,38	0,31	0,26
			L/150	2,29	1,21	0,72	0,46	0,31	0,22	0,16	0,12	0,09
		1,00	L/200	1,79	0,94	0,55	0,35	0,24	0,17	0,12	0,09	0,07
			L/300	1,24	0,65	0,38	0,24	0,16	0,11	0,08	0,06	0,05
0,55	4,74	1,04	SGN	2,70	1,74	1,22	0,90	0,69	0,54	0,44	0,36	0,31
			L/150	2,62	1,38	0,81	0,52	0,35	0,25	0,18	0,14	0,10
		1,11	L/200	2,03	1,06	0,62	0,39	0,26	0,19	0,13	0,10	0,08
			L/300	1,40	0,72	0,42	0,26	0,18	0,12	0,09	0,07	0,05
0,60	5,17	1,16	SGN	3,10	2,00	1,40	1,03	0,79	0,62	0,51	0,42	0,35
			L/150	2,95	1,55	0,91	0,57	0,38	0,27	0,20	0,15	0,11
		1,22	L/200	2,28	1,18	0,68	0,43	0,29	0,20	0,15	0,11	0,09
			L/300	1,53	0,79	0,45	0,29	0,19	0,13	0,10	0,07	0,06
0,70	6,03	1,41	SGN	3,87	2,50	1,74	1,28	0,98	0,78	0,63	0,52	0,44
			L/150	3,58	1,83	1,06	0,67	0,45	0,31	0,23	0,17	0,13
		1,42	L/200	2,68	1,37	0,80	0,50	0,34	0,24	0,17	0,13	0,10
			L/300	1,79	0,92	0,53	0,33	0,22	0,16	0,11	0,09	0,07

Le toit est composé de 16 m^2 de plaques trapézoïdales de masse 4.31 Kg/m^2

On utilise des plaques trapézoïdales reposant sur une structure de poutres rectangulaires :

HOT FINISHED ELLIPCON SECTIONS

Semi Ellipcon



Designation Size	Thickness	Mass Per Metre	Area Of Section	Second Moment Of Inertia		Radius Of Gyration		Elastic Modulus		Plastic Modulus		Torsional Constant		Surface Area Per Metre
h x b	t		A	I_x	I_y	r_x	r_y	Z_x	Z_y	S_x	S_y	J	C	
mm	mm	kg/m	cm^2	cm^4	cm^4	cm	cm	cm^3	cm^3	cm^3	cm^3	cm^4	cm^3	m^2/m
60x60	3.5	5.15	6.56	29.9	26.9	2.14	2.03	8.57	8.97	12.9	12.0	48.5	15.9	39.0
	4	5.82	7.41	33.2	30.0	2.12	2.01	9.56	9.99	14.1	13.5	54.5	17.7	34.4
	5	7.12	9.07	39.2	35.5	2.08	1.98	11.4	11.8	16.2	16.2	65.7	20.8	28.0
	6	8.35	10.6	44.3	40.3	2.04	1.95	13.0	13.4	17.9	18.7	75.9	23.5	23.7
75x75	4	7.40	9.43	68.0	61.1	2.69	2.54	15.5	16.3	23.6	21.7	109	29.0	34.0
	5	9.09	11.6	81.1	73.1	2.65	2.51	18.7	19.5	27.6	26.3	133	34.5	27.5
	6	10.70	13.7	92.9	84.1	2.61	2.48	21.6	22.4	31.0	30.6	155	39.4	23.2
	8	13.80	17.6	113	103	2.53	2.42	26.6	27.4	35.9	38.3	195	47.7	17.9
90x90	4	8.98	11.4	121	109	3.25	3.08	22.9	24.1	35.4	31.9	193	43.1	33.7
	5	11.10	14.1	146	131	3.21	3.05	27.8	29.1	42.0	38.8	235	51.8	27.2
	6	13.10	16.7	168	152	3.18	3.02	32.3	33.7	47.7	45.4	276	59.6	22.9
	8	17.00	21.6	207	188	3.10	2.95	40.4	41.8	56.8	57.5	350	73.3	17.6

3. Calcul analytique

Portique planaire soumis à une charge répartie

- **Introduction**

Les codes éléments finis font maintenant partie des outils couramment utilisés lors de la conception et l'analyse des produits industriels.

- **Description générale de la méthode d'élément finis :**

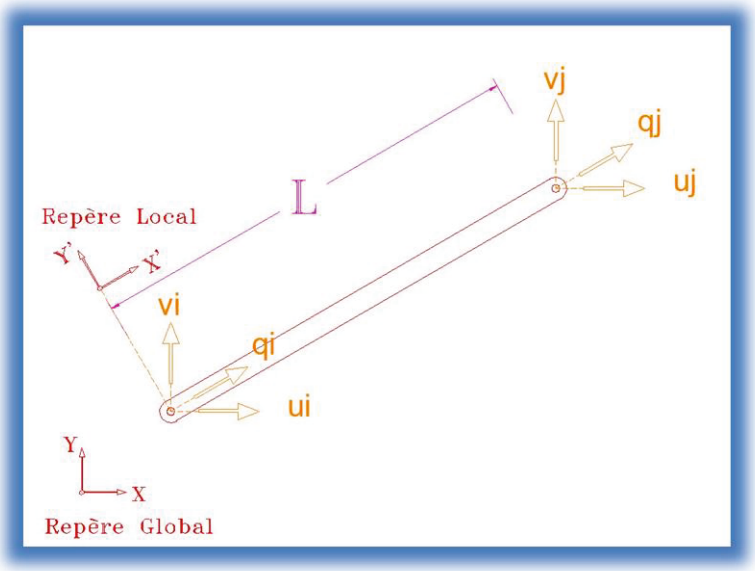
$$\{f_g\} = [k_g]\{u_g\}$$
$$\Rightarrow \{u_g\} = [k_g]^{-1}\{f_g\}$$

Il faut tout d'abord déterminer la matrice de rigidité globale de la structure. Cela est effectué par l'assemblage des matrices de rigidité de chaque membrure.
Notons que la matrice de rigidité d'une structure est complètement indépendante du chargement.
La rigidité de chaque membrure dépend des facteurs suivants :

- Le module de Young
- La longueur de la membrure
- L'inclinaison de la membrure, d'où la détermination des sinus et des cosinus directeurs.
- Et le profil de la membrure qui détermine la section et le moment d'inertie

- **Etude d'un élément**

Calcul de la matrice de transformation:



Barre inclinée faisant un angle θ avec l'horizontale

D'après la figure, les déplacements q_i et q_j sont donnés par :

$$q_i = u_i \cos(\theta) + v_i \sin(\theta)$$

$$q_j = -u_j \sin(\theta) + v_j \cos(\theta)$$

$$\varphi_z = \theta$$

On écrit sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} q_i \\ q_j \\ \varphi_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ \theta \end{bmatrix}$$

- **Matrice de rigidité [k]**

- Choix du référentiel global pour toute la structure, soit (X, Y) ce repère.
- Choix du référentiel local pour chaque élément, soit (x, y) ce repère.
- On écrit pour chaque élément la matrice de rigidité dans son référentiel local K [1]

- **Cas d'une barre en traction – compression**

La matrice de rigidité est utilisée dans le cadre des petites déformations élastiques, linéaires et réversibles. Elle relie le tenseur des déformations au tenseur des contraintes. « K » est définie à partir de l'énergie de déformation interne élémentaire, qui est une forme bilinéaire positive, cela implique que K est symétrique positive.

Cette énergie est donnée par :

$$U_d = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\varepsilon\}^t \, [C] \, \{\varepsilon\} \, dV_e$$

*O*ù V_e désigne le volume élémentaire et C est le tenseur d'élasticité.

Or $C = E$ dans le cas de traction compression

$$\Rightarrow U_d = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{U_n\}^t \, [B]^t \, E \, [B] \, \{U_n\} \, dV_e$$

Et $dV = dS \, dx$

$$\Rightarrow U_d = \frac{1}{2} \, \{U_n\}^t \, . \int_{V_e} [B]^t \, E \, [B] \, dSdx \, . \{U_n\}$$

Donc

$$U_d = \frac{1}{2} \, \{U_n\}^t \, [K] \, \{U_n\}$$

$$Avec \; [K] = \int_{V_e} [B]^t \, E \, [B] \, dSdx$$

Or en petits déplacements, la section reste constante au cours du temps d'où la matrice de rigidité **K** sera donnée par :

$$[K] = ES \int_0^L \begin{bmatrix} \frac{dN_1}{dx} \\ \frac{dN_2}{dx} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dN_1}{dx} & \frac{dN_2}{dx} \end{bmatrix} dx$$

Où :

$$\frac{dN_1}{dx} = -\frac{1}{L}$$

$$\frac{dN_2}{dx} = \frac{1}{L}$$

Alors on peut conclure que :

$$[K] = \frac{ES}{L}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Donc on peut la transformer en une matrice 6×6

$$[\mathrm{K}]_{\text{extension}} = \begin{bmatrix} \frac{ES}{L} & 0 & 0 & -\frac{ES}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{ES}{L} & 0 & 0 & \frac{ES}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

- **Cas d'une barre en flexion simple :**

De même, en cas de flexion simple, la matrice de rigidité de l'élément dans le référentiel local est la suivante :

$$[\mathrm{k}]_{\text{flexion}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12\frac{EI}{L^3} & 6\frac{EI}{L^2} & 0 & -12\frac{EI}{L^3} & 6\frac{EI}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI}{L^2} & 4\frac{EI}{L} & 0 & -6\frac{EI}{L^2} & 2\frac{EI}{L} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -12\frac{EI}{L^3} & -6\frac{EI}{L^2} & 0 & 12\frac{EI}{L^3} & -6\frac{EI}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI}{L^2} & 2\frac{EI}{L} & 0 & -6\frac{EI}{L^2} & 4\frac{EI}{L} \end{bmatrix}$$

- **Cas d'une barre en extension et flexion simple :**

Donc la matrice de rigidité de l'élément dans le référentiel local pour les deux cas (extension + flexion simple) sera :

$$[\mathrm{K}]^{\mathrm{l}}_{\mathrm{e+f}} = \begin{bmatrix} \frac{ES}{L} & 0 & 0 & -\frac{ES}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 12\frac{EI}{L^3} & 6\frac{EI}{L^2} & 0 & -12\frac{EI}{L^3} & 6\frac{EI}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI}{L^2} & 4\frac{EI}{L} & 0 & -6\frac{EI}{L^2} & 2\frac{EI}{L} \\ -\frac{ES}{L} & 0 & 0 & \frac{ES}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -12\frac{EI}{L^3} & -6\frac{EI}{L^2} & 0 & 12\frac{EI}{L^3} & -6\frac{EI}{L^2} \\ 0 & 6\frac{EI}{L^2} & 2\frac{EI}{L} & 0 & -6\frac{EI}{L^2} & 4\frac{EI}{L} \end{bmatrix}$$

Introduisons la notion de la matrice de passage [T] qui est la suivante :

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

[T] : est la matrice de transformation ou de changement de base.

On calcule pour chaque élément la matrice de rigidité dans le référentiel global $[K_g]$ tel que :

$$[K_g] = [T]^t\,[K^l][T]$$

Posons que : $\cos\theta = C$ et $\sin\theta = S$

On obtient alors la matrice de rigidité générale $[k_g]$ pour tous les éléments chacun selon l'angle θ faisant entre son propre repère local et le repère global :

$$[k_g] =$$

$$\begin{bmatrix} u_1 & v_1 & \emptyset_1 & u_2 & v_2 & \emptyset_2 \\ \frac{ES}{L}C^2 + 12\frac{EI}{L^3}S^2 & \left(\frac{ES}{L} - 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & -6\frac{EI}{L^2}S & -\frac{ES}{L}C^2 - 12\frac{EI}{L^3}S^2 & \left(-\frac{ES}{L} + 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & -6\frac{EI}{L^2}S \\ \left(\frac{ES}{L} - 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & \frac{ES}{L}S^2 + 12\frac{EI}{L^3}C^2 & 6\frac{EI}{L^2}C & \left(-\frac{ES}{L} + 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & -\frac{ES}{L}S^2 - 12\frac{EI}{L^3}C^2 & 6\frac{EI}{L^2}C \\ -6\frac{EI}{L^2}S & 6\frac{EI}{L^2}C & 4\frac{EI}{L} & 6\frac{EI}{L^2}S & -6\frac{EI}{L^2}C & 2\frac{EI}{L} \\ -\frac{ES}{L}C^2 - 12\frac{EI}{L^3}S^2 & \left(-\frac{ES}{L} + 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & 6\frac{EI}{L^2}S & \frac{ES}{L}C^2 + 12\frac{EI}{L^3}S^2 & \left(\frac{ES}{L} - 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & 6\frac{EI}{L^2}S \\ \left(-\frac{ES}{L} + 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & -\frac{ES}{L}S^2 - 12\frac{EI}{L^3}C^2 & -6\frac{EI}{L^2}C & \left(\frac{ES}{L} - 12\frac{EI}{L^3}\right)SC & \frac{ES}{L}S^2 + 12\frac{EI}{L^3}C^2 & -6\frac{EI}{L^2}C \\ -6\frac{EI}{L^2}S & 6\frac{EI}{L^2}C & 2\frac{EI}{L} & 6\frac{EI}{L^2}S & -6\frac{EI}{L^2}C & 4\frac{EI}{L} \end{bmatrix}$$

- **Application numérique :**

Soit la structure représentée par la figure ci-dessous, sollicitée par une charge verticale uniformément répartie Q_1= 30 KN/m (On admet que la rigidité à la flexion EI est constante).

