CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

PARIS

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir le

DIPLOME D'INGENIEUR DU CNAM

SPECIALITE :

Mécanique des structures et des systèmes

par

Bruno MULLER

Conception et optimisation mécanique du transport laser de puissance du futur instrument HED sur l'installation Européenne XFEL.

Soutenu le 22 mai 2014

JURY

PRESIDENT :

Claude Blanzé	Professeur des universités LMSSC, Cnam Paris

MEMBRES :

Olivier Desmet	Maître de conférences LMSSC, Cnam Paris
Antoine Legay	Maître de conférences LMSSC, Cnam Paris
Julie Albrecht	Ingénieur au LULI, Ecole Polytechnique Palaiseau
Motoaki Nakatsutsumi	Scientifique au XFEL, Hambourg

le cnam
École d'ingénieurs eicnam

European XFEL

Remerciements

En premier lieu je voudrais remercier Antoine Legay, tuteur de mon mémoire, pour son accompagnement, sa relecture et ses conseils.

Je voudrais exprimer ma gratitude envers Thomas Tschentscher, tuteur de mon stage au XFEL et responsable du groupe HED, de m'avoir accueilli et d'avoir pris du temps pour m'aider. Votre exigence m'a permis d'aller au bout des choses, et m'a appris à ne pas m'arrêter aux premières idées.

Je voudrais remercier Motoaki Nakatsutsumi, responsable de la salle d'expérience HED et du transport faisceau, pour le travail réalisé ensemble avec un plaisir constant durant ces 6 mois de stage. Merci aussi, de m'avoir proposé ce sujet de stage passionnant.

Impossible d'oublier les autres membres de l'équipe HED : Karen Appel, Alexander Pelka et Ian Thorpe. Merci pour tous ces bons moments passés en votre compagnie !

Je remercie aussi le laboratoire LULI, où je travaille depuis 7 ans, qui a toujours soutenu ma formation au CNAM et m'a permis de partir à Hambourg pour réaliser mon stage.

Je salue également l'effort réalisé par ma famille et mes amis pour me détendre lors de ces joyeux week-ends qui ont ponctué la rédaction de ce mémoire.

Enfin, je voudrais remercier ma compagne Marine, qui m'apporte un soutien sans faille depuis le début de mon parcours au CNAM. Heureusement que tu es là !

Liste des abréviations, des sigles et des symboles

°	Degré (angle)
°C	Degré Celsius
CERN	Conseil Européen pour la Recherche Nucléaire
cm	Centimètre
DESY	DeutschesElektronen-Synchrotron
fs	Femtoseconde
FXE	Femtosecond X-ray Experiments
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
GPa	Giga pascal
GW	Gigawatt
HE	High-energy
HED	High-Energy Density matter experiments
HE-OL	High Energy - Optical Laser
Hz	Hertz
kg/m^2	Kilogramme par mètre carré
kg/m^3	Kilogramme par mètre cube
km	kilomètre
LHC	Large Hadron Collider
LMJ	Laser Méga Joule
m	Mètre
m.s^{-2}	Mètre par seconde carrée
MID	Materials Imaging and Dynamics
Mj	Mégajoule

mm	Millimètre
MPa	Mégapascal
nm	Nanomètre
Pa	Pascal
PEEK	Polyétheréthercétone
PP-OL	Pump–Probe Optical Laser
SASE	Self-Amplified Stimulated Emission.
SCS	Spectroscopy & Coherent Scattering
SOLEIL	Source Optimisée de Lumière d'Énergie Intermédiaire du LURE
SPB	Single Particles, clusters, and Biomolecules
SQS	Small Quantum Systems
TW	Térawatt
UHI	Ultra-highintensity
UHI-OL	Ultra High Intensity - Optical Laser
WP	Work Packages
XFEL	X-ray Free Electron Laser
µm	Micromètre
µm/s	Micromètre par seconde
µrad	Micro radian

Sommaire

Remerciements **3**

Liste des abréviations, des sigles et des symboles **4**

Sommaire **6**

Introduction **9**

1 Présentation générale **11**

1.1 Le projet XFEL 11
1.1.1 L'entreprise European XFEL 11
1.1.2 Comment fonctionne l'installation ? 12
1.1.3 Les possibilités de recherche 15
1.1.4 Emplacement (tunnels et hall expérimental) 15
1.1.5 Organisation 18

2 L'installation HED **19**

2.1 Localisation 20
2.2 Schéma global de l'installation 21
2.2.1 Trois lasers différents 22
2.2.2 Salle laser HED-LAS 24
2.2.3 Salle d'expérience HED-EXP 25
2.3 Calendrier 26

3 Le transport du laser UHI-OL **27**

3.1 Entre le compresseur et le point d'interaction 27
3.1.1 Transport par miroir 28
3.1.2 Environnement sous vide 29
3.1.3 Enceinte expérimentale 32
3.2 Les options possibles : deux trajets de faisceaux 33
3.2.1 Trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience 33
3.2.2 Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience 35
3.3 Stabilité du faisceau UHI : la clé de l'installation HED 36
3.4 Entrée de la problématique 37

4 Notre référent **38**

4.1 Principes de précision, répétabilité et résolution 38
4.1.1 La précision 39
4.1.2 Cercle de répétabilité 39
4.1.3 Résolution 40
4.2 Système de coordonnées 40
4.3 Calcul de l'angle minimal admissible sur les miroirs 41
4.3.1 Les erreurs angulaires et de translation des miroirs 41
4.3.2 Calcul de l'angle minimal admissible sur les miroirs 43

4.4 Vibrations des structures 45
4.4.1 Généralités et définitions 45
4.4.2 Description de la structure 48
4.4.3 Paramètres modaux et réponse de la structure 49
4.4.4 Analyse en fonction de la fréquence 50
4.4.5 Analyse modale ; Calcul en éléments finis 52
4.4.6 Modélisation de l'amortissement en dynamique linéaire 54
4.4.7 Notre ligne de conduite 56
4.5 Les sources excitatrices et d'erreurs 58
4.5.1 Normes VC-A VC-G 58
4.5.2 Vibrations du sol 59
4.5.3 Vibration du système de pompage 63
4.6 Calcul statique 65
4.6.1 Déformation lors de la mise sous vide 65
4.6.2 Pesanteur 66

5 Miroir 0 (après le compresseur) 67

5.1 Concept du support miroir découplé 67
5.2 Design 67
5.2.1 Système découplé 67
5.2.2 Support de la chambre à vide 69
5.2.3 Support du plateau optique 70
5.2.4 Support miroir 71
5.2.5 Système d'ajustements 72
5.3 Préparation à la simulation 75
5.3.1 Logiciel 76
5.3.2 Matériaux 76
5.3.3 Maillage 78
5.4 Analyse modale 80
5.4.1 Conditions aux limites 80
5.4.2 Résultat 80
5.4.3 Interprétation 81
5.5 Calcul statique (gravité) 82
5.5.1 Conditions aux limites 82
5.5.2 Résultat 83
5.5.3 Calculs 85
5.6 Calcul statique (vide) 87
5.6.1 Conditions aux limites 87
5.6.2 Résultat 88
5.6.3 Calculs 88
5.7 Conclusion 90