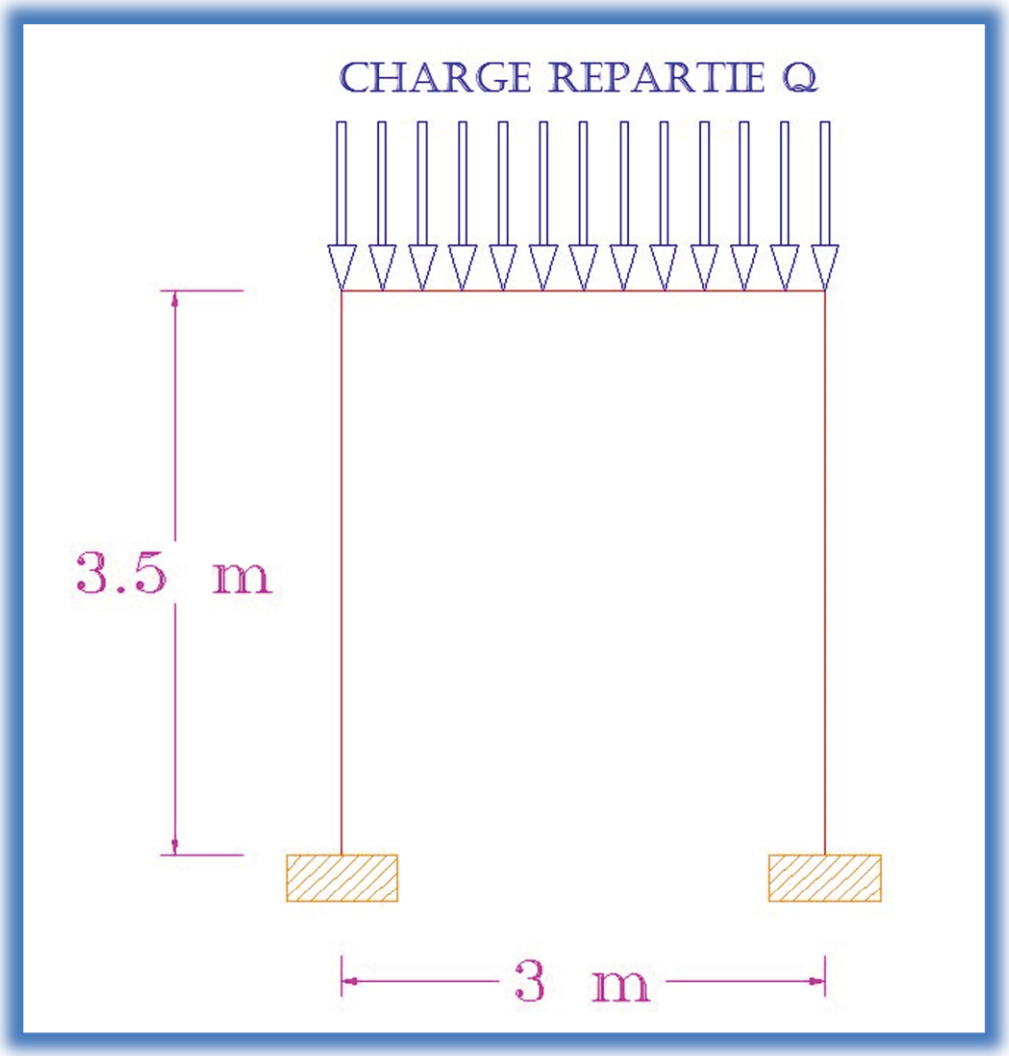


Schéma représentant le portique planaire

Soit la structure modélisée par la figure suivante

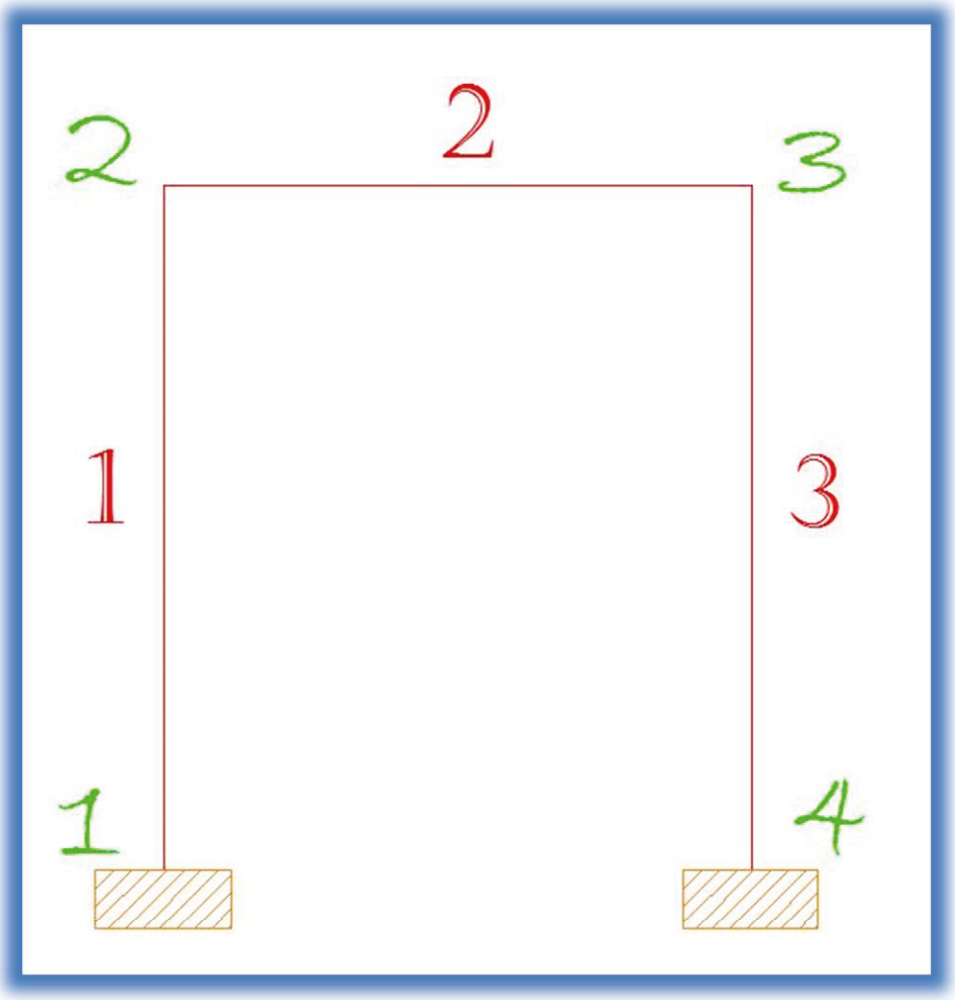


Schéma représentant la modélisation du portique

Soit le tableau suivant qui donne les nœuds portants par chaque barre et l'angle θ de chacun :

Barre	Nœuds	L (m)	θ	cosθ	sinθ	$Cos^2\theta$	$Sin^2\theta$	Cosθ.sinθ
1	0-1	3.5	π/2	0	1	0	1	0
2	1-2	3	0	1	0	1	0	0
3	2-3	3.5	-π/2	0	-1	0	1	0

Tableau montrant les caractéristiques de chaque barre

D'après le tableau, les matrices de rigidité 1, 2 et 3 sont calculées. Or le profil étudié est : IPE 100 avec les caractéristiques suivantes :

E= 210 GPA= 210×10^{9} N/m^2,

I_x= 171 cm^4 =171×10^{-8} m^4

S=A=10.3cm^2 =10.3×10^{-4} m^2.

En utilisant, la matrice de rigidité globale pour chaque membrure, procédure déjà démontrée, on détermine les matrices suivantes :

$$[k_1] = \begin{bmatrix} 100\,506 & 0 & -175\,886 & -100\,506 & 0 & -175\,886 \\ 0 & 61\,800\,000 & 0 & 0 & -61\,800\,000 & 0 \\ -175\,886 & 0 & 410\,400 & 175\,886 & 0 & 205\,200 \\ -100\,506 & 0 & 175\,886 & 100\,506 & 0 & 175\,886 \\ 0 & -61\,800\,000 & 0 & 0 & 61\,800\,000 & 0 \\ 175\,886 & 0 & 205\,200 & 175\,886 & 0 & 410\,400 \end{bmatrix}$$

$$[k_2] = \begin{bmatrix} 72\,100\,000 & 0 & 0 & -72\,100\,000 & 0 & 0 \\ 0 & 159\,600 & 239\,400 & 0 & -159\,600 & 239\,400 \\ 0 & 239\,400 & 478\,800 & 0 & -239\,400 & 239\,400 \\ -72\,100\,000 & 0 & 0 & 72\,100\,000 & 0 & 0 \\ 0 & -159\,600 & -239\,400 & 0 & 159\,600 & -239\,400 \\ 0 & 239\,400 & 239\,400 & 0 & -239\,400 & 478\,800 \end{bmatrix}$$

$$[k_3] = \begin{bmatrix} 100\,506 & 0 & -175\,886 & -100\,506 & 0 & -175\,886 \\ 0 & 61\,800\,000 & 0 & 0 & -61\,800\,000 & 0 \\ -175\,886 & 0 & 410\,400 & 175\,886 & 0 & 205\,200 \\ -100\,506 & 0 & 175\,886 & 100\,506 & 0 & 175\,886 \\ 0 & -61\,800\,000 & 0 & 0 & 61\,800\,000 & 0 \\ 175\,886 & 0 & 205\,200 & 175\,886 & 0 & 410\,400 \end{bmatrix}$$

- **La matrice de rigidité globale est la suivante**

K_g =

U_1	V_1	θ_1	U_2	V_2	θ_2	U_3	V_3	θ_3	U_4	V_4	θ_4	
1.E+05	0	-2.E+05	-1.E+05	0	-2.E+05	0	0	0	0	0	0	U_1
0	6.E+07	0	0	-6.E+07	0	0	0	0	0	0	0	V_1
-2.E+05	0	4.E+05	2.E+05	0	2.E+05	0	0	0	0	0	0	θ_1
-1.E+05	0	2.E+05	7.E+07	0	2.E+05	-7.E+07	0	0	0	0	0	U_2
0	-6.E+07	0	0	6.E+07	2.E+05	0	-2.E+05	2.E+05	0	0	0	V_2
-2.E+05	0	2.E+05	2.E+05	2.E+05	9.E+05	0	-2.E+05	2.E+05	0	0	0	θ_2
0	0	0	-7.E+07	0	0	7.E+07	0	2.E+05	-1.E+05	0	2.E+05	U_3
0	0	0	0	-2.E+05	-2.E+05	0	6.E+07	-2.E+05	0	-6.E+07	0	V_3
0	0	0	0	2.E+05	2.E+05	2.E+05	-2.E+05	9.E+05	-2.E+05	0	2.E+05	θ_3
0	0	0	0	0	0	-1.E+05	0	-2.E+05	1.E+05	0	-2.E+05	U_4
0	0	0	0	0	0	0	-6.E+07	0	0	6.E+07	0	V_4
0	0	0	0	0	0	2.E+05	0	2.E+05	-2.E+05	0	4.E+05	θ_4

- **La matrice de rigidité simplifiée :**

On doit déterminer la matrice de rigidité simplifiée en prenant en compte les conditions aux limites.

Au nœud 1 on a un encastrement donc $U_1=V_1=\theta_1=0$

Au nœud 4 on a un encastrement donc $U_4=V_4=\theta_4=0$

Alors on doit éliminer les lignes et les colonnes associées à U_1, V_1, θ_1, U_4, V_4, θ_4.

Donc la matrice de rigidité simplifiée s'écrit de la forme suivante :

$$[k_s] = \begin{bmatrix} \mathbf{u_2} & \boldsymbol{v_2} & \boldsymbol{\theta_2} & \mathbf{u_3} & \mathbf{v_3} & \boldsymbol{\theta_3} & \\ 72\,200\,506 & 0 & 175\,886 & -72\,100\,000 & 0 & 0 & \mathbf{u_2} \\ 0 & 61\,959\,600 & 239\,400 & 0 & -159\,600 & 239\,400 & \boldsymbol{v_2} \\ 175\,886 & 239\,400 & 889\,200 & 0 & -239\,400 & 239\,400 & \boldsymbol{\theta_2} \\ -72\,100\,000 & 0 & 0 & 72\,200\,506 & 0 & 175\,886 & \boldsymbol{u_3} \\ 0 & -159\,600 & -239\,400 & 0 & 61\,959\,600 & -239\,400 & \boldsymbol{v_3} \\ 0 & 239\,400 & 239\,400 & 175\,886 & -239\,400 & 889\,200 & \boldsymbol{\theta_3} \end{bmatrix}$$

- ## Calcul de la force globale

La force globale est constituée de la force équivalente associée et des réactions aux appuis.

$$\{\boldsymbol{F_g}\} = \{\boldsymbol{F_e}\} + \{\boldsymbol{R}\}$$

Or la force équivalente associée pour une membrure est donnée par :

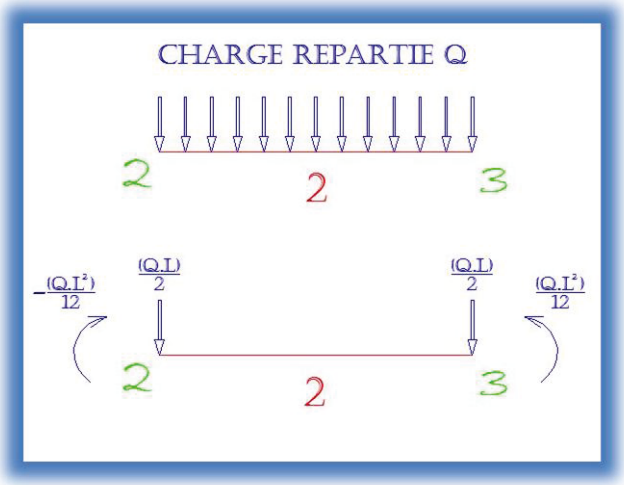
$$\{\boldsymbol{F_e}\} = \int [\boldsymbol{N}]^t \, \boldsymbol{P}(\boldsymbol{x}) \boldsymbol{dx}$$

- Membrure 1 :

$$\{F_{e1}\} = \begin{bmatrix} H_1 \\ R_1 \\ M_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

- Membrure 2 :

$$\{f_{e2}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{ql}{2} \\ \frac{ql^2}{12} \\ 0 \\ \frac{ql}{2} \\ \frac{-ql^2}{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 45 \\ 22.5 \\ 0 \\ 45 \\ -22.5 \end{bmatrix}$$



Modèle de la membrure 2

- Membrure 3 :

$$\{F_{e3}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ H_3 \\ R_3 \\ M_3 \end{bmatrix}$$

On effectue l'assemblage des matrices des forces d'où on obtient la matrice globale des forces :

$$\{F_e\}_g = \begin{bmatrix} H_1 \\ R_1 \\ M_1 \\ 0 \\ 45 \\ 22.5 \\ 0 \\ 45 \\ -22.5 \\ H_3 \\ R_3 \\ H_3 \end{bmatrix}$$

En appliquant les conditions aux limites on obtient **la matrice simplifiée des forces :**

$$\{F_e\}_s = \begin{bmatrix} 0 \\ 45 \\ 22.5 \\ 0 \\ 45 \\ -22.5 \end{bmatrix} \begin{matrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{matrix}$$

Dans ce lieu, on détermine les déplacements (en mètre) aux nœuds par la formule suivante :

$$\{u_n\} = [K_g]_s^{-1} \{F_e\}_s$$

Alors

$$\{U_n\} = \begin{bmatrix} -1.61\ x\ 10^{-4} \\ 2.64\ x\ 10^{-7} \\ 6.87\ x\ 10^{-5} \\ -1.61\ x\ 10^{-4} \\ 2.17\ x\ 10^{-6} \\ 1.15\ x\ 10^{-4} \end{bmatrix} \begin{matrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ \theta_3 \end{matrix} \quad (m)$$

- **Réactions aux appuis :**

Pour effectuer le calcul convenable il suffit d'utiliser le système global :

$$\{f_{eg}\} = \{k_g\}\{u_n\}$$

Donc,

Réactions aux nœuds	KN / KN.M
H_1	4
R_1	16
M_1	15
H_4	-4
R_4	16
M_4	-15

Tableau des réactions aux appuis par la méthode des éléments finis

D'après l'exemple déjà traitée on arrive à une conclusion que l'étude analytique est efficace seulement pour des systèmes simples, tandis que pour les systèmes complexes, les systèmes hyperstatiques de plusieurs dégrée et les systèmes portiques spatial, c'est recommandé de se diriger vers les logiciels qui à leur tour sont basées sur la méthode des éléments finis.

4. Etude d'une structure portique tridimensionnelle:

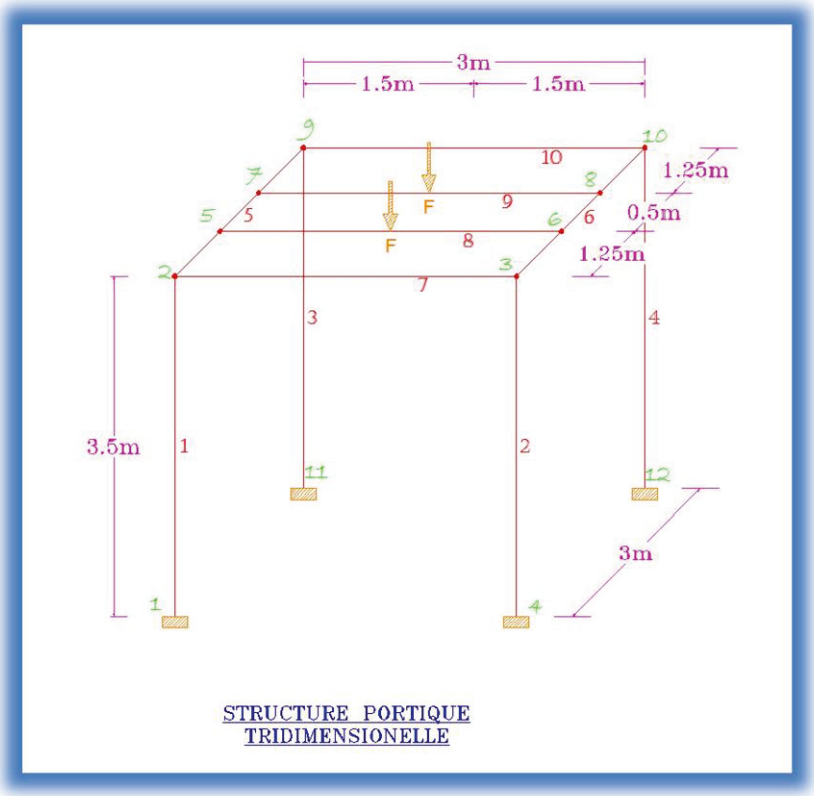
La pompe repose sur une structure métallique ayant un modèle portique tridimensionnel dont les poteaux sont encastrés:

Dû à la complexité du modèle on utilise le logiciel « Inventor » pour calculer les efforts internes dans les barres de ce portique afin de pouvoir déterminer les profils convenables respectant les conditions de résistance et de flèche tout en choisissant comme matériau « Acier E24 » avec une contrainte admissible $\sigma_{ad} = 240$ MPa.

Ce portique doit supporter les charges suivantes:

1. Poids de la Pompe
2. Poids des plaques qui forment le plancher de la structure
3. Poids des gens sur la structure
4. Poids du toît

La pompe va être illustrée comme une charge ponctuelle divisée entre les deux poutres 8 et 9, et les autres charges vont être distribuées sur les poutres comme charges réparties. Sois alors la structure métallique suivante avec les charges illustrées :



Moment Fléchissant :

Voir ici les moments fléchissants dans les barres du portique.

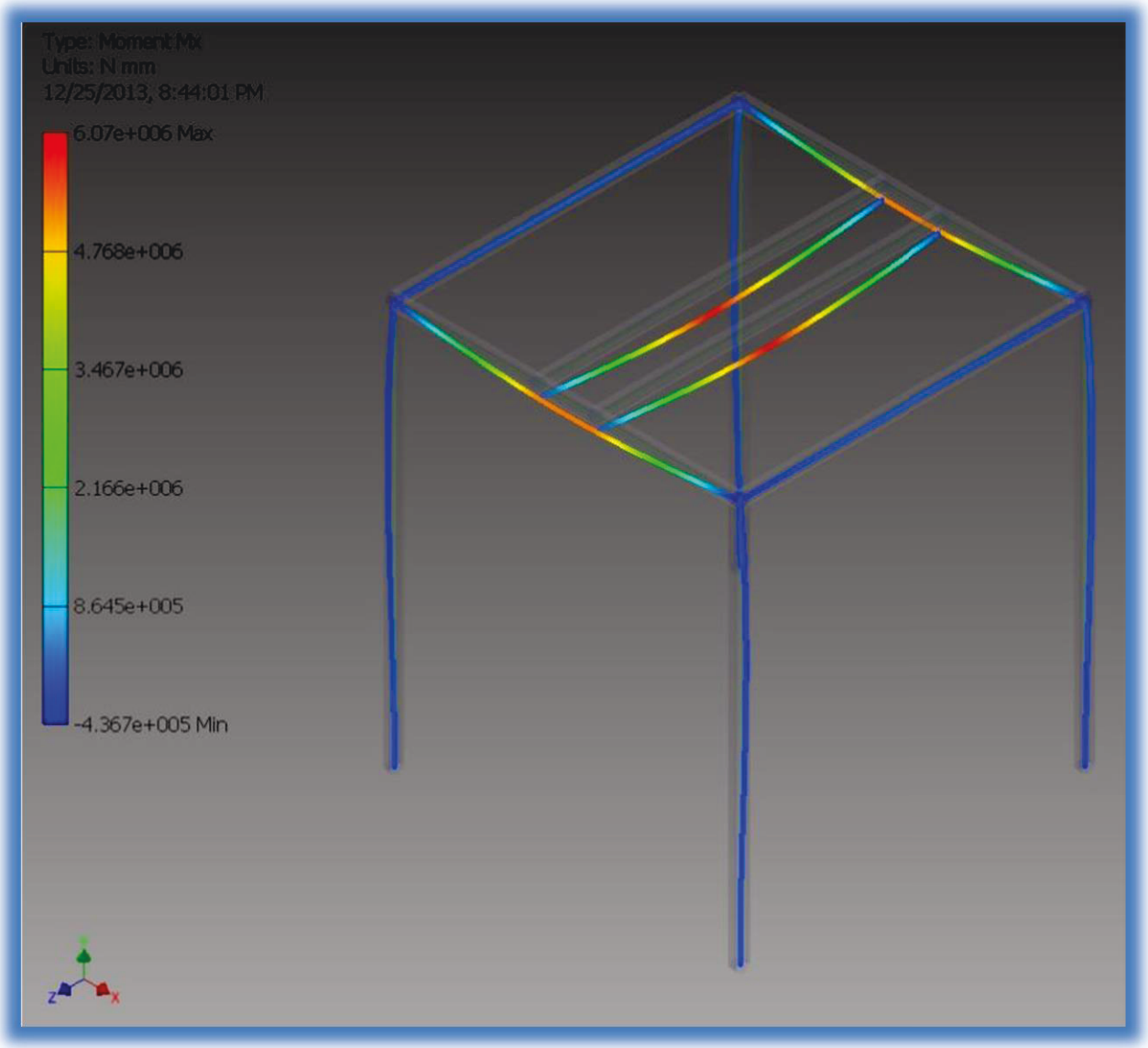


Schéma représentant les moments fléchissant

On remarque que les moments maximum sont au milieu des barres ce qui nous rappelle le cas d'une poutre appuyée des deux extrémités, soumise à une charge répartie, avec a un moment maximal au milieu de la poutre égal à $QL^2/8$

Effort Normaux :

Voir ici les efforts normaux dans les barres du portique suivant l'axe local y.

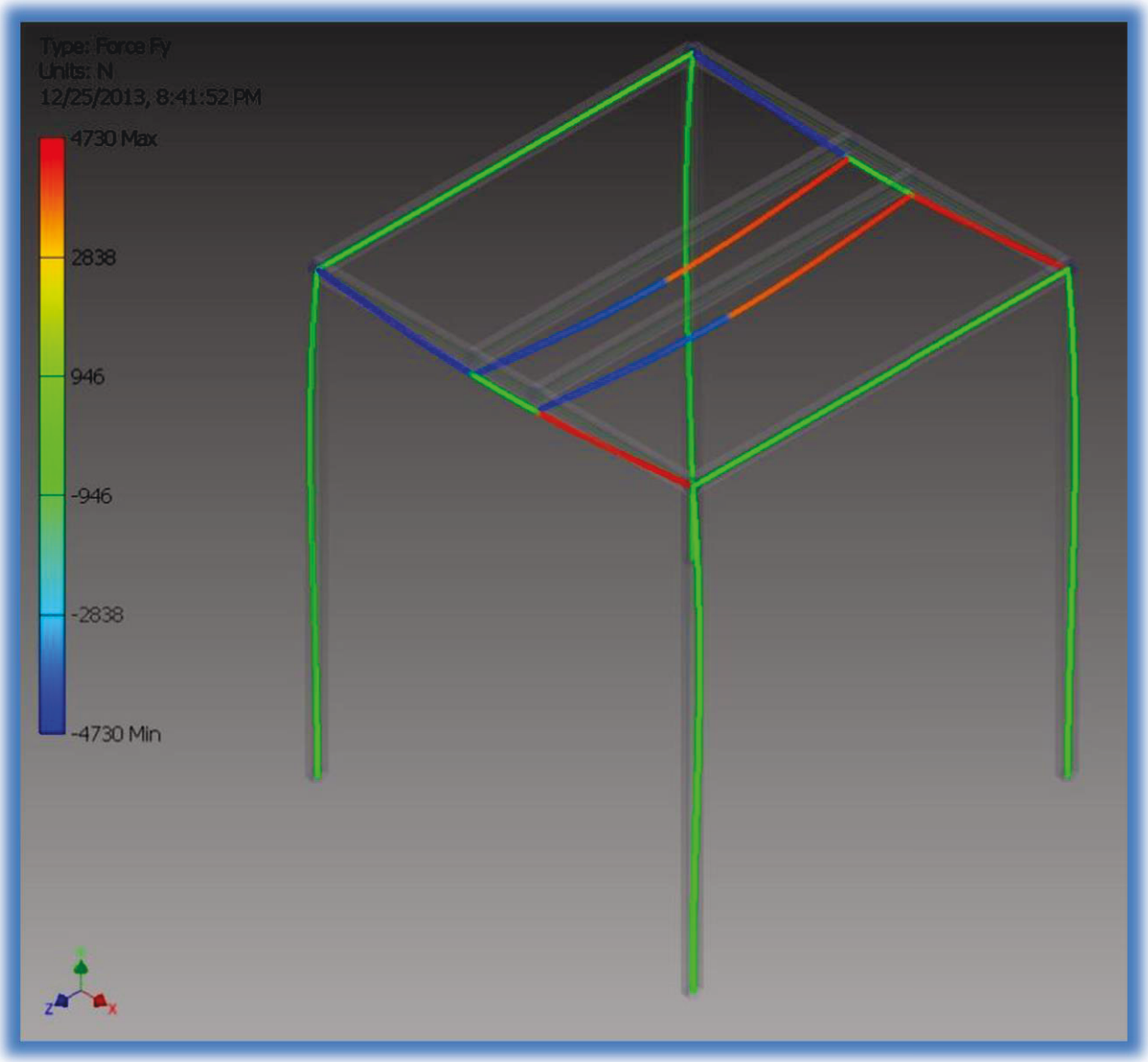


Schéma représentant les efforts normaux suivant y

Dans les structures de ce type « Portique » les efforts normaux ne sont pas assez importantes dans le calcul parce qu'ils sont négligeables devant les moments fléchissants.

Voir ici les efforts normaux dans les barres du portique suivant l'axe local z.

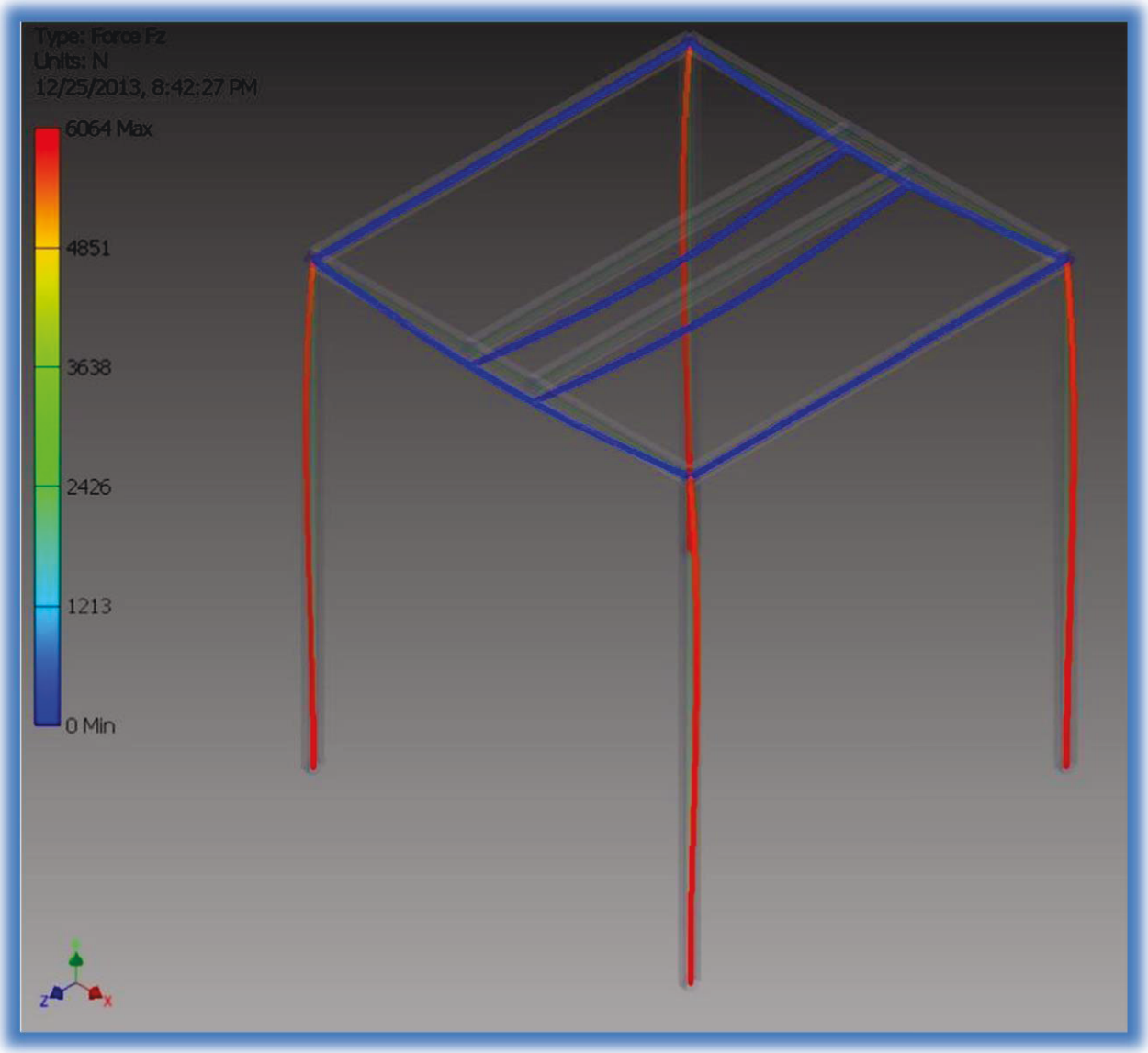


Schéma représentant les efforts normaux suivant z

Les efforts normaux suivant l'axe local z sont les plus grands, par suite l'étude du flambement des poteaux sera faite à partir du code CM66 en se basant sur ces valeurs.

Déformations

Voir ici les déformations dans les barres du portique.

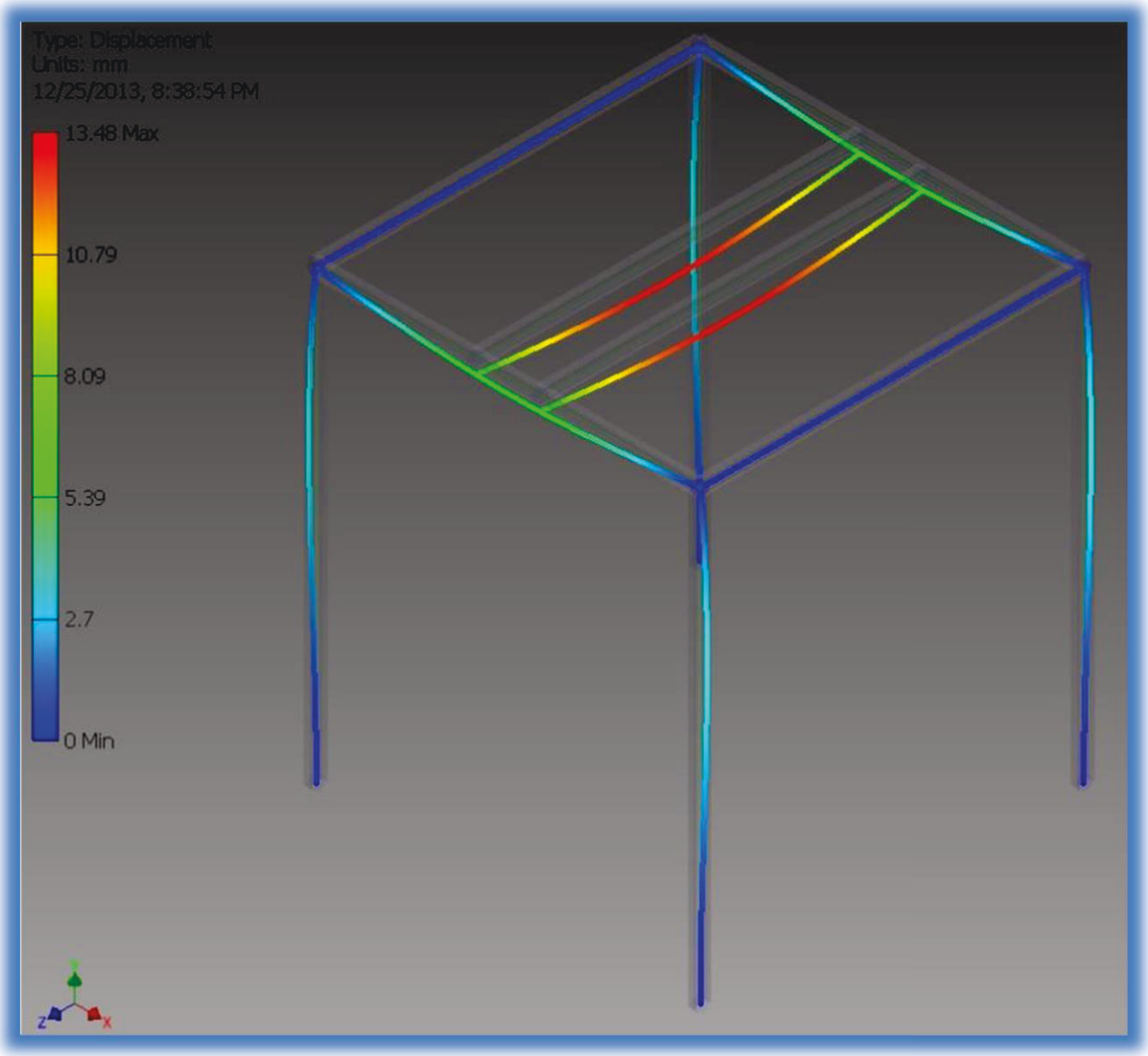


Schéma représentant les déformations

Le but de chaque étude est d'une part maintenir les contraintes admissibles et d'autre part éviter les déformations remarquables de la structure surtout dans les systèmes précisées.