6 Trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience 91

6.1 Concept 91
6.2 Design : Le choix du granit 93
6.3 Préparation à la simulation 97
6.3.1 Matériaux 98
6.3.2 Maillage 98
6.4 Analyse modale 99

6.4.1 Conditions aux limites 99
6.4.2 Résultat 100
6.4.3 Interprétation 101
6.5 Calcul statique (gravité) 101
6.5.1 Conditions aux limites 102
6.5.2 Résultat 102
6.5.3 Calculs 105
6.6 Calcul statique (vide) 106
6.6.1 Conditions aux limites 106
6.6.2 Résultat 107
6.6.3 Interprétation 108
6.7 Conclusion 109

7 Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience. 110

7.1 Concept 110
7.2 L'ensemble support miroir 111
7.2.1 Système d'ajustements 113
7.3 Préparation à la simulation 114
7.3.1 Matériaux 114
7.3.2 Maillage 115
7.4 Analyse modale 115
7.4.1 Conditions aux limites 115
7.4.2 Résultat 116
7.4.3 Interprétation 117
7.5 Calcul statique (gravité) 117
7.5.1 Conditions aux limites 117
7.5.2 Résultat 118
7.5.3 Calculs 119
7.6 Calcul statique (vide) 120
7.6.1 Conditions aux limites 120
7.6.2 Résultat 121
7.6.3 Calculs 122
7.7 Conclusion 123

8 Choix du meilleur trajet d'un point de vue mécanique 124

9 Conclusion générale 127

10 Bibliographie 129

Annexes 140

Introduction

En juin 2007 le gouvernement allemand, supporté par une collaboration européenne, a officiellement donné le feu vert pour la construction d'un nouvel accélérateur linéaire au centre de recherche DESY[1] .Ce centre a été fondé le 18 décembre 1959 à Hambourg. C'est le centre de recherche en physique le plus important en Europe, après le CERN à Genève. Il est membre de la Helmholtz-Gemeinschaft[2]. Cette installation, qui sera construite sous terre entre le DESY et la ville de Schenefeld, aura une longueur de 3,4 km, et permettra la production d'impulsions de rayon X. Ce nouvel outil extrêmement puissant pour étudier les structures atomiques et la dynamique de la matière se nomme European XFEL[3]. Grace à leurs courtes durées d'impulsions (quelques femto-secondes) et leurs courtes longueur d'onde, ces rayons X permettront d'explorer de nouveaux domaines de chimie, de biologie et de science des matériaux. Ces connaissances permettront de guider la recherche vers de nouveaux produits pharmaceutiques, de mieux comprendre la structure des cellules biologiques, d'examiner les états de la matière en laboratoire qui se trouve naturellement à l'intérieur des planètes et des étoiles, et à fournir des indices importants pour résoudre les problèmes d'approvisionnement énergétiques auxquels nous sommes confrontés.

La construction et l'exploitation de l'European XFEL ont été confiées à une société à but non lucratif à responsabilité limitée de droit allemand,

---

[1]DESY (*Deutsches Elektronen-Synchrotron* : synchrotron allemand à électrons).

[2]La HelmholtzGemeinschaftDeutscherForschungszentren est le plus grand organisme de recherche allemand.

[3]X-ray Free Electron Laser.

l'European X-Ray Free-Electron Laser Facility GmbH (European XFEL GmbH) qui a de nombreux actionnaires internationaux.[4]

C'est dans ce contexte que j'ai effectué mon stage. J'ai conçu la partie "transport" d'un faisceau laser de puissance 100 TW[5] pour l'installation expérimentale HED. Celle-ci sera située dans la salle d'expérience de ce futur accélérateur à particules. Le but était de concevoir les supports miroirs ainsi que les structures environnantes : bâtis, enceinte à vide etc., le tout avec une très haute stabilité. En effet, le faisceau laser, de 100 mm de diamètre, doit parcourir une vingtaine de mètres, descendre d'un étage tout en ayant, une fois focalisé dans l'enceinte d'expérience, une stabilité temporelle suffisante pour garantir que le point focal ne se déplace tir à tir qu'au sein d'un cercle de répétabilité de 2 microns.

Ce mémoire se structure de la façon suivante :

Une première partie sera dédiée à la présentation de l'entreprise, de l'installation XFEL et de la problématique dont j'avais la charge lors de mon stage. Nous verrons ensuite sur quelles bases théoriques je me suis appuyé. Enfin, une dernière partie détaillera et analysera les différentes solutions possibles et celle choisie par le XFEL pour résoudre cette problématique.

[4] Allemagne, Danemark, Espagne, France, Hongrie, Italie, Pologne, Russie, République tchèque, Suède, Suisse.

[5] Térawatts (milliers de milliards de watts).

1 Présentation générale

1.1 Le projet XFEL

1.1.1 L'entreprise European XFEL

Actuellement en cours de construction dans la région de Hambourg, l'European XFEL sera une installation de recherche internationale. A ce moment-là, la société aura un effectif de plus de 250 personnes. En 2013, elle compte un peu plus de 200 salariés.

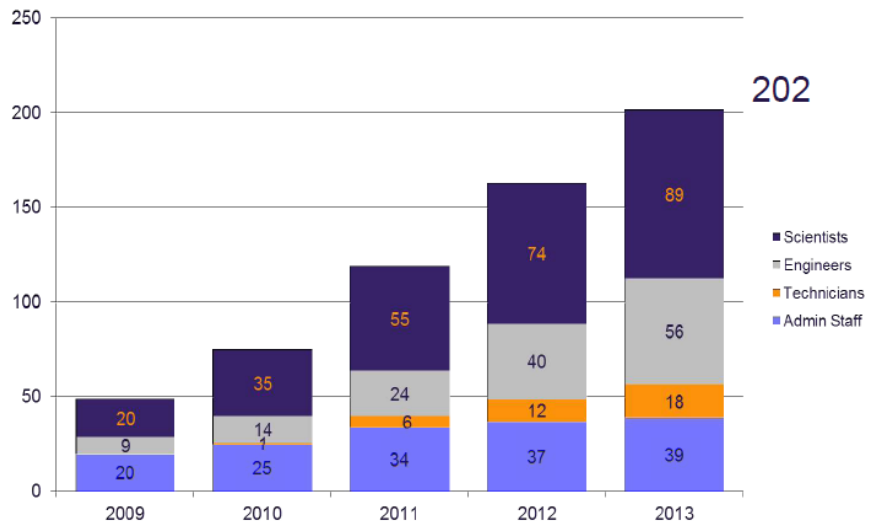


Figure 1: Evolution du nombre d'employé entre 2009 et 2013 au sein de l'entreprise XFEL.

Le personnel est composé pour moitié de personnes de nationalité allemande et pour l'autre d'une communauté internationale. La langue officielle de l'entreprise est l'anglais.