Choix des profils

D'après le calcul préliminaire du logiciel on trouve le moment maximal sur chaque poutre exercée par les charges actuelles.

Le choix du profil convenable des différents éléments du portique sera basé sur :

- **Le critère de résistance (Poutres et Poteaux)**

$$\sigma_{x\,MAX} \leq \sigma_{ad} \text{ Donc } W = \frac{M_{f\,MAX}}{\sigma_{ad}}$$

Avec :

W : Module de section en m3

$M_{f\,MAX}$: le moment fléchissant maximal en N.m

σ_{ad} : Contrainte admissible du matériau en Pa

- **La condition de flèche pour les poutres**

La flèche maximale ne doit pas dépasser une valeur de L/200 (Où « L» est la longueur de la poutre)

- **Le Critère de Flambement pour les Poteaux.**

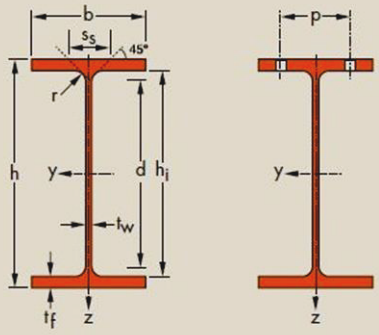
Apres plusieurs itérations, changement de profil et vérification on arrive à un modèle final qui vérifie les critères demandés.

Voici les études demandées pour vérifier chaque critère :

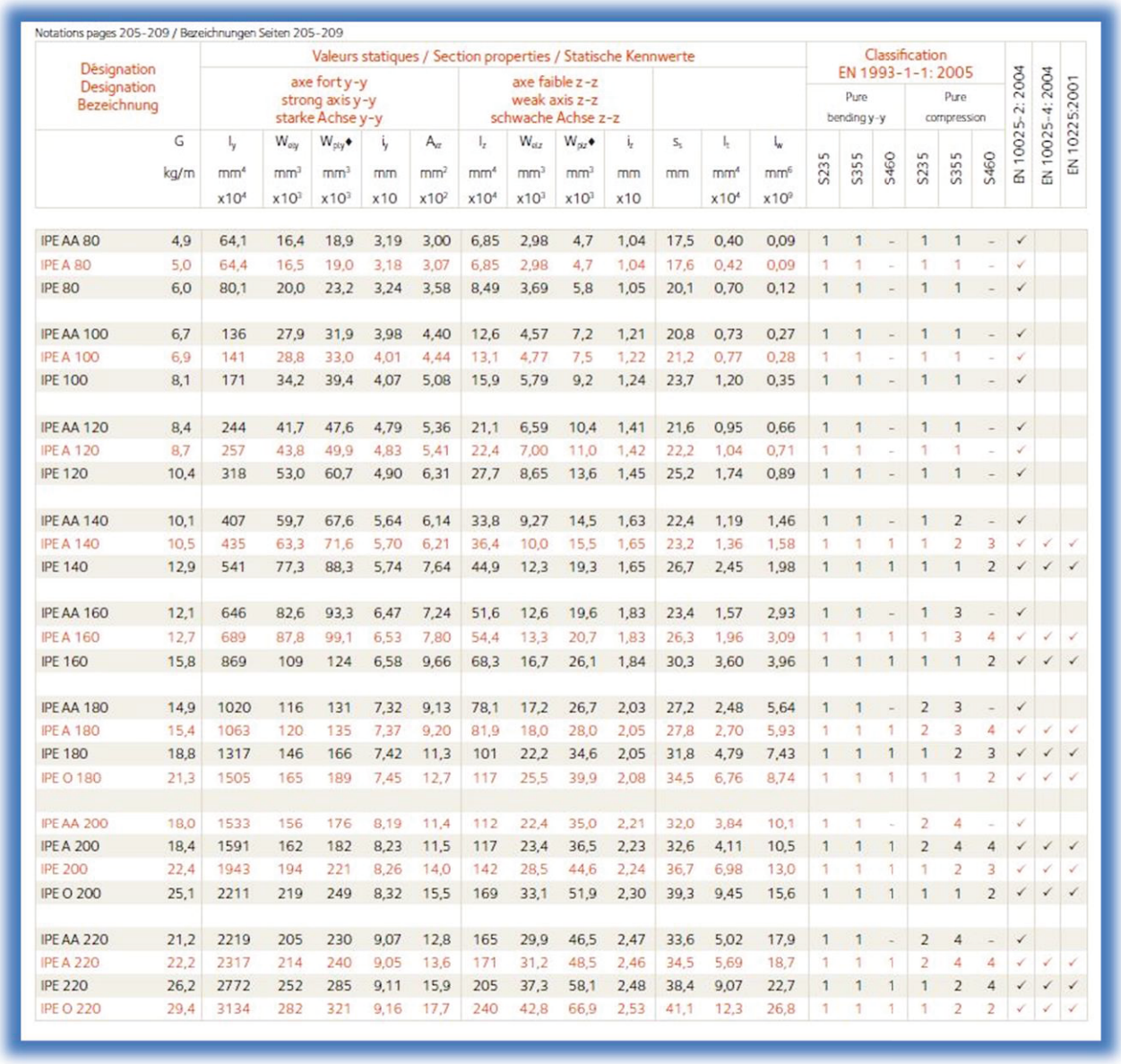
On doit étudier les poutres et les poteaux séparément pour trouver le profil convenable de chaque élément.

Poutrelles I européennes

Dimensions: IPE 80 - 600 conformes à la norme antérieure EU 19-57
IPE AA 80 - 550, IPE A 80 - 600, IPE O 180 - 600, IPE 750 suivant norme AM
Tolérances: EN 10034: 1993
Etat de surface: conforme à EN 10163-3: 2004, classe C, sous-classe 1



Désignation Designation Bezeichnung		Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche	
	G kg/m	h mm	b mm	t_w mm	t_f mm	r mm	A mm^2 x10^2	h_i mm	d mm	Ø	p_{min} mm	p_{max} mm	A_L m^2/m	A_G m^2/t
IPE AA 80*	4,9	78	46	3,2	4,2	5,0	6,31	69,6	59,6	-	-	-	0,325	65,62
IPE A 80-/*	5,0	78	46	3,3	4,2	5,0	6,38	69,6	59,6	-	-	-	0,325	64,90
IPE 80*	6,0	80	46	3,8	5,2	5,0	7,64	69,6	59,6	-	-	-	0,328	54,64
IPE AA 100*	6,7	97,6	55	3,6	4,5	7,0	8,56	88,6	74,6	-	-	-	0,396	58,93
IPE A 100-/*	6,9	98	55	3,6	4,7	7,0	8,8	88,6	74,6	-	-	-	0,397	57,57
IPE 100*	8,1	100	55	4,1	5,7	7,0	10,3	88,6	74,6	-	-	-	0,400	49,33
IPE AA 120*	8,4	117	64	3,8	4,8	7,0	10,7	107,4	93,4	-	-	-	0,470	56,26
IPE A 120-	8,7	117,6	64	3,8	5,1	7,0	11,0	107,4	93,4	-	-	-	0,472	54,47
IPE 120	10,4	120	64	4,4	6,3	7,0	13,2	107,4	93,4	-	-	-	0,475	45,82
IPE AA 140*	10,1	136,6	73	3,8	5,2	7,0	12,8	126,2	112,2	-	-	-	0,546	54,26
IPE A 140-	10,5	137,4	73	3,8	5,6	7,0	13,4	126,2	112,2	-	-	-	0,547	52,05
IPE 140	12,9	140	73	4,7	6,9	7,0	16,4	126,2	112,2	-	-	-	0,551	42,70
IPE AA 160*	12,1	156,4	82	4,0	5,6	7,0	15,4	145,2	131,2	-	-	-	0,621	50,40
IPE A 160-	12,7	157	82	4,0	5,9	9,0	16,2	145,2	127,2	-	-	-	0,619	48,70
IPE 160	15,8	160	82	5,0	7,4	9,0	20,1	145,2	127,2	-	-	-	0,623	39,47
IPE AA 180*	14,9	176,4	91	4,3	6,2	9,0	19,0	164,0	146,0	M 10	48	48	0,693	46,37
IPE A 180-	15,4	177	91	4,3	6,5	9,0	19,6	164,0	146,0	M 10	48	48	0,694	45,15
IPE 180	18,8	180	91	5,3	8,0	9,0	23,9	164,0	146,0	M 10	48	48	0,698	37,13
IPE O 180+	21,3	182	92	6,0	9,0	9,0	27,1	164,0	146,0	M 10	50	50	0,705	33,12
IPE AA 200*	18,0	196,4	100	4,5	6,7	12,0	22,9	183,0	159,0	M 10	54	58	0,763	42,51
IPE A 200-	18,4	197	100	4,5	7,0	12,0	23,5	183,0	159,0	M 10	54	58	0,764	41,49
IPE 200	22,4	200	100	5,6	8,5	12,0	28,5	183,0	159,0	M 10	54	58	0,768	34,36
IPE O 200+	25,1	202	102	6,2	9,5	12,0	32,0	183,0	159,0	M 10	56	60	0,779	31,05
IPE AA 220*	21,2	216,4	110	4,7	7,4	12,0	27,0	201,6	177,6	M 12	60	62	0,843	39,78
IPE A 220-	22,2	217	110	5,0	7,7	12,0	28,3	201,6	177,6	M 12	60	62	0,843	38,02
IPE 220	26,2	220	110	5,9	9,2	12,0	33,4	201,6	177,6	M 12	60	62	0,848	32,36
IPE O 220+	29,4	222	112	6,6	10,2	12,0	37,4	201,6	177,6	M 10	58	66	0,858	29,24



Notations pages 205-209 / Bezeichnungen Seiten 205-209

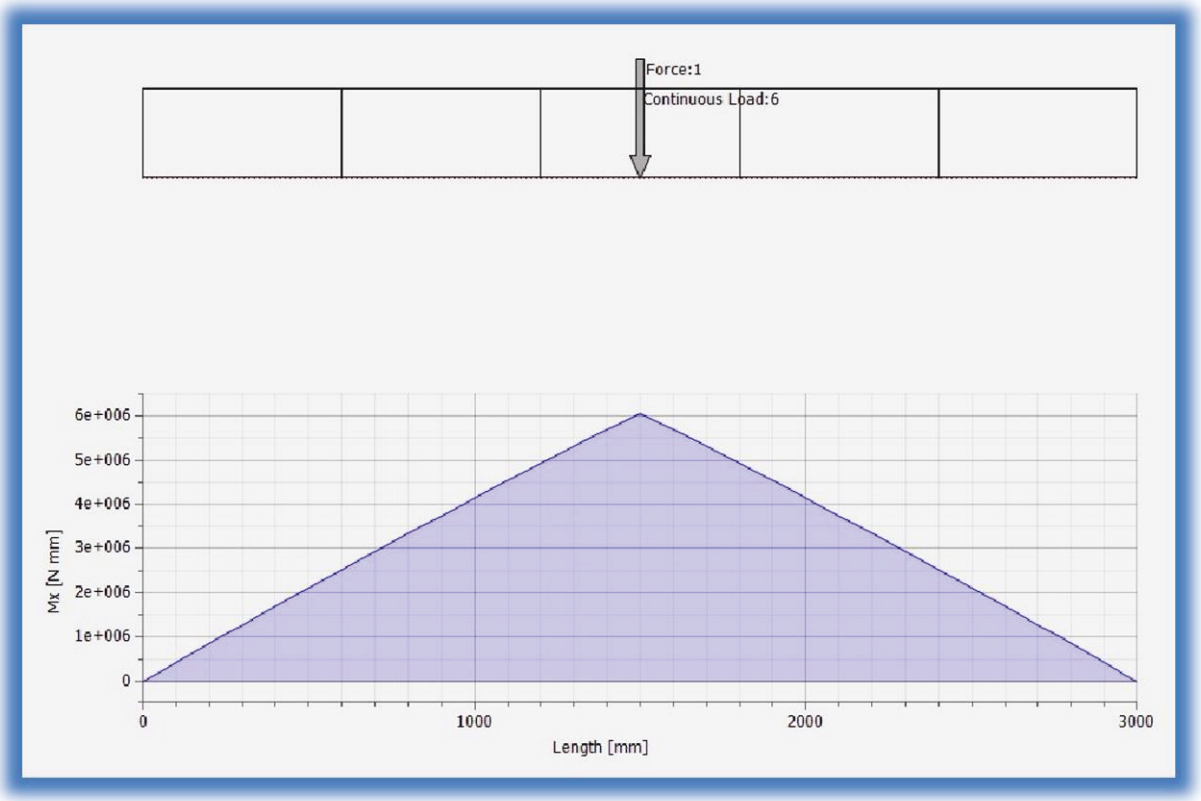
Désignation Designation Bezeichnung	G	Valeurs statiques / Section properties / Statische Kennwerte												Classification EN 1993-1-1: 2005						EN 10025-2: 2004	EN 10025-4: 2004	EN 10225:2001
		axe fort y-y strong axis y-y starke Achse y-y					axe faible z-z weak axis z-z schwache Achse z-z							Pure bending y-y			Pure compression					
		I_y	$W_{el,y}$	$W_{pl,y}$ ♦	i_y	A_{vz}	I_z	$W_{el,z}$	$W_{pl,z}$ ♦	i_z	s_s	I_t	I_w	S235	S355	S460	S235	S355	S460			
	kg/m	mm^4 x10^4	mm^3 x10^3	mm^3 x10^3	mm x10	mm^2 x10^2	mm^4 x10^4	mm^3 x10^3	mm^3 x10^3	mm x10	mm	mm^4 x10^4	mm^6 x10^9									
IPE AA 80	4,9	64,1	16,4	18,9	3,19	3,00	6,85	2,98	4,7	1,04	17,5	0,40	0,09	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE A 80	5,0	64,4	16,5	19,0	3,18	3,07	6,85	2,98	4,7	1,04	17,6	0,42	0,09	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE 80	6,0	80,1	20,0	23,2	3,24	3,58	8,49	3,69	5,8	1,05	20,1	0,70	0,12	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE AA 100	6,7	136	27,9	31,9	3,98	4,40	12,6	4,57	7,2	1,21	20,8	0,73	0,27	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE A 100	6,9	141	28,8	33,0	4,01	4,44	13,1	4,77	7,5	1,22	21,2	0,77	0,28	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE 100	8,1	171	34,2	39,4	4,07	5,08	15,9	5,79	9,2	1,24	23,7	1,20	0,35	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE AA 120	8,4	244	41,7	47,6	4,79	5,36	21,1	6,59	10,4	1,41	21,6	0,95	0,66	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE A 120	8,7	257	43,8	49,9	4,83	5,41	22,4	7,00	11,0	1,42	22,2	1,04	0,71	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE 120	10,4	318	53,0	60,7	4,90	6,31	27,7	8,65	13,6	1,45	25,2	1,74	0,89	1	1	-	1	1	-	✓		
IPE AA 140	10,1	407	59,7	67,6	5,64	6,14	33,8	9,27	14,5	1,63	22,4	1,19	1,46	1	1	-	1	2	-	✓		
IPE A 140	10,5	435	63,3	71,6	5,70	6,21	36,4	10,0	15,5	1,65	23,2	1,36	1,58	1	1	1	1	2	3	✓	✓	✓
IPE 140	12,9	541	77,3	88,3	5,74	7,64	44,9	12,3	19,3	1,65	26,7	2,45	1,98	1	1	1	1	1	2	✓	✓	✓
IPE AA 160	12,1	646	82,6	93,3	6,47	7,24	51,6	12,6	19,6	1,83	23,4	1,57	2,93	1	1	-	1	3	-	✓		
IPE A 160	12,7	689	87,8	99,1	6,53	7,80	54,4	13,3	20,7	1,83	26,3	1,96	3,09	1	1	1	1	3	4	✓	✓	✓
IPE 160	15,8	869	109	124	6,58	9,66	68,3	16,7	26,1	1,84	30,3	3,60	3,96	1	1	1	1	1	2	✓	✓	✓
IPE AA 180	14,9	1020	116	131	7,32	9,13	78,1	17,2	26,7	2,03	27,2	2,48	5,64	1	1	-	2	3	-	✓		
IPE A 180	15,4	1063	120	135	7,37	9,20	81,9	18,0	28,0	2,05	27,8	2,70	5,93	1	1	1	2	3	4	✓	✓	✓
IPE 180	18,8	1317	146	166	7,42	11,3	101	22,2	34,6	2,05	31,8	4,79	7,43	1	1	1	1	2	3	✓	✓	✓
IPE O 180	21,3	1505	165	189	7,45	12,7	117	25,5	39,9	2,08	34,5	6,76	8,74	1	1	1	1	1	2	✓	✓	✓
IPE AA 200	18,0	1533	156	176	8,19	11,4	112	22,4	35,0	2,21	32,0	3,84	10,1	1	1	-	2	4	-	✓		
IPE A 200	18,4	1591	162	182	8,23	11,5	117	23,4	36,5	2,23	32,6	4,11	10,5	1	1	1	2	4	4	✓	✓	✓
IPE 200	22,4	1943	194	221	8,26	14,0	142	28,5	44,6	2,24	36,7	6,98	13,0	1	1	1	1	2	3	✓	✓	✓
IPE O 200	25,1	2211	219	249	8,32	15,5	169	33,1	51,9	2,30	39,3	9,45	15,6	1	1	1	1	1	2	✓	✓	✓
IPE AA 220	21,2	2219	205	230	9,07	12,8	165	29,9	46,5	2,47	33,6	5,02	17,9	1	1	-	2	4	-	✓		
IPE A 220	22,2	2317	214	240	9,05	13,6	171	31,2	48,5	2,46	34,5	5,69	18,7	1	1	1	2	4	4	✓	✓	✓
IPE 220	26,2	2772	252	285	9,11	15,9	205	37,3	58,1	2,48	38,4	9,07	22,7	1	1	1	1	2	4	✓	✓	✓
IPE O 220	29,4	3134	282	321	9,16	17,7	240	42,8	66,9	2,53	41,1	12,3	26,8	1	1	1	1	2	2	✓	✓	✓

La feuille suivante est donne par les fournisseurs pour aider l'ingénieur à faire un calcul efficace et précis, tout en réfèrent à des valeurs tabulées et exacte.

Poutres 8 et 9

Results	
Length	3000.000 mm
Fx_{max}	-0.000 N
Fy_{max}	-4352.595 N
Fz_{max}	0.026 N
Mx_{max}	6069502.572 N mm
My_{max}	3.277 N mm
Mz_{max}	0.000 N mm
$Smax_{max}$	114.608 MPa
$Smin_{min}$	-114.608 MPa
$Smax(Mx)_{max}$	114.608 MPa
$Smax(My)_{max}$	0.000 MPa
$Smin(Mx)_{min}$	-114.608 MPa
$Smin(My)_{min}$	-0.000 MPa
$Saxial_{max}$	-0.000 MPa
Tx_{max}	0.000 MPa
Ty_{max}	9.452 MPa
T_{max}	-0.000 MPa

Le moment fléchissant dans la poutre est illustré par le graphe suivant :



Tout en connaissant les valeurs maximales on peut appliquer les formules de critères on aura :

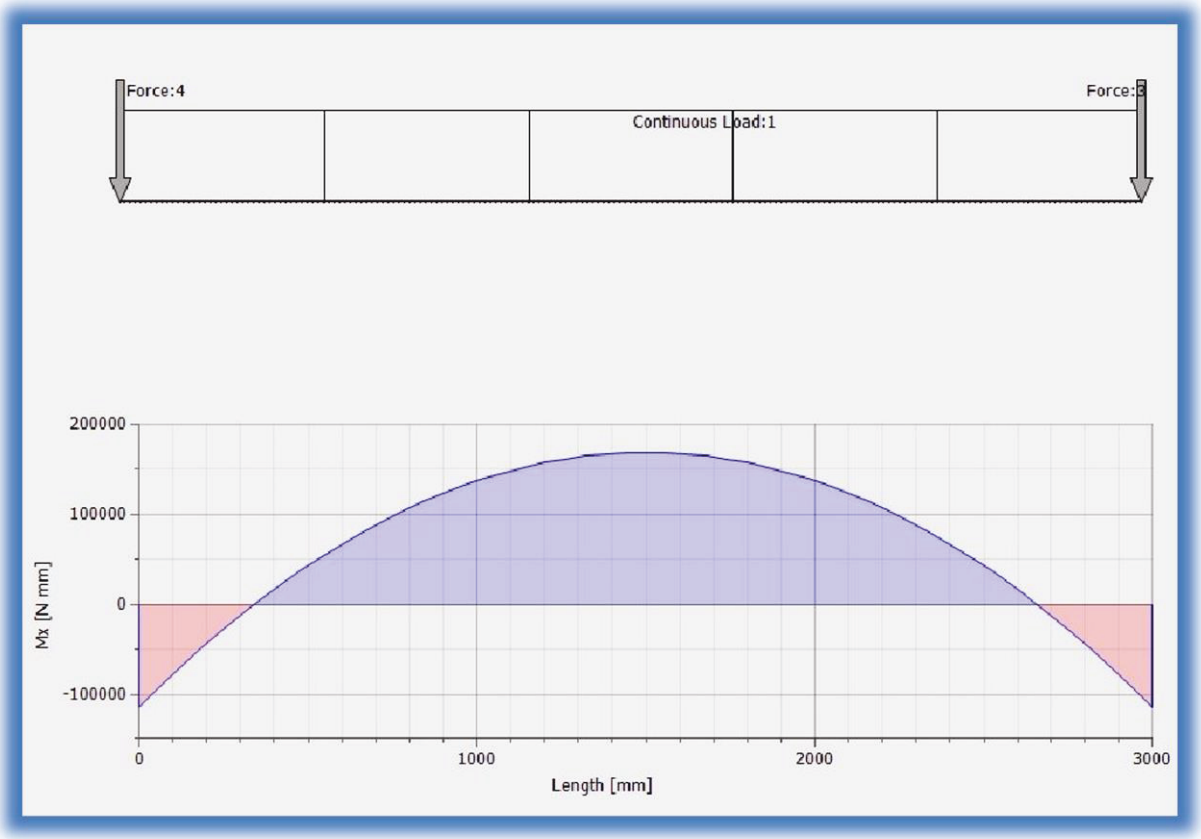
Poutres : 8 et 9		
Le critère de résistance	Moment Maximal M_f	6070 N.m
	σ_{ad}	240 E+06 Pa
	W	25.3 E-06 m3
	W (IPE 120)	50.3 E-06 m3
	Profil Convenable	
La condition de flèche	Longeur	3 m
	Flèche Maximale	13.78 mm
	L/200	15.00 mm
	Profil Convenable	

Note : Si ces profils ne sont pas convenables on choisit une plus grande valeur.

Poutres 7 et 10

Results	
Length	3000.000 mm
Fx_{max}	-0.000 N
Fy_{max}	377.789 N
Fz_{max}	52.175 N
Mx_{max}	168953.820 N mm
My_{max}	9.333 N mm
Mz_{max}	0.000 N mm
$Smax_{max}$	3.152 MPa
$Smin_{min}$	-3.231 MPa
$Smax(Mx)_{max}$	3.190 MPa
$Smax(My)_{max}$	0.001 MPa
$Smin(Mx)_{min}$	-3.190 MPa
$Smin(My)_{min}$	-0.001 MPa
$Saxial_{max}$	-0.039 MPa
Tx_{max}	0.000 MPa
Ty_{max}	-0.820 MPa
T_{max}	-0.000 MPa

Le moment fléchissant dans la poutre est illustré par le graphe suivant :



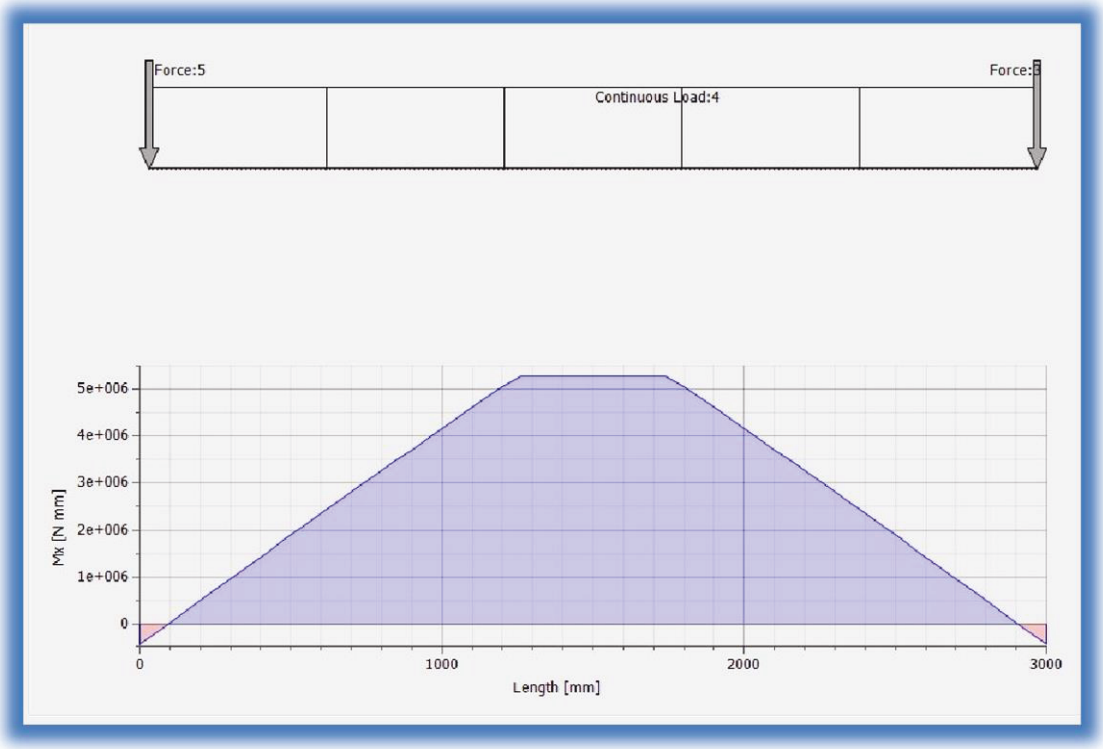
On suit la même démarche que celle suivie précédemment :

Poutres : 7 et 10		
Le critère de résistance	Moment Maximal M_f	180 N.m
	σ_{ad}	240 E+06 Pa
	W	75.0 E-08 m3
	W (IPE 80)	20.0 E-06 m3
	Profil Convenable	
La condition de flèche	Longeur	3 m
	Flèche Maximale	2.00 mm
	L/200	15.00 mm
	Profil Convenable	

Poutres 5 et 6

Results	
Length	3000.000 mm
Fx_{max}	-0.026 N
Fy_{max}	4730.190 N
Fz_{max}	187.159 N
Mx_{max}	5287225.702 N mm
My_{max}	21.645 N mm
Mz_{max}	-7443.587 N mm
$Smax_{max}$	99.697 MPa
$Smin_{min}$	-99.980 MPa
$Smax(Mx)_{max}$	99.836 MPa
$Smax(My)_{max}$	0.003 MPa
$Smin(Mx)_{min}$	-99.836 MPa
$Smin(My)_{min}$	-0.003 MPa
$Saxial_{max}$	-0.142 MPa
Tx_{max}	0.000 MPa
Ty_{max}	-10.272 MPa
T_{max}	4.347 MPa

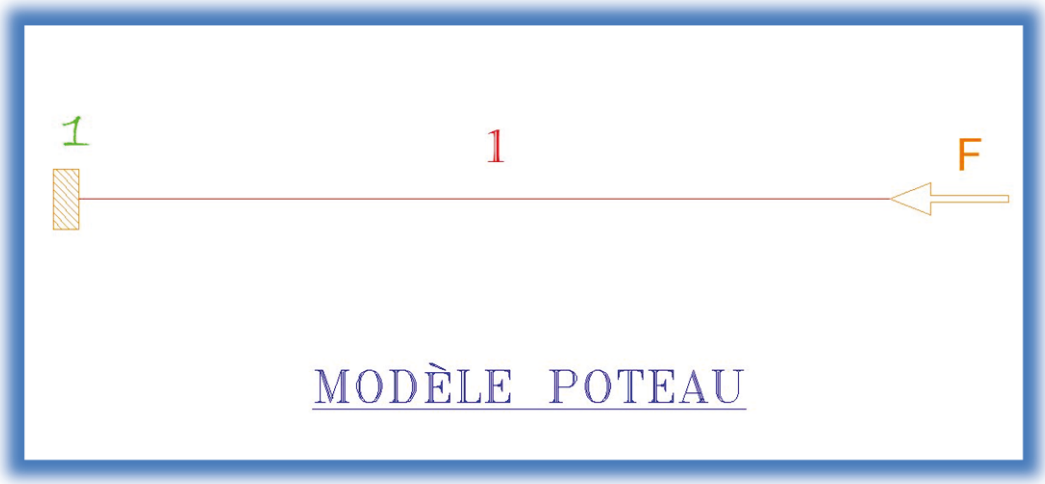
Le moment fléchissant dans la poutre est illustré par le graphe suivant :



On suit la même démarche que celle suivie précédemment:

Poutres : 5 et 6		
Le critère de résistance	Moment Maximal M_f	5290 N.m
	σ_{ad}	240 E+06 Pa
	W	22.0 E-06 m3
	W (IPE 120)	50.3 E-06 m3
	Profil Convenable	
La condition de flèche	Longeur	3 m
	Flèche Maximale	13.00 mm
	L/200	15.00 mm
	Profil Convenable	

Poteaux 1, 2,3, et 4



Vérification de la stabilité de la structure en flambement selon les règles CM66

La condition de stabilité d'un système, symétrique ou dissymétrique, dans laquelle la flexion comprime la fibre à la distance « v » s'écrit :

$$K\ x\ \sigma + K_f\ x\ \sigma_f \leq \sigma_e$$

Avec :

$\sigma = \frac{N}{S}$: Contrainte pondérée de compression simple (MPa)

Où :

N : Effort de compression exercé sur le poteau

S : Section brute du profil

N= 6.064 KN et S= 1321.022 mm^2

Alors :

$$\sigma = \frac{6.064\ x\ 10^3}{1321.022\ x\ 10^{-6}} = 4.59\ MPa$$

Et :

$K = \frac{\mu-1}{\mu-1.3}$: Coefficient d'amplification des contraintes de compression.

Où :

$\mu = \frac{\sigma_K}{\sigma}$: Coefficient d'éloignement de l'état critique, dont la valeur ne doit jamais être inférieure à 1.3.

$\sigma_K = \frac{\pi^2\ x\ E}{\lambda_K^2}$: Contrainte critique d'Euler (MPa)

$\lambda_K = \frac{L_k}{i}$

Où :

L_K : Longueur de flambement (m)

i : rayon de giration minimal du profil

$L_k = L_m\ x\ \frac{5+2K_1}{5+K_1}$ (Cas de pieds encastrés) et $K_1 = \frac{I_m x L_t}{L_m x I_t}$

Avec :

I_m, L_m : Respectivement, le moment d'inertie et la longueur du profile du poteau

I_t, L_t : Respectivement, le moment d'inertie et la longueur du profile de la poutre

I_m = 318 x 10^4 mm^4, I_t = 318 x 10^4 mm^4; L_m = 3.5 m ; L_t= 3 m;

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{3177533\ mm^4}{13.2\ cm^2}} = 49.04\ mm$$

Avec : I, S : moment d'inertie et section du profil poteau (I = 318 cm^4 et S = 13.2 cm^2)

$$K_1 = \frac{I_m x L_t}{L_m x I_t} = 0.86 \ ;$$

$$L_k = L_m \, x \frac{5 + 2K_1}{5 + K_1} = 4 \ \ m;$$

$$\lambda_K = \frac{L_k}{i} = \ 81.56 \ \ ;$$

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \, x \, E}{\lambda_K^2} = \ \ 311.6 \ \ \ MPa;$$

$$\mu = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \ \ 67.9 \ \ ;$$

Par suite :

$$K = \frac{\mu - 1}{\mu - 1.3} = \ \ \ 1.004 \ \ \ ;$$

$\sigma_f = \frac{M_f}{\left(\frac{I}{v}\right)_x}$: Contrainte de flexion (MPa)

Où :

M_f : Moment de flexion exercé sur le poteau

$\left(\frac{I}{v}\right)_x$: Module de résistance du profil du poteau

$M_f = M_c =$ 2700 N.m ; et $\left(\frac{I}{v}\right)_x$ = 53 x10^3 mm^3

Alors :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\left(\frac{I}{v}\right)_x} = \ \ 50.94 \ \ \ \ \ \ Mpa.$$

Et :

$K_f = \frac{\mu + \alpha}{\mu - 1.3}$: Coefficient d'amplification des contraintes de flexion.