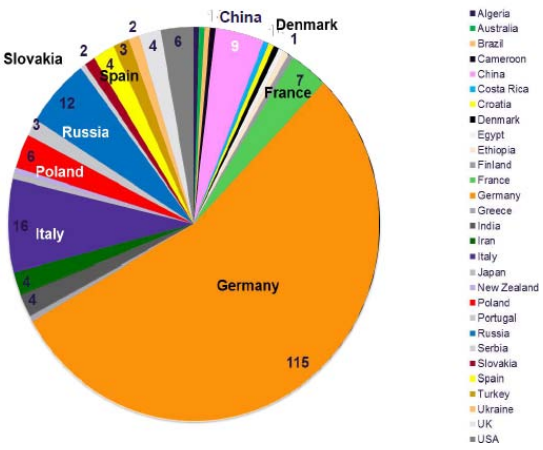


Figure 2:Diagramme circulaire représentatif des différentes nationalités du personnel.

1.1.2 Comment fonctionne l'installation ?

Un laser à électrons libres[6] est un type de laser qui fonctionne en utilisant des électrons qui ne sont pas liés à un atome, d'où l'adjectif " libres", pour créer des photons. La lumière produite est à la fois cohérente, intense et a, dans le cas du XFEL, une longueur d'onde située dans la gamme des rayons X.

Pour mieux comprendre, voici un découpage de l'installation en trois étapes importantes.

Tout commence par un accélérateur à particules, dans le cas de l'European XFEL il mesure 1,7 km de long. Il accélère des paquets d'électrons jusqu'à des énergies élevées et des vitesses proches de la vitesse de la lumière[7]. Ces électrons sont accélérés dans des cavités spéciales, qu'on appelle résonateurs. A l'intérieur, une onde radiofréquence oscillante transfère son énergie à des électrons.

[6]En anglais, free electron laser : FEL.

[7] 99,9999999998 % de la vitesse de la lumière !

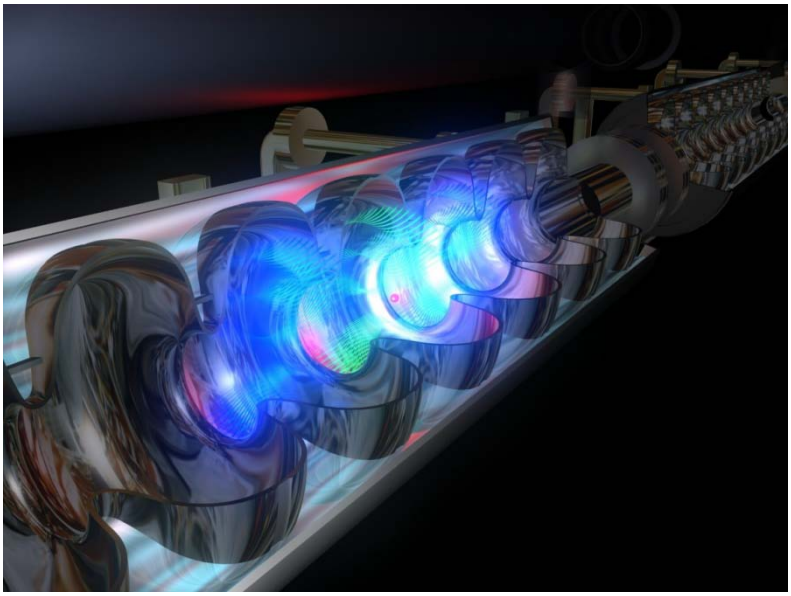


Figure 3:Vue d'artiste de l'intérieur d'un résonateur.

Les résonateurs sont constitués de niobium et sont supraconducteurs. Quand ils sont refroidis à des températures de -271 °C[8], ils perdent leurs résistances électriques. Le courant électrique circule alors sans perte et laquais-totalité de l'énergie électrique est transférée aux particules. Les spécifications de la source d'électrons sont très difficiles à satisfaire. La plus petite irrégularité au début, peut conduire une fois amplifié, à un faisceau d'électrons d'une qualité insuffisante.

Ces électrons ainsi accélérés continuent leurs courses vers les onduleurs sur une longueur de plus de 100 mètres. Dans cette partie, que l'on appelle SASE[9], un arrangement périodique d'aimants force les électrons à parcourir un slalom serré. Ces changements de trajectoire, changent constamment la vitesse des électrons qui libèrent donc leurs énergies sous forme d'un rayonnement qui s'amplifie de plus en plus[10]. C'est le principe de l'émission spontanée auto-amplifiée.

---

[8] Proche du zéro absolu (-273 °C).

[9]Self-amplified stimulated emission.

[10]Les rayons X vont plus vite que les électrons, ils dépassent donc le train d'électrons et interagissent avec eux. L'accélération de certains d'entre eux et le ralentissement des autres

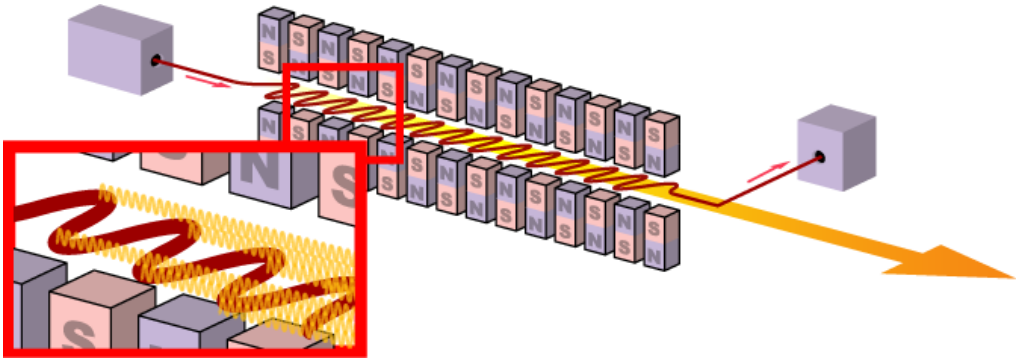


Figure 4 : Schéma de principe d'un onduleur.



Figure 5:Fin 2013, 60 onduleurs ont été reçus et testés.

Enfin la troisième partie est le hall expérimental. Comme on peut avoir plusieurs onduleurs (SASE) en même temps avec le même accélérateur à électrons, il est possible de générer un rayonnement ayant des propriétés différentes pour chaque station expérimentale. Dans un premier temps, le XFEL fournira cinq onduleurs avec six stations expérimentales.

---

entrainent une organisation progressive en une multitude de disques minces qui émettent des flashs de rayon X extrêmement courts et intenses.

1.1.3 Les possibilités de recherche

Avec 27 000 flashs de rayons X par seconde et un rayonnement un milliard de fois plus élevé que les meilleures sources de rayons X conventionnelles, cette installation ouvre la voie à des domaines de recherche qui étaient jusqu'à présent inaccessibles.

Cette nouvelle installation sera bénéfique à de nombreux domaines scientifiques :

- Biologie, médecine et pharmacologie.
- Chimie.
- Science des matériaux.
- Physique.
- Astrophysique et Plasma.

1.1.4 Emplacement (tunnels et hall expérimental)

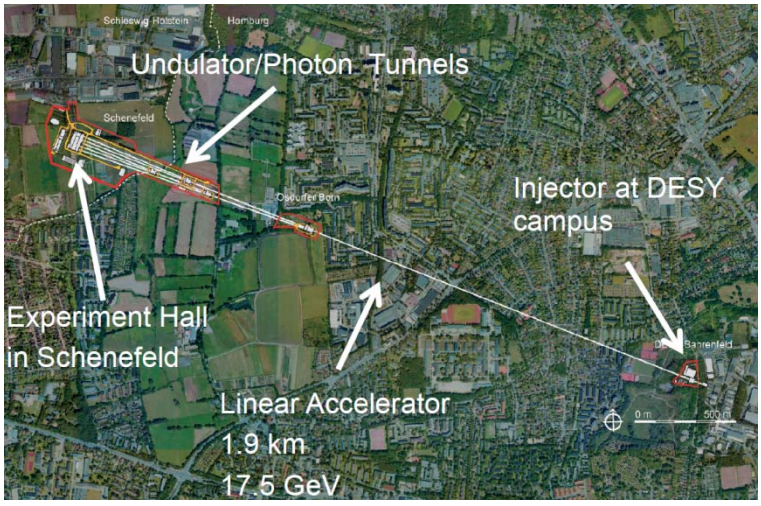


Figure 6:Vue aérienne de la future installation XFEL.

Cette vue aérienne nous permet de nous rendre compte de la grandeur de cette installation. L'injecteur qui délivre les électrons se trouve sur le

campus du DESY[11]. S'en suit un tunnel de 1,9 km de long qui abrite l'accélérateur à particules.



Figure 7:Vue du tunnel.

Le tunnel[12] se divise en plusieurs branches, pour ainsi avoir plusieurs lignes d'onduleurs. On arrive enfin, après plus de trois kilomètres de parcours en souterrain, au hall expérimental d'une longueur de 90 mètres sur une largeur de 50 mètres. Nous sommes maintenant dans la ville de Schenefeld.

[11]Voir présentation générale.

[12]Le tunnel se trouve à une profondeur qui varie entre 6 et 36 mètres.

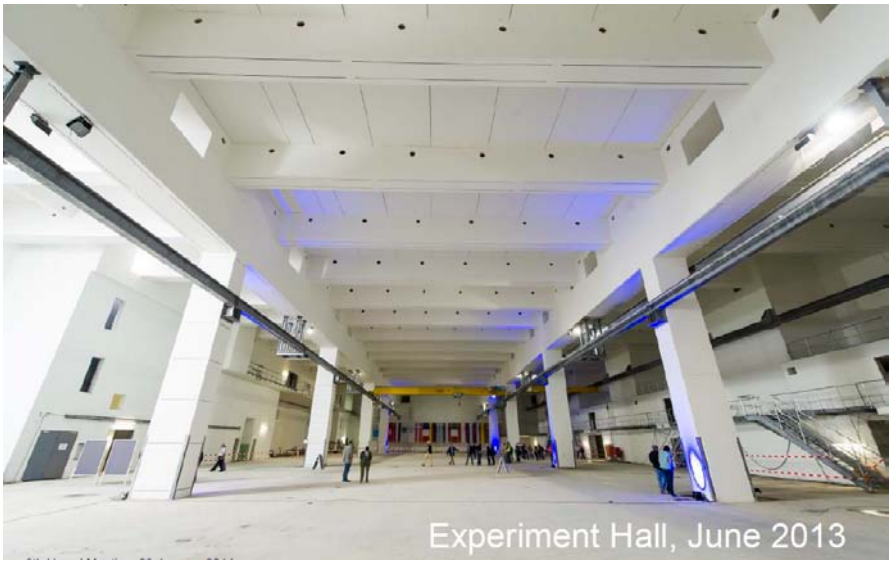


Figure 8:Hall expérimental.

Ce hall d'expérience accueillera plusieurs stations expérimentales (MID, HED, SPB, FXE, SQS, SCS). Il fonctionnera 24h sur 24.

- MID : Materials Imaging and Dynamics
- HED : High-Energy Density matter experiments
- SPB : Single Particles, clusters, and Biomolecules
- FXE :Femtosecond X-ray Experiments
- SQS : Small Quantum Systems
- SCS : Spectroscopy & Coherent Scattering

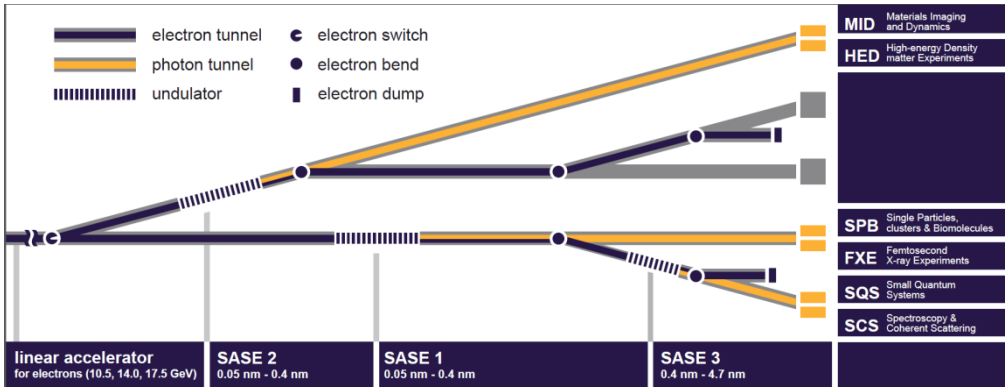


Figure 9:Schéma des différentes lignes.

Ces différentes stations expérimentales permettront de couvrir les nombreux domaines de recherche.

1.1.5 Organisation

L'European XFEL est organisé en groupes qui relèvent du comité de direction[13]. La société est régie par le conseil de l'European XFEL. Il est soutenu par des comités consultatifs.

Le conseil de l'European XFEL est l'organe suprême de la société. Il est constitué par l'ensemble des actionnaires et décide des questions politiques importantes de l'entreprise.

Le comité de direction est composé des directeurs généraux[14] et de trois directeurs scientifiques[15].

En dehors de ce conseil d'administration et du personnel qui lui est directement attaché, l'ensemble des employés de l'entreprise est divisé en groupes. La plupart de ces groupes sont identifiés par un ensemble de taches (WP[16]). Mon stage s'inscrit dans le groupe WP-82, qui s'occupe de la conception de l'installation HED, dirigé par Thomas Tschentscher qui est aussi l'un des trois directeurs scientifiques de l'entreprise.

[13]Voir Annexe pour l'organigramme.

[14]Massimo Altarelli et Claudia Burger.

[15]Serguei Molodtsov, Andreas S. Schwarz et Thomas Tschentscher.

[16]Les fameux Work Packages.

2 L'installation HED

L’installation HED fait partie des 6 stations expérimentales. Elle combinera le rayon X délivré par le XFEL avec un ou des lasers de haute intensité et énergie. Du fait de cette combinaison, et par son taux de répétabilité de 1 à 10 Hz, elle fournira à une large communauté scientifique[17] un instrument unique. En effet, il existe dans le monde de nombreux accélérateurs à particules[18], comme le LHC[19] au CERN ou SOLEIL[20] sur le plateau de Saclay. Il existe aussi de nombreuses installations laser de puissance, comme le LMJ[21] à Bordeaux, mais HED sera le premier grand instrument au monde à réunir ces deux types d’installation à de telles puissances.