Où $\alpha = 0.03$ (cas d'une charge uniformément repartie) ; et μ = ?????.

Donc :

$$K_f = \frac{\mu + \alpha}{\mu - 1.3} = 1.02 \quad ;$$

Enfin :

$$K\ x\ \sigma + \ K_f\ x\ \sigma_f \ = \ 1.004\ x\ 4.59 \ + \ 1.02\ x\ 50.94;$$

$$K\ x\ \sigma + \ K_f\ x\ \sigma_f \ = \ 56.56\ Mpa \ < \sigma_e = 240\ MPa.$$

Le résultat, ainsi obtenu, montre que la structure est stable au flambement.

B. Deuxième Partie : Stockage de la Poudre

I. Transport des matériaux

1. Les Convoyeurs

1.1. Introduction

Un convoyeur est la solution dans la ligne de production. C'est une pièce commune de l'équipement de manutention mécanique qui déplace les matériaux d'un emplacement à un autre. Les convoyeurs sont particulièrement utiles dans des applications impliquant le transport de matériaux lourds ou encombrants. C'est un système de transport qui permet le transport rapide et efficace pour une grande variété de matériaux. De nombreux types de systèmes de transport sont disponibles, et sont utilisés en fonction des différents besoins des différentes industries.

1.2. Convoyeurs à bande :

- Description : C'est un dispositif de transport permettant le déplacement continu de marchandise en vrac ou de charges isolées.
- Utilisation : Ils sont employés dans l'industrie, les mines et l'agriculture pour le déplacement généralement à courte distance. Ils ont des emplois très variés. Ils peuvent être conçus pour transporter uniquement des charges isolées selon des trajectoires ou courbes, ascendantes ou descendantes.
- Principes et composants : Ils sont composés d'un tambour de commande motorisé muni d'un rouleau de retour avec un guide.

1.3. Configuration :

En choisissant un type de convoyeur, il faut tenir compte de facteurs tel que :

- La densité du matériau
- La taille et la forme des morceaux
- Le coefficient de friction entre le matériau et la surface de contact
- Les conditions environnementales
- La longueur du convoyeur
- L'inclinaison du convoyeur
- La vitesse du fonctionnement

On désire faire un modèle de convoyeur qui peut être une solution dans une ligne de production pour maintenir un fonctionnement continu.

Le convoyeur va transporter les matériaux après avoirs terminée le processus de l'extraction de potasse pour remplir des réservoirs ou des silos. C'est pour cela on va étudier le cas d'un convoyeur à bande pour pouvoir acquérir sa fonction.

Dans notre projet on tient compte de faire l'étude du convoyeur, sélectionner les différentes composantes et faire le calcul nécessaire pour la vérification de la fiabilité du système.

Données :

Dans notre exercice on va faire l'étude d'un convoyeur de longueur 120 m qui va décharger à une hauteur de 8 m et transportant un débit de 30 m^3/h de potasse de densité 1281.5 Kg/m^3

2. Calcul du convoyeur

Le calcul des convoyeurs est basé sur le standard « The Conveyor Equipment Manufacturers Association » (CEMA)

L'étude du convoyeur est principalement basée sur le matériau convoyé

Characteristics and Conveyability of Bulk Materials

Table 3-3. Material characteristics and weight per cubic foot.

Material	Average weight (lbs/cu ft)	Angle of repose (degrees)	Recommended maximum inclination (degrees)	Code
Paper pulp stock	40-60	19		*E15MV
Peanuts, in shells	15-24	30-44		D35Q
Peanuts, shelled	35-45	30-44		C35Q
Peas, dried	45-50			C15NQ
Petroleum coke (see coke)	—			—
Phosphate, acid, fertilizer	60	26	13	B25T
Phosphate, triple super, ground fertilizer	50-55	45	30	B45T
Phosphate rock, broken, dry	75-85	25-29	12-15	D26
Phosphate rock, pulverized	60	40	25	B36
Polyethylene pellets	35	23		B25PQ
Polystyrene pellets	35	23		B25PQ
Polyvinyl chloride	20-30	45		A45KT
Potash (muriate), dry	70	20-29		B27
Potash (muriate), mine run	75	30-44		D37
Potash salts, sylvite, etc.	80	20-29		B25T
Potassium carbonate	51	20-29		B26
Potassium chloride, pellets	120-130	30-44		C36T
Potassium nitrate	76-80	20-29		C26T
Potassium sulfate	42-48	45		B36X
Pumice, ⅛ inch and under	40-45	45		B47
Pyrites, iron, 2- to 3-inch lumps	135-145	20-29		D26T
Pyrites, pellets	120-130	30-44		C36T
Quartz, ½ inch screenings	80-90	20-29		C27Z
Quartz, 1½- to 3-inch lumps	85-95	20-29		D27Z
Rice, hulled or polished	45-48	19	8	B15
Rice, rough	36	30-44		B35M
Rice grits	42-45	30-44		B35

De même l'angle de repose :

Table 3-1. Flowability–angle of surcharge–angle of repose.

Flow				
Very free flowing 1*	Free flowing 2*	Average flowing 3*		Sluggish 4*
Angle of Surcharge				
5°	10°	20°	25°	30°
Angle of Repose				
0-19°	20-25°	30-34°	35-39°	40° - up
Material Characteristics				
Uniform size, very small rounded particles, either very wet or very dry, such as dry silica sand, cement, wet concrete, etc.	*Rounded, dry polished particles, of medium weight, such as whole grain and beans.*	*Irregular, granular or lumpy materials of medium weight, such as anthracite coal, cottonseed meal, clay, etc.*	*Typical common materials such as bituminous coal, stone, most ores, etc.*	*Irregular, stringy, fibrous, interlocking material, such as wood chips, bagasse, tempered foundry sand, etc.*

*Code designations conform to bulk material characteristics chart, Table 3-2.

La vitesse du transport est 300 ft par minute

Table 4-3. 35-degree troughed belt—three equal rolls standard edge distance = 0.055b + 0.9 inch.

Belt Width (Inches)	A_t - Cross Section of Load (ft^2)							Capacity at 100 FPM (ft^3/hr)						
	Surcharge Angle							Surcharge Angle						
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	.144	.160	.177	.194	.212	.230	.248	864	964	1066	1169	1274	1381	1492
24	.278	.309	.341	.373	.406	.440	.474	1668	1857	2048	2241	2438	2640	2847
30	.455	.506	.557	.609	.662	.716	.772	2733	3039	3346	3658	3975	4300	4636
36	.676	.751	.826	.903	.980	1.060	1.142	4058	4508	4961	5419	5886	6364	6857
42	.940	1.044	1.148	1.254	1.361	1.471	1.585	5644	6266	6891	7524	8169	8830	9511
48	1.248	1.385	1.523	1.662	1.804	1.949	2.099	7491	8312	9138	9974	10825	11698	12598
54	1.599	1.774	1.950	2.128	2.309	2.494	2.686	9598	10646	11700	12768	13855	14969	16118
60	1.994	2.211	2.429	2.651	2.876	3.107	3.345	11966	13269	14580	15906	17257	18642	21058
72	2.913	3.229	3.547	3.869	4.197	4.532	4.879	17484	19378	21285	23215	25182	27196	29275
84	4.007	4.440	4.876	5.317	5.766	6.226	6.701	24043	26641	29256	31902	34597	37360	40210
96	5.274	5.842	6.415	6.994	7.584	8.189	8.812	31645	35058	38490	41966	45506	49134	52876

La puissance nécessaire au fonctionnement d'un convoyeur à bande, est dérivée de la force de tension efficace, T_e, nécessaire à la poulie pour propulser ou limiter le transporteur chargé à la vitesse de conception de la bande V, en fpm.

$$hp = \frac{T_e \times V}{33,000}$$

Pour déterminer la tension efficace, T_e, il est nécessaire d'identifier et d'évaluer chacune des forces agissant sur la bande transporteuse et contribuant à la tension nécessaire pour faire fonctionner la bande sur la poulie d'entraînement.
T_e est la synthèse finale des tensions produites par des forces telles que:

1. La charge gravitationnelle pour lever ou abaisser le matériel transporté.
2. La résistance de friction des composantes du convoyeur et de tous les éléments durant le fonctionnement à la capacité nominale.
3. La résistance du frottement du matériel durant le transport.
4. La force nécessaire pour accélérer le matériel d'une façon continue vu qu'il est amené sur le convoyeur par une goulotte ou d'un dispositif d'alimentation.

Pour calculer la tension efficace Te, on se base sur la formule suivante :

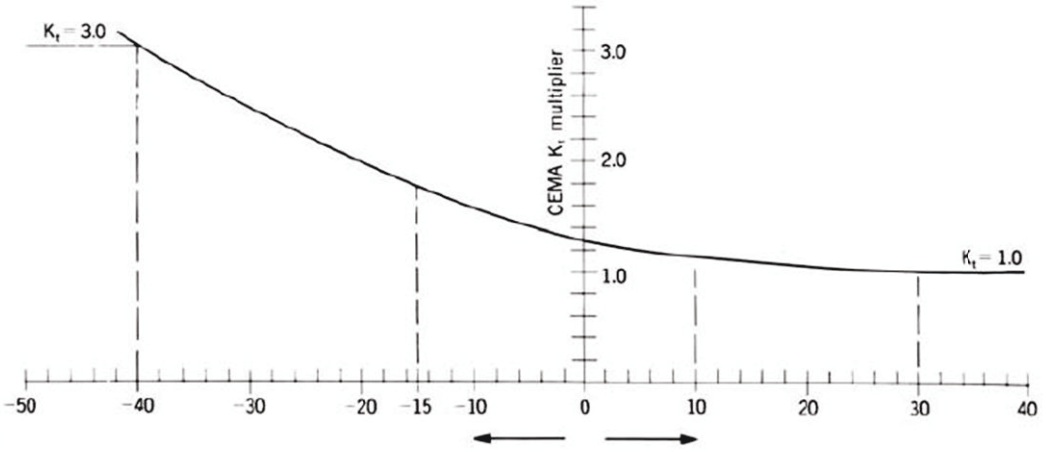
$$T_e = LK_t(K_x + K_y W_b + 0.015 W_b) + W_m(LK_y \pm H) + T_{am}$$

Avec:

- ✓ L : Longueur du convoyeur en ft
- ✓ K_t : Température Ambiante facteur de correction

K_t — Ambient Temperature Correction Factor

Idler rotational resistance and the flexing resistance of the belt increase in cold weather operation. In extremely cold weather the proper lubricant for idlers must be used to prevent excessive resistance to idler rotation.



On trouve que Kt = 1

- ✓ K_x : Facteur utilisé pour calculer la résistance de frottement des rouleaux et la résistance de glissement des rouleaux sur la courroie en lbs/ft

Values of K_x can be calculated from the equation:

$$K_x = 0.00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i}, \text{ lbs tension per foot of belt length} \quad (3)$$

A_i = 1.5 for 6" diameter idler rolls, CEMA C6, D6
A_i = 1.8 for 5" diameter idler rolls, CEMA B5, C5, D5
A_i = 2.3 for 4" diameter idler rolls, CEMA B4, C4
A_i = 2.4 for 7" diameter idler rolls, CEMA E7
A_i = 2.8 for 6" diameter idler rolls, CEMA E6

Alors on trouve K_x = 0.883

- ✓ K_y : coefficient utilisé pour calculer l'ensemble des résistances de la bande et celle de la charge de flexion sur les rouleaux. utiliser la constante 0,015 à la place de Ky, Donc Ky = 0.015
- ✓ W_b : Poids de la courroie en lbs/ft par longueur de courroie. Lorsque cette variable est inconnue, on utilise le poids estimé moyen du tableau suivant

Table 6-1. Estimated average belt weight, multiple- and reduced-ply belts, lbs/ft.

Belt Width	Material Carried, lbs/ft^3		
inches (*b*)	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4.0	4.5
24	4.5	5.5	6.0
30	6.0	7.0	8.0
36	9.0	10.0	12.0
42	11.0	12.0	14.0
48	14.0	15.0	17.0
54	16.0	17.0	19.0
60	18.0	20.0	22.0
72	21.0	24.0	26.0
84	25.0	30.0	33.0
96	30.0	35.0	38.0

- ✓ W_m : Poids des matériaux en lbs/ft de courroie.

$$W_m = \frac{Q \times 2,000}{60 \times V} = \frac{33.33 \times Q}{V}$$

On a V = 300 FPM et Q = 30 m^3/h = 1060 ft^3/h

Q = 1060 x 80 lbs/h = 84 800 lbs/h = 42.4 Tph

- ✓ H : Hauteur de déplacement en ft
- ✓ T_{am} : Tension résultant de la force de déplacement continu du matériel durant son alimentation

Tout calcul fait on obtient que la tension efficace requise pour fonctionner le convoyeur est T_e = 2224 N, ce qui nous permet de trouver la puissance du moteur : Q = 5 hp = 3.728 kW

II. Stockage des matériaux

1. Etude du Silo de stockage :

Les problèmes posés par des corps axisymétriques (ou corps de révolution) soumis à des chargements également axisymétriques figurent parmi ceux qu'on rencontre le plus souvent en génie mécanique.

En présence d'un axe de symétrie de révolution x, les contraintes et les déformations engendrées sont, par définition, indépendantes de l'angle θ.

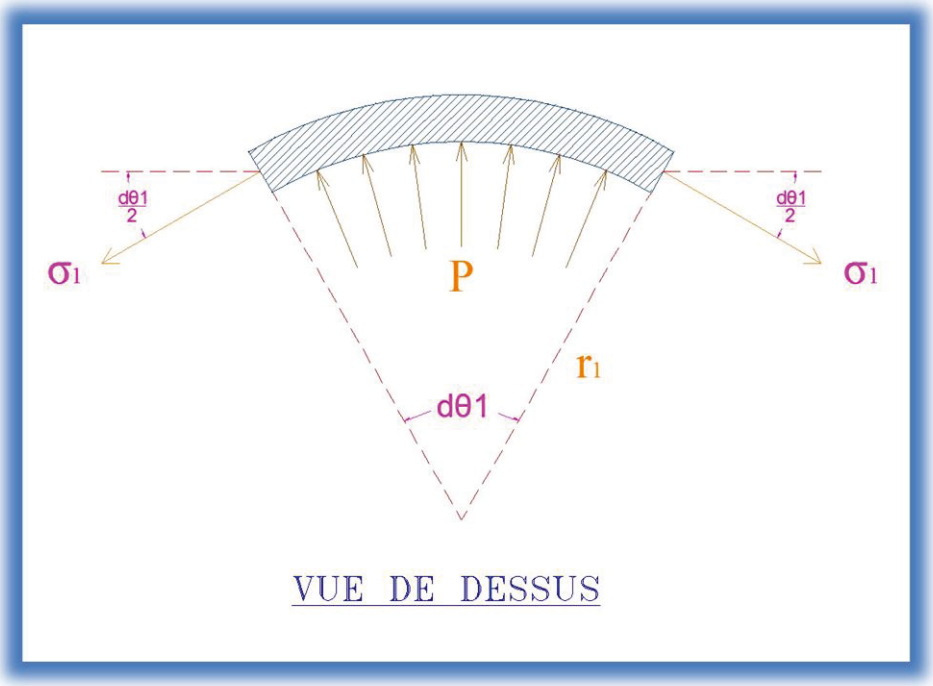
Les contraintes principales sont donc :

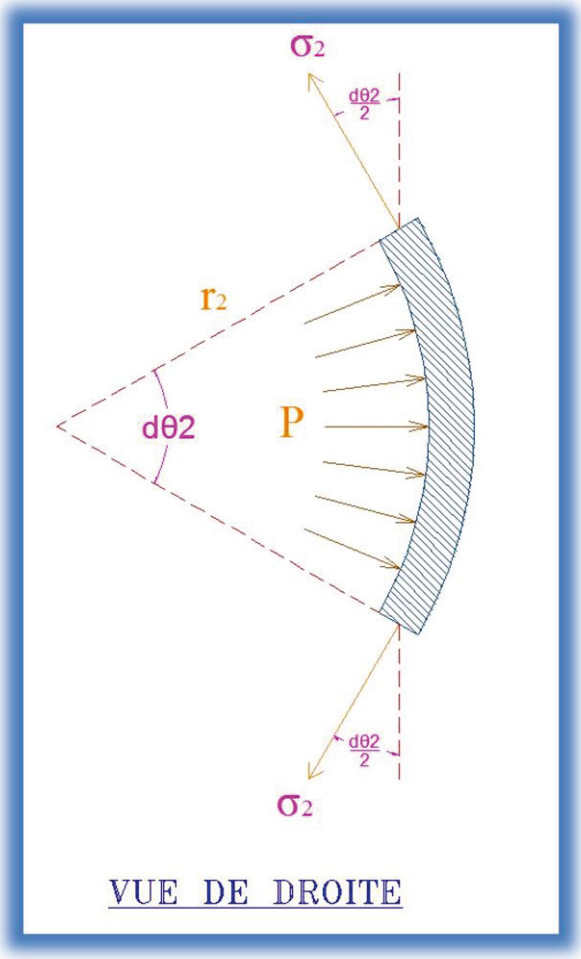
- la contrainte circonférentielle : σ_θ
- La contrainte Longitudinale : σ_L
- La contrainte radiale : σ_r

Les corps à paroi mince:

Nous distinguons en général deux courbures principales, donc deux rayons de courbure : le premier rayon (rayon méridional r_1), qui est situé dans un plan méridien auquel appartient l'axe de révolution sous-tend l'angle $d\theta_1$ (le rayon r_1 peut être infini dans le cas d'un cylindre ou d'un cône) Le second rayon (rayon circonférentiel r_2) dont la longueur est la distance qui sépare la paroi de l'axe de révolution x, sous-tend l'angle $d\theta_2$

Les schémas suivant illustrent les contraintes et les angles.