Le but est donc de tirer avec un laser focalisé sur une cible solide de quelques millimètres, qu’il faudra renouveler à chaque tir[22], et cela synchronisé avec le rayon du XFEL qui sondera cette matière que l’on nomme plasma.

---

[17] Matière condensée, plasma, physique des lasers de puissance, instrumentation scientifique.

[18] Une centaine de très grosses installations sont répertoriées.

[19] Large Hadron Collider.

[20] Source Optimisée de Lumière d'Énergie Intermédiaire du LURE.

[21] Laser Méga Joule.

[22] Toute les 0,1 secondes.

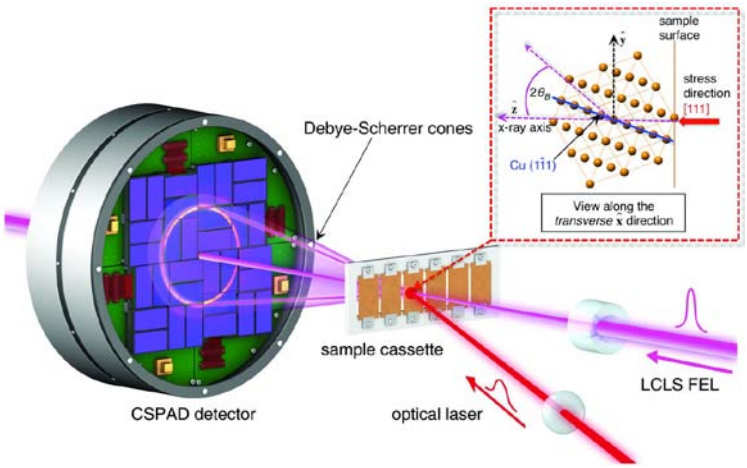


Figure 10: Vue d'artiste du principe de l'installation HED, en rouge le laser de puissance et en violet le rayon X.

2.1 Localisation

L'installation HED se trouve à la toute fin de la branche sud SASE2, derrière l'installation MID. Elle occupe la partie sud-ouest du hall expérimental.

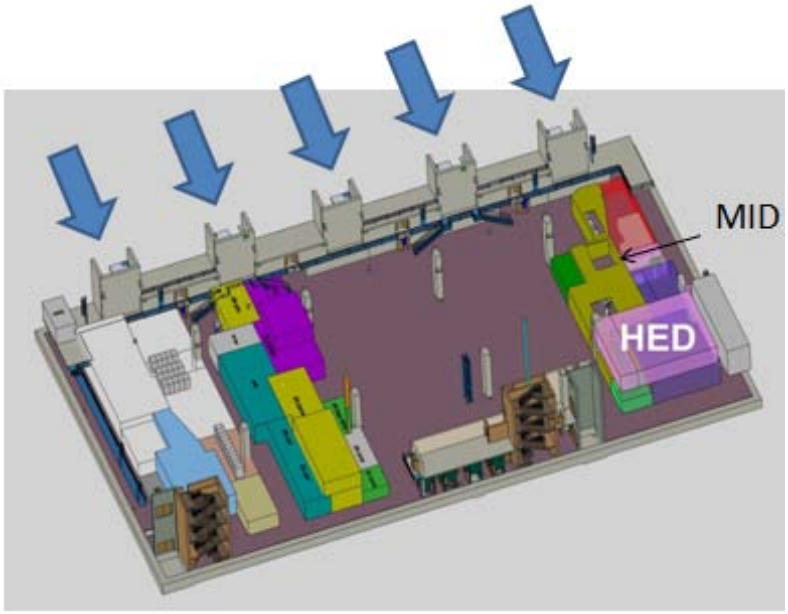


Figure 11: Vue 3D du hall d'expérience. On peut situer l'installation HED, l'installation MID et les arrivées des tunnels.

2.2 Schéma global de l'installation

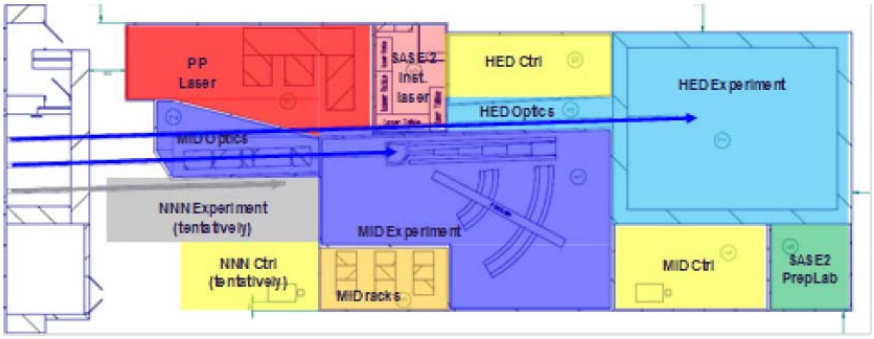


Figure 12: Vue du dessus du SASE2 et des différentes installations : HED (bleu) et MID (violet).

Cette section décrit les différentes parties de l'installation HED comme détaillé dans le Conceptual Design Report(Tschentscher, 2013). Elle est composé de :

- D'un tube "transport" : Ce tube a pour objectif d'apporter le faisceau X du tunnel, en passant par les salles MID-OPT, PP-LAS, et SASE2-LAS, jusqu'à l'enceinte d'interaction HED un tube mis sous vide[23] de 100 mm de diamètre est prévu. Il est à une hauteur de 1400 mm par rapport au sol.
- D'un PP Laser, salle SASE2-LAS et HED-OPT : ces salles sont pour la création, la modification et le transport du laser PP[24].
- D'une salle de contrôle (HED-CTR), qui fournit un espace de travail pour les expérimentateurs. Ils pourront ainsi contrôler l'instrument HED et analyser les données expérimentales.
- D'une salle HED-LAS située au premier étage, au-dessus de la salle d'expérience. Cette salle accueillera les deux lasers de

[23] Niveau de vide supérieur à 10^{-7} mbar.

[24] Voir partie 2.2.3.

puissances UHI-OL et HE-OL[25]. L'étage d'amplification et le compresseur optique seront installés dans cette salle.

- D'une salle d'expérience HED-EXP, c'est la salle où les utilisateurs réaliseront leurs expériences. Elle contiendra l'enceinte d'interaction et tous les instruments nécessaires au recueil des résultats. En raison du rayonnement secondaire généré par l'interaction laser-matière cette zone doit être délimitée par des murs de 80 à 100 cm de béton. D'un point de vue mécanique, nous le verrons par la suite, ceci nous sera très utile.

Voici donc une revue succincte des différentes parties de l'installation. Nous allons revenir un peu plus tard sur les deux salles qui nous concernent plus particulièrement, à savoir la salle HED-LAS où commence à proprement parler le transport du laser et la salle HED-EXP, terminus du faisceau.