σ_L normale au rayon r_1, représente la valeur moyenne de la contrainte agissant sur le côté de longueur dS_2, la contrainte σ_θ normale au rayon r_2, agit sur le côté de longueur dS_1.

$$\sum F_r = 0 : \quad 2\sigma_1 . r_2 . d\theta_2 . \sin\frac{d\theta_1}{2} . t + 2\sigma_2 . r_1 . d\theta_1 . \sin\frac{d\theta_2}{2} . t = P . r_1 . d\theta_1 . r_2 . d\theta_2$$

Or $d\theta_1$ et $d\theta_2$ très petites Donc :

$$\sin\frac{d\theta_1}{2} . = \frac{d\theta_1}{2} \; et \; \sin\frac{d\theta_2}{2} = \frac{d\theta_2}{2}$$

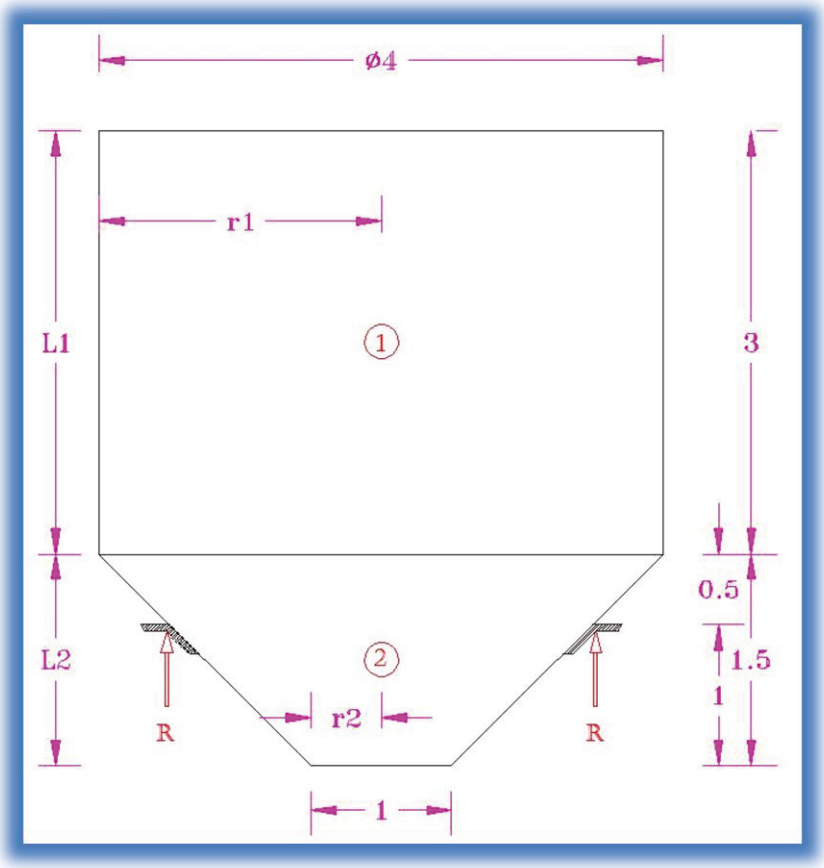
On aura :

$$\sigma_1 . r_2 . t . d\theta_1 . d\theta_2 + \sigma_2 . r_1 . d\theta_1 . d\theta_2 = P . r_1 . r_2 . d\theta_2 . d\theta_1$$

Alors :

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P}{t}$$

Le réservoir étudié est composé de deux parties :



La partie supérieure est cylindrique et la partie inférieure est conique et elle est supportée par une structure métallique au milieu de la partie conique.

La réaction aux appuis est égale à la somme du poids de fluide et le poids de la structure du réservoir avec une épaisseur préliminaire de 12 mm

Poids des matériaux :

$P_M = P_1 + P_2$

$$P_1 = \rho \, x \, g \, x \, \pi \, x \, r_1^2 x \, L_1$$

$$P_2 = \rho \, x \, g \, x \frac{\pi \, (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)}{3} x \, L_2$$

Poids de la structure :

$P_S = P_a + P_b$

$$P_a = \rho \, x \, g \, x \, 2 \, x \, \pi \, x \, r_1 x \, L_1$$

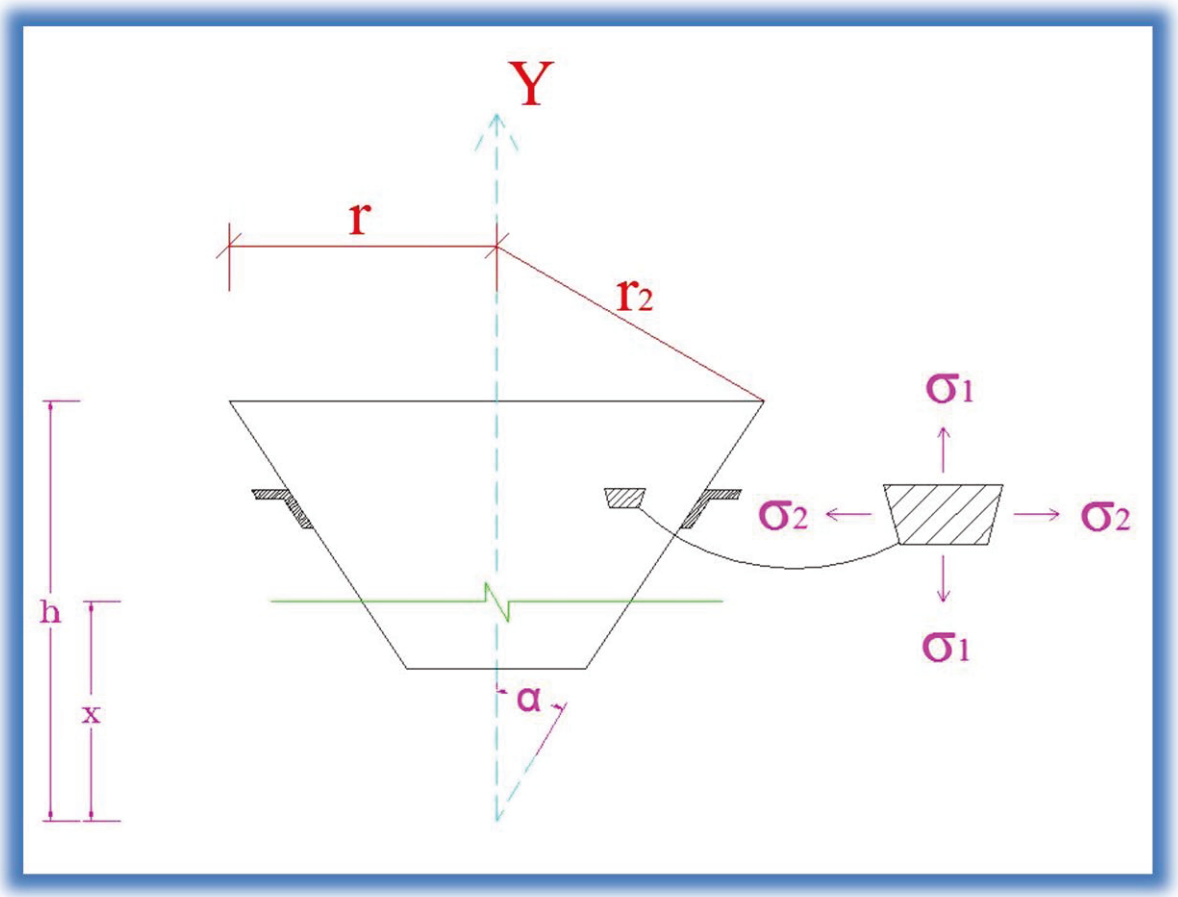
$$P_b = \rho \, x \, g \, x \, \pi \, x \, (r_1 + r_2) \, x \, \sqrt{L_2^2 + (r_1 - r_2)^2}$$

Donc $R_T = P_M + P_S$

La force précédente va être distribuée tout au long d'un support circulaire de diamètre d = 3 m donc de périmètre p = π. d = 9.425 m

Etude des contraintes :

Première coupure au-dessous des réactions d'appui – Partie Conique.



La pression dans le plan de la coupure est :

$$P = \rho \,.\, g \,.\, (h - x) \quad \text{avec} \quad x \in [0.75 : 1.75]$$

Le Cône est la révolution d'une ligne oblique autour d'un axe.

Par suite r_1 : rayon de courbure du profil tend vers l'infini

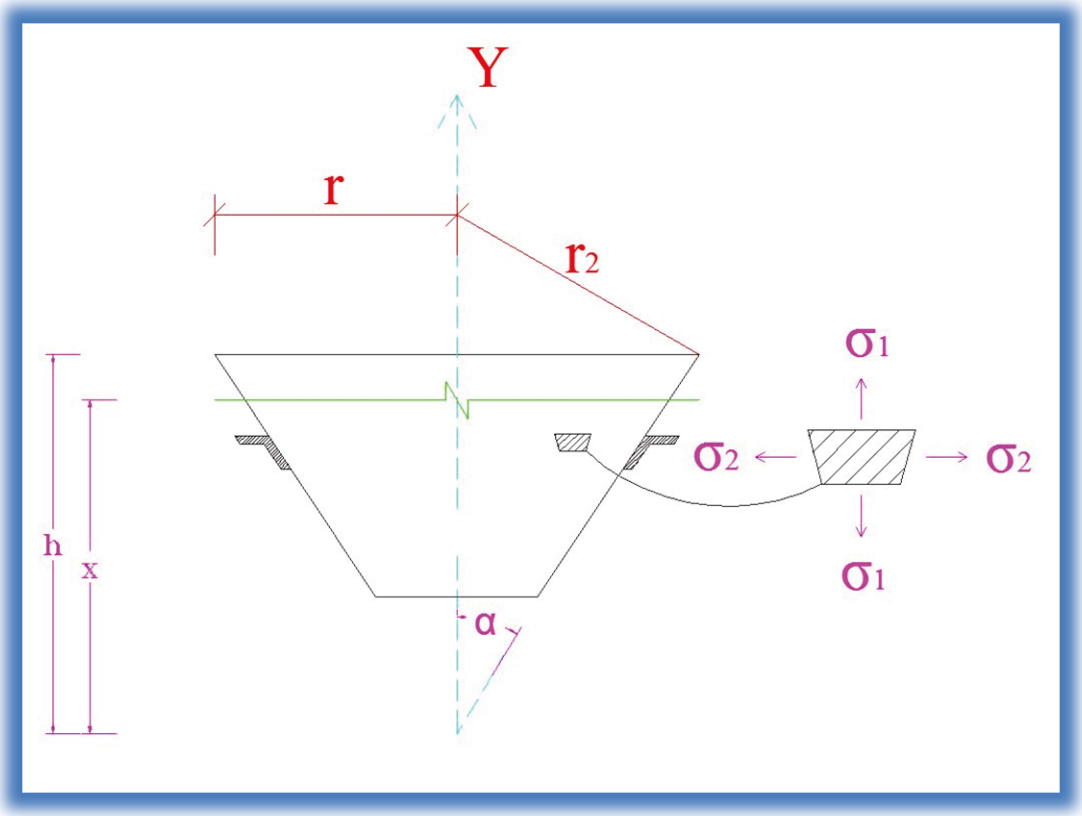
$$\sigma_2 = \frac{Pr_2}{t} = \frac{Pr}{t \cos \alpha} \; et \; r = x \,.\, \tan \alpha$$

$$\sigma_2 = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h - x).r}{t \,.\, \cos \alpha} = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h - x).x.\tan \alpha}{t \,.\, \cos \alpha}$$

$$\sum F_y = 0 : \qquad \sigma_1 . 2\pi r . t . \cos \alpha = P . \pi . r^2 + \frac{1}{3} \rho \,.\, g \,.\, \pi . r^2 . x$$

$$\sigma_1 = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h - x).x.\tan \alpha}{2.t.\cos \alpha} + \frac{\rho \,.\, g \,.\, x^2.\tan \alpha}{6.t \,.\, \cos \alpha}$$

Deuxième coupure au-dessus des réactions d'appui – Partie Conique.