2.2.1 Trois lasers différents

J'aimerais, avant de décrire les différents lasers qui composent le cœur de l'installation HED, revenir sur le principe de base d'un laser de puissance. Car si le couplage entre le monde des lasers et la communauté des accélérateurs de particules est nouveau, il existe dans le monde beaucoup d'installation lasers de puissance. Bien que les technologies d'amplification aient été connues dès les années 80, il n'était pas si évident de les appliquer au domaine femto-seconde. En effet les énergies visées sont de l'ordre de 1 à 10 mJ soit des puissances crêtes de 10 à 100 GW[26]. Ces puissances sont très nettement supérieures aux seuils d'auto-focalisation dans les milieux amplificateurs et endommagent irrémédiablement ces milieux. Il a donc fallu inventer une méthode spécifique dite "d'amplification à dérive de

[25] Voir partie 2.2.3.

[26] La puissance est la quantité d'énergie par unité de temps.

fréquence". Selon le livre Systèmes femto-secondes(Collectif, 19 septembre 2001) cette découverte reste la seule méthode utilisée actuellement. Voici le schéma typique sur lequel elles fonctionnent :

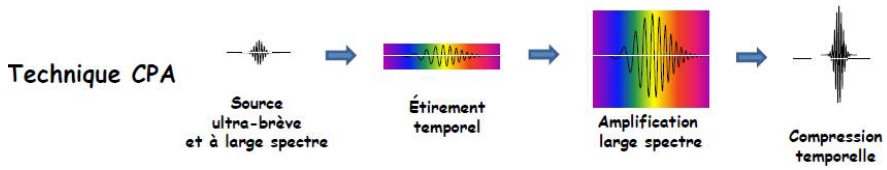


Figure 13: Technique d'amplification d'un laser de puissance.

L'oscillateur est un laser qui délivre une impulsion ultra-brève (300 fs) mais qui a un large spectre (15 nm centré sur la longueur d'onde 1057 nm[27]). On diminue ensuite la puissance crête en étirant dans le temps l'impulsion (étirement temporel), cette "impulsion longue" est amplifiée puis elle est re-compressée à la durée initiale. On nomme cette partie "compresseur", c'est une partie importante de la chaîne laser. Dès lors que le faisceau laser est amplifié il passe de 6 à 100 mm de diamètre, l'énergie est telle qu'il doit être tubé et mis sous vide pour éviter de créer un plasma avec l'air.

Il y aura, dans l'installation HED, trois systèmes lasers différents :

- Un laser optique de courte impulsion[28] à ultra-haute intensité, UHI-OL [29] (200 TW).Afin d'obtenir ces courtes impulsions, de l'ordre de 300 fs [30] , le faisceau devra passer dans un compresseur d'impulsion optique. Il permettra d'étudier la matière exposée à des champs électromagnétiques extrêmes. Pour suivre la cadence du XFEL, il devrait délivrer des impulsions toutes les 1 à 10 Hz.

---

[27] Infra-rouge.

[28]Ici les lasers ne sont pas continus mais fonctionnent dans un régime impulsionnel.

[29]Ultra-High Intensity Optical Laser.

[30] Le temps d'un clin d'œil, 100 000 milliards de femto secondes s'écoulent.

- Un laser optique de longue impulsion à haute énergie, HE-OL[31] (100Joules/10ns) qui visera des sujets d'astrophysiques liés aux matériaux sous hautes pression et température.
- Un système laser de pompe-sonde, PP-OL (3 mJ/15 fs).

Durant mon stage, j'ai travaillé sur le transport optique des lasers UHI-OL et HE-OL. La prise en charge du transport de ces deux lasers commence à l'étage, dans la pièce HED-LAS à la sortie du compresseur optique. Les deux faisceaux descendent ensuite, à travers deux trous dans le sol, dans la salle d'expérience HED-EXP et on devra les amener ainsi jusqu'à l'intérieur de l'enceinte expérimentale.

2.2.2 Salle laser HED-LAS

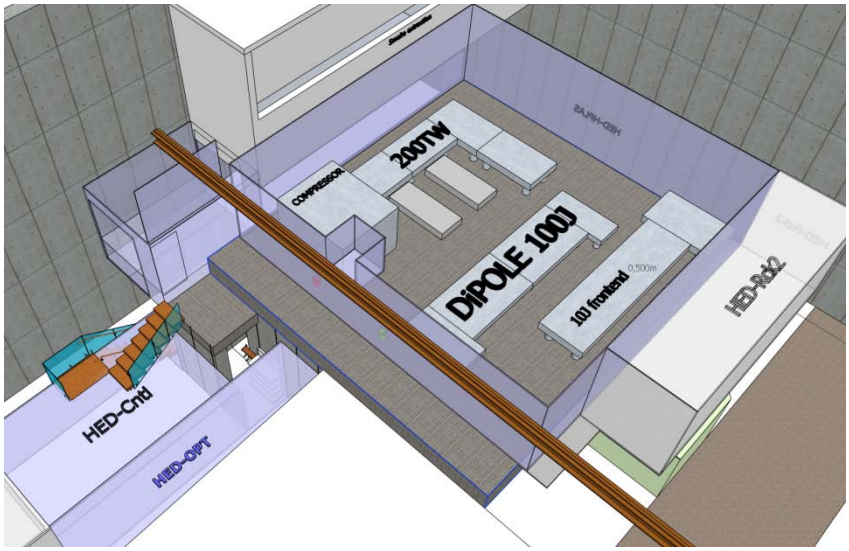


Figure 14:Vue 3D de la salle HED-LAS.

Nous l'avons vu, cette salle se situe au-dessus de la salle d'expérience. Elle fait 142 m^2 avec une hauteur de 3,5 m. Elle bénéficie au niveau du sol d'une épaisseur de 80 cm due à l'enceinte en béton qui entoure la salle d'expérience. Cette salle abrite la partie

[31] High-Energy Optical Laser.

amplification et le compresseur optique du laser UHI-OL et l'amplification du laser HE-OL. Ce dernier est un laser à impulsion longue, il n'y a donc pas de compresseur pour lui.

Le compresseur UHI-OL :

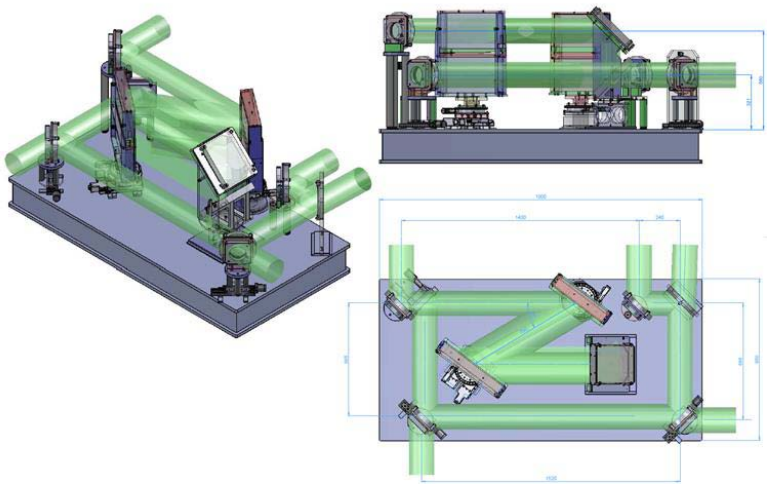


Figure 15: Vue de l'intérieur du compresseur. L'enceinte à vide fait 1,6 m de diamètre pour une longueur de 2 m.

2.2.3 Salle d'expérience HED-EXP

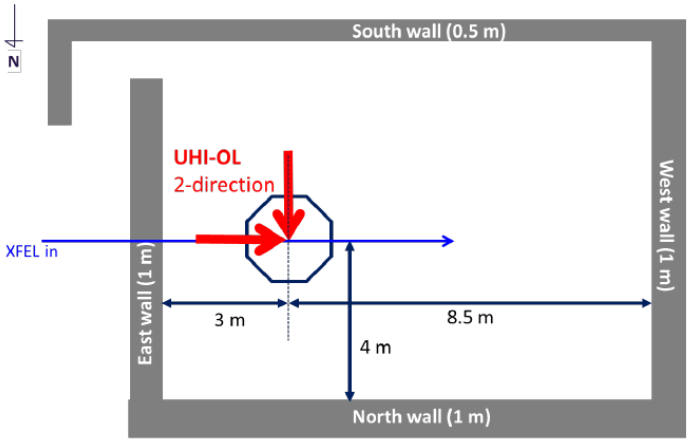


Figure 16:Vue du dessus de la salle d'expérience, la flèche bleue représente le rayon X, les deux flèches rouges, les deux directions possibles du faisceau UHI-OL. L'octogone représente l'enceinte d'interaction.

La salle d'expérience de l'installation HED mesure 11,5 m de long sur 9 m de large avec une hauteur de 4 m. Le rayon X arrive dans la salle à une hauteur de 1,4 m. C'est dans cette salle que se trouve l'enceinte d'interaction.

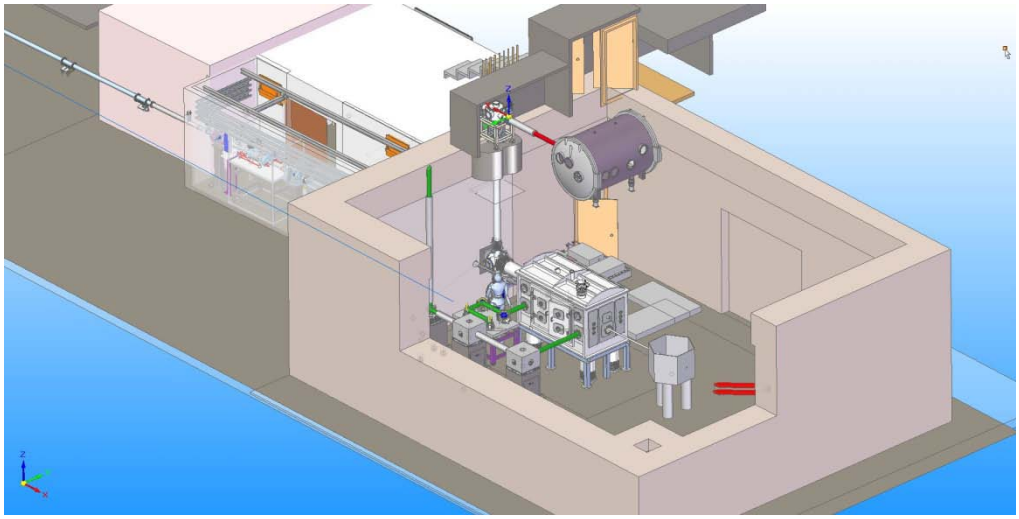


Figure 17: Vue 3D de la salle d'expérience.

2.3 Calendrier

La construction de la salle d'expérience HED se termine en juin 2014. Pour le reste de l'installation, il faudra attendre l'été 2016. Le premier rayon X devrait arriver dans l'enceinte expérimentale en avril 2017. La route est encore longue pour arriver aux premières expériences, beaucoup reste encore à concevoir, notamment en mécanique. Mon stage a permis une avancée, sur la partie transport du faisceau de puissance.

3 Le transport du laser UHI-OL

La plus grosse partie de mon travail au sein du X-FEL a consisté à concevoir la partie transport du laser le plus puissant de l'installation HED. Comme nous allons le voir, une des grandes problématiques de mon stage a été la suivante : Comment transporter sur plusieurs dizaines de mètres, descendre un étage et amener jusqu'au point d'interaction un laser en garantissant une extrême stabilité entre chaque tir ?

3.1 Entre le compresseur et le point d'interaction

A la sortie du compresseur, le faisceau laser a un diamètre de 100 mm et se trouve à une hauteur de 800 mm par rapport au sol. Il traverse ainsi la salle HED-LAS pour atteindre le point de descente vers la salle d'expérience. Arrivé dans cette salle, le faisceau devra pouvoir être dirigé soit dans une direction perpendiculaire au rayon X soit de façon parallèle. Nous verrons ultérieurement que deux versions possibles sont envisagées.

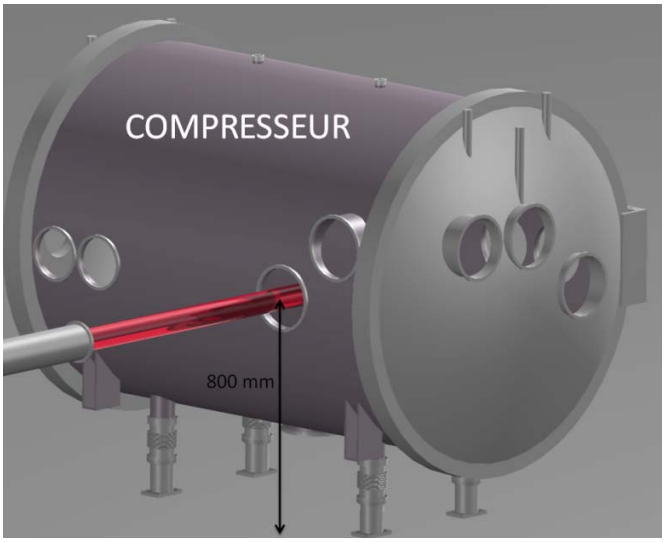


Figure 18: Vue 3D de l'enceinte du compresseur avec la sortie du faisceau laser à 800mm du sol.

3.1.1 Transport par miroir

Pour éviter d'endommager les optiques le faisceau laser n'est jamais focalisé avant d'atteindre la cible. Il est transporté en faisceau parallèle à l'aide de miroirs. Ils sont rectangulaires de taille 200 mm x 150 mm et de 25 mm d'épaisseur. Ceux sont des miroirs spécifiques [32] qui fonctionnent à une incidence unique, ici 45 °.