La pression dans le plan de la coupure est :

$$P = \rho \,.\, g \,.\, (h - x) \quad \text{avec} \quad x \in [1.75 : 2.25]$$

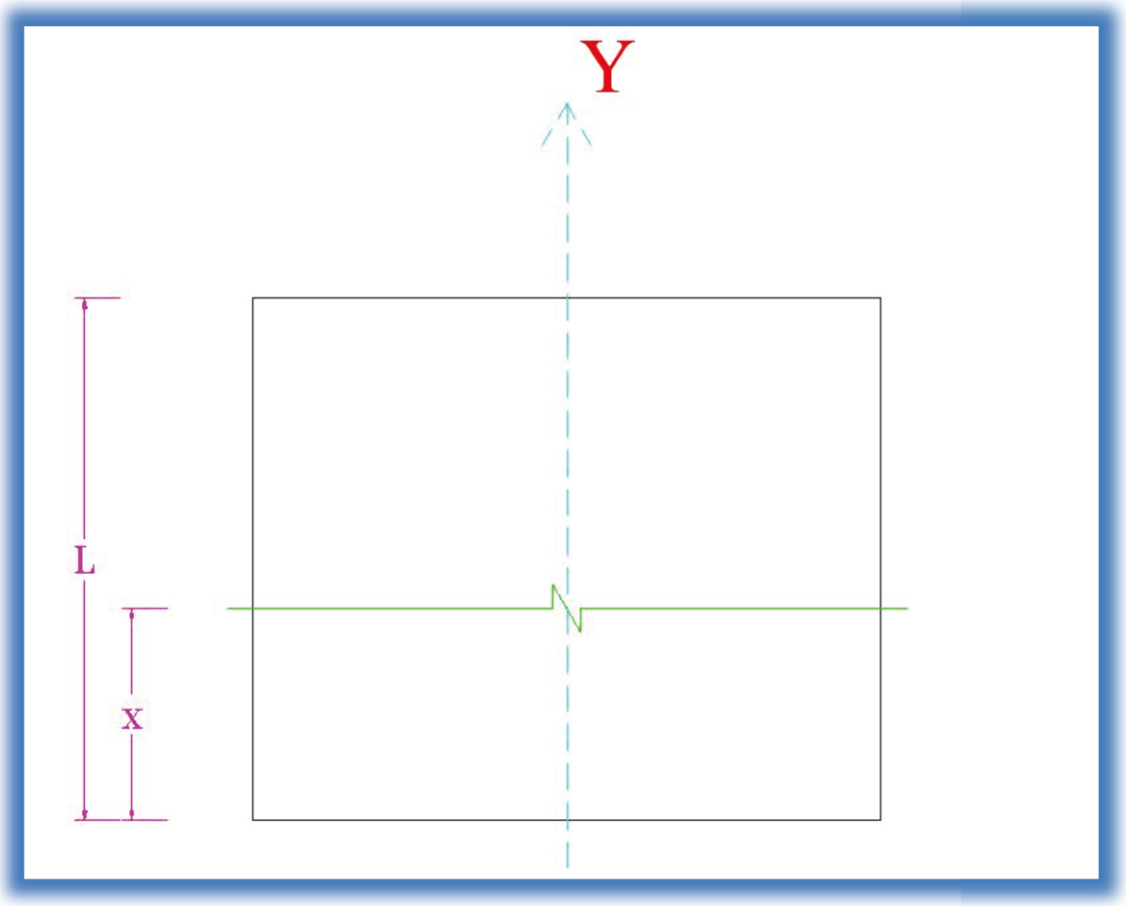
De même

$$\sigma_2 = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h-x).r}{t \,.\, \cos\alpha} = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h-x).x.\tan\alpha}{t \,.\, \cos\alpha}$$

$$\sum F_y = 0 : \qquad \sigma_1 . 2\pi r . t . \cos\alpha = P . \pi . r^2 + \frac{1}{3}\rho \,.\, g \,.\, \pi . r^2 . x \; - R_T$$

$$\sigma_1 = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (h-x).x.\tan\alpha}{2.t.\cos\alpha} + \frac{\rho \,.\, g \,.\, x^2.\tan\alpha}{6.t \,.\, \cos\alpha} - \frac{R_T}{2.\pi.r.t.\cos\alpha}$$

Troisième coupure – Partie Cylindrique



La pression dans le plan de la coupure est :

$$P = \rho \,.\, g \,.\, (L - x) \quad \text{avec} \quad x \in [0: 2.5]$$

Le cylindre est la révolution d'une ligne autour d'un axe.

De même que le cône, le rayon de courbure du profil « r_1 » tend vers l'infini

$$\sigma_2 = \frac{PR}{t}$$

$$\sum F_y = 0 : \qquad \sigma_1 . 2\pi R . t = P . \pi . R^2 + \rho \,.\, g . \pi . R^2 . x + \frac{1}{3}\rho \,.\, g \,.\, \pi . R^2 . H - R_T$$

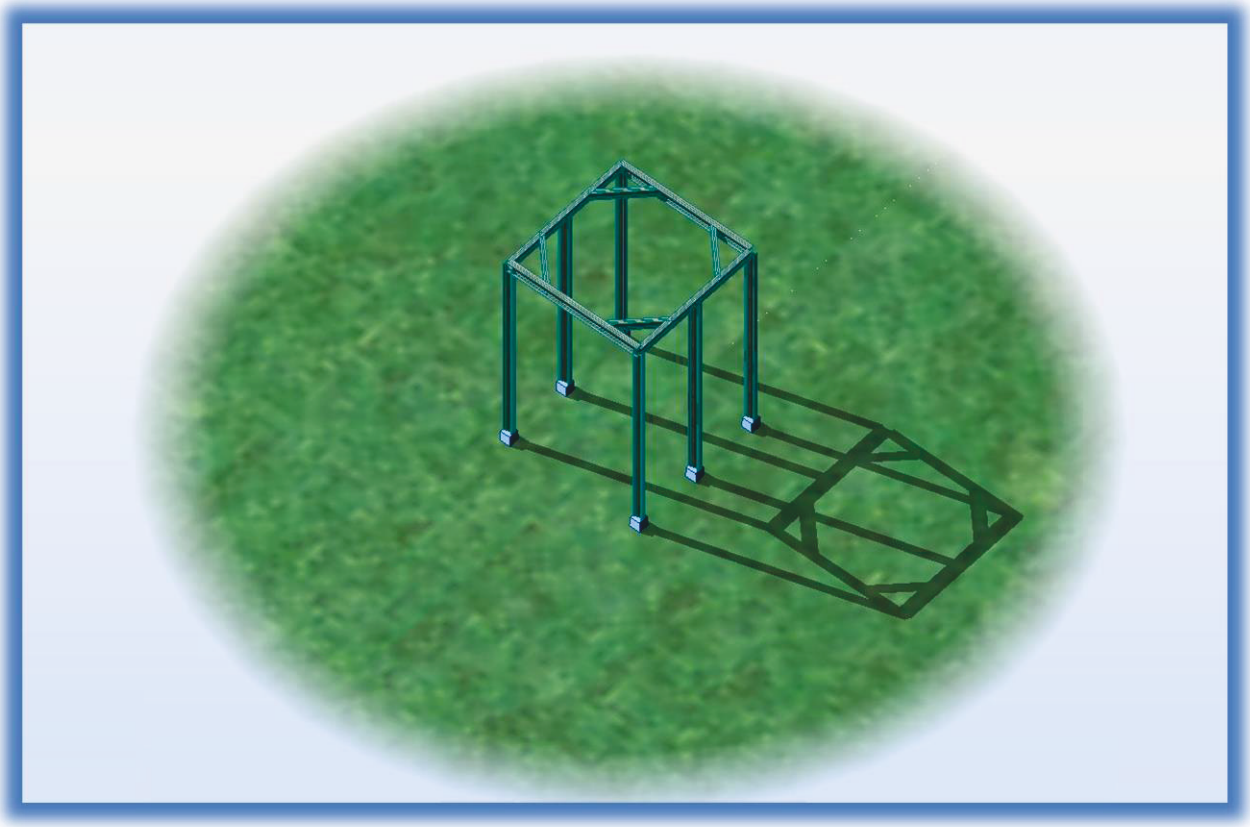
$$\sigma_1 = \frac{\rho \,.\, g \,.\, (L - x)\, R}{2.t} + \frac{\rho \,.\, g \,.\, R \,.\, x}{2.t} + \frac{\rho \,.\, g \,.\, R \,.\, H}{6.t} - \frac{R_T}{2.\pi.r.t}$$

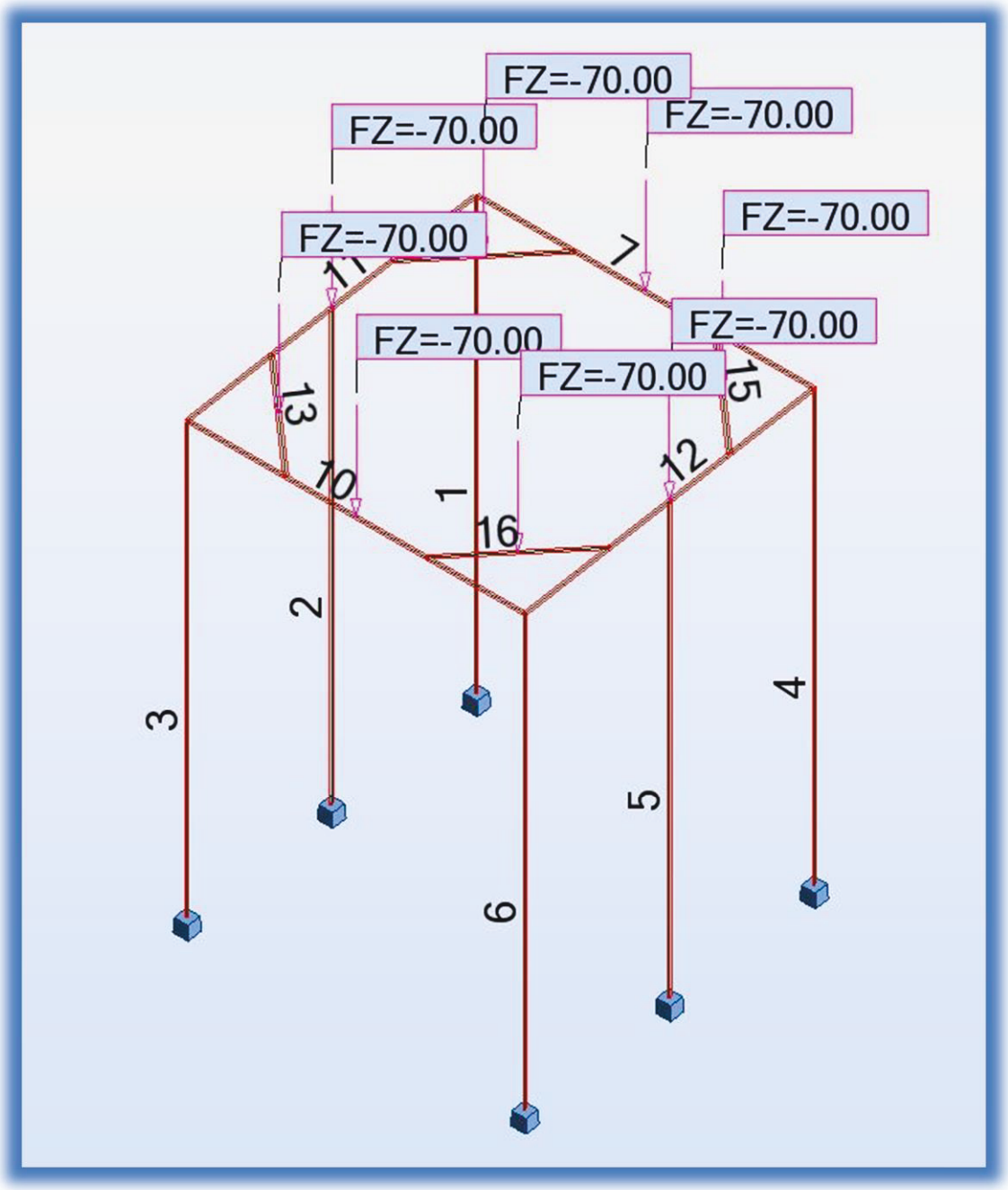
En remplaçant x par les valeurs extrêmes dans chaque partie on remarque que le cas le plus critique est le point inferieur du cône qui nous donne la contrainte maximale à laquelle l'épaisseur actuelle du silo va être dimensionnée.

L'épaisseur du silo est calculée suivant les formules précédentes et nous arrivons à une épaisseur convenable de 12 mm.

2. Etude de la structure supportant le silo

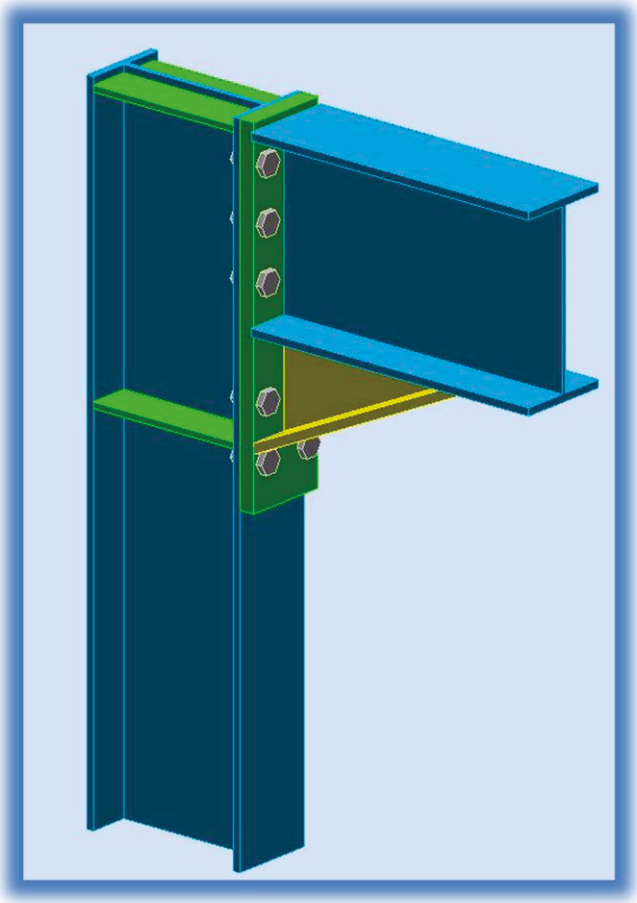
Le but de ce silo est de pouvoir charger les camions, par suite il faut maintenir une certaine hauteur pour que le camion puisse garer au-dessous de la structure, donc la structure est de hauteur 4.5 m cette dernière va être étudiée par le logiciel ROBOT.





Barre	Profil	Barre	Profil
1	HEA 200	10	IPE 240
2	HEA 220	11	IPE 200
3	HEA 200	12	IPE 200
4	HEA 200	13	IPE 180
5	HEA 220	14	IPE 180
6	HEA 200	15	IPE 180
7	IPE 240	19	IPE 180

3. Assemblage :



On distingue avant tout un assemblage par ses degrés de liaison, c'est-à-dire les mouvements relatifs indépendants interdits ou autorisés entre les pièces assemblées.

On distingue ensuite différents types d'assemblage, un assemblage peut être permanent ou démontable, direct ou indirect.

L'assemblage peut se faire suivant plusieurs façons ; soit avec des boulons ordinaires ou des boulons a haute résistance HR1 et HR2, soit par soudure, soit en utilisant les deux ensembles.

Une des formules utilisée pour les boulons:

$$F = T / n \text{ et } F \leq 0.3 \times 0.8 \times As \times \sigma ad_b$$

Où :

- ✓ F est la force exercée sur chaque boulon
- ✓ T la force totale exercée sur l'assemblage
- ✓ n est le nombre des boulons
- ✓ As est la section actuelle des boulons
- ✓ σad_b est la contrainte admissible des boulons

Par suite:

$Q1 \leq 0.3 \times 0.8 \times As \times \sigma ad_b$

$Q1 \leq 0.3 \times 0.8 \times As \times 9000 \text{ Kg/cm}^2$

Pour chaque cas d'assemblage on fait le même calcul pour sélectionner les boulons standard convenables.

Conclusion

La pertinence de ce projet se définit par la richesse des sections et domaines qu'il englobe. Notamment, il prend en considération l'étude de différents volets à l'instar de la construction analytique, la résistance des matériaux, l'assemblage, l'accouplement ainsi que d'autres critères importants.

L'avantage de l'intégration de l'automatisation dans ce travail apparait dans l'augmentation de la cadence de production. Elle favorise par la suite l'économie du temps de production.

Suite à ce projet, on pourrait ouvrir des horizons à d'autres. On peut citer notamment l'étude préventive et corrective de la maintenance industrielle ainsi que celle des matériaux.

La mer morte est localisée dans une région très délicate, sa situation à la bordure les deux pays, Jordanie et Israël, la confronte à une concurrence permanente pour l'extraction de l'eau salée pour des intérêts industrielles.

Avec une étude préliminaire, nous pouvons trouver le coût du projet à environ 4 millions de dollars américains.

Bibliographie

- Hervé Oudin, « Méthode des éléments finis », centrale Nantes, version 1 (26 novembre 2008).
- ESDEP, « éléments structuraux », APK.
- Aram Samikian, Analyse et calcule des structures.
- Michel Cazenave, « méthode des éléments finis », l'usine nouvelle DUNOD.
- Bazergui, A., Bui-Quoc T., Biron, A., McIntyre G., Laberge, C. *Résistance Des Matériaux – 3eme Édition*, Presses Internationales Polytechniques, 2002
- The Conveyor Equipment Manufacturers Association » (CEMA), *6eme Édition.*
- Logiciel, ROBOT, Autodesk Robot Structural Analysis Professional, 2011
- Logiciel, INVETOR, Autodesk Inventor Professional, 2012
- Logiciel, CAESAR, INTERGRAPH, 2013
- Centre technique industriel de la construction métallique 1992 Règles de calcul des Constructions en acier CM66 et Additif 80.
- Jean MOREL 1995 Conception et calcul des structures métalliques. Eyrolle presse
- BEZ et HIRT 1995, Construction métallique, Notion fondamentales et méthodes de Dimensionnement .Ecole polytechnique de Lausanne.
- Paraschivoiu I., Prud'homme M., Robillard L., Vasseur P., Mécanique Des Fluides, Presses Internationales Polytechniques, 2003.

Annexe