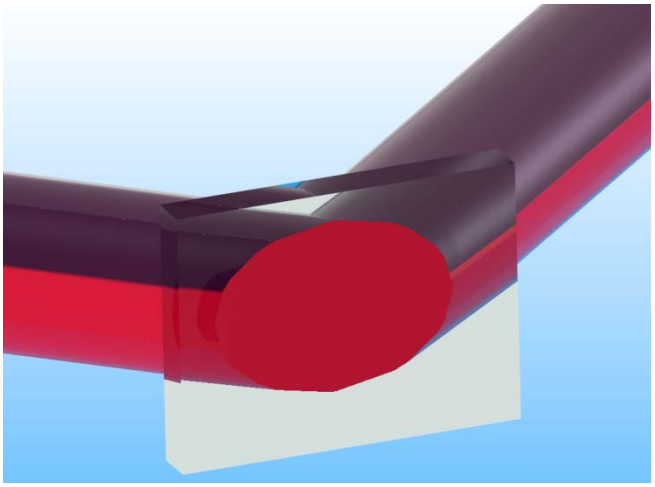


Figure 19 : Etalement elliptique d'un laser circulaire sur un miroir.

[32]Miroirs diélectriques.

3.1.1.1 Rotation d'un miroir plan

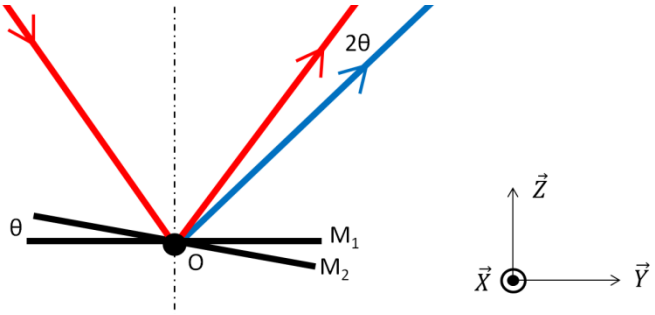


Figure 20 : Rotation d'un miroir plan.

Une rotation d'un miroir plan M_1 d'un angle θ autour de l'axe$\vec{X}$, ici passant par le point O, donne un miroir plan M_2.L'image d'un objet par rapport à la nouvelle position du miroir est donnée par le rayon bleu. Quand le miroir tourne d'un angle θ, le rayon réfléchi tourne d'un angle 2θ. Cette propriété est très importante lors du calcul d'erreur angulaire maximum que peut avoir une monture de miroir lorsqu'elle est soumise à une excitation vibratoire par exemple.

3.1.2 Environnement sous vide

Nous l'avons vu, après l'étage d'amplification le faisceau laser doit être tubé et mis sous vide. A chaque endroit où le faisceau change de direction, il y a un miroir qui doit avoir une monture. Une enceinte devra donc être conçue. Cet environnement sous vide est très important à prendre en compte au moment de la conception.

Nous ne citerons pas toutes les connaissances particulières à avoir pour tout concepteur de mécanique en basse pression, mais voici quelques exemples clés qui m'ont servi pendant mon stage :

- Maitrise des matériaux et désorption[33]: pour garantir un vide suffisant, et ne pas apporter de pollution dans le système de vide, il faut choisir des matériaux à faible désorption.
- Ne pas laisser de volume mort, notamment dans les trous filetés. Ci-dessous on peut voir qu'il y a de l'air dans l'avant-trou de la vis de gauche, alors que dans celle de droite un trou de dégazage dans la vis permet d'évacuer plus facilement l'air lors du pompage.

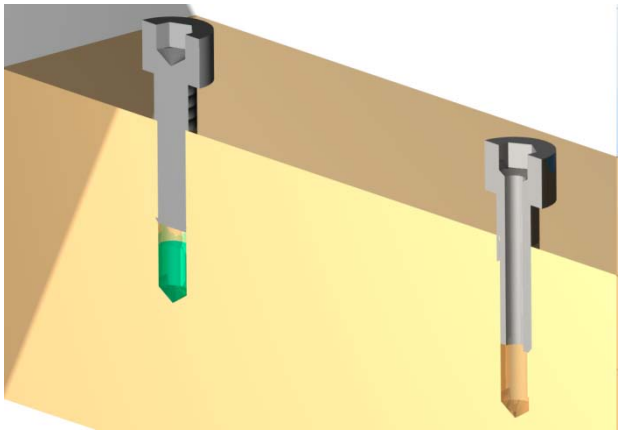


Figure 21 : Illustration du problème des volumes morts sous vide. En vert, de l'air reste dans l'avant-trou même après pompage.

- Limiter les zones de contacts pour éviter aussi les volumes morts et accélérer ainsi le temps de pompage.
- Prendre en compte les déformations de l'enceinte sous l'action de la pression atmosphérique lors de la mise sous vide. Aussi bien du point d'un point de vue "résistance des matériaux" que d'un point de vue fonctionnel. Si par exemple un support miroir

[33]La désorption est la transformation par laquelle les molécules sorbées se détachent du substrat.

est fixé sur la paroi il y aura un dépointage entre le moment où l'enceinte est à l'air et le moment où elle est sous vide.

Pour finir, voici un schéma qui illustre le système de fixation entre les tubes. Les différentes parties d'un système à vide peuvent être connectées entre elles facilement et rapidement à l'aide de composants et d'éléments normalisés démontables à brides.

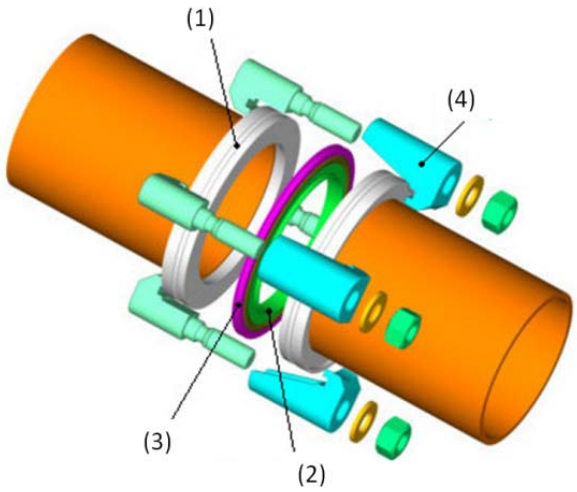


Figure 22 : Ensemble ISO-K : Flasques, anneau de centrage, joint et brides.

Ce type de raccord est composé de deux brides identiques (1), d'un anneau de centrage (2) avec joint torique (3), d'une bague extérieure épousant le pourtour du joint torique et soutenant les brides, ainsi que plusieurs griffes à écrou (4) pour serrer le raccord.



Figure 23 : Illustration de montage de deux tubes ISO-K.

3.1.3 Enceinte expérimentale

Durant mon stage, l'enceinte d'interaction était en cours de conception. Ayant de l'expérience dans ce domaine [34], j'ai pu apporter mon expertise sur ce projet. J'ai conçu une première ébauche que l'on peut voir ci-dessous. J'ai aussi modélisé les différents trajets des faisceaux[35] UHI-OL (en rouge), HE-OL (en vert) et PP-OL (violet) dans la salle et dans l'enceinte d'expérience. Tous ces faisceaux se focalisent au centre de la chambre sur le porte cible. Ce point d'interaction se trouve à 1400 mm du sol.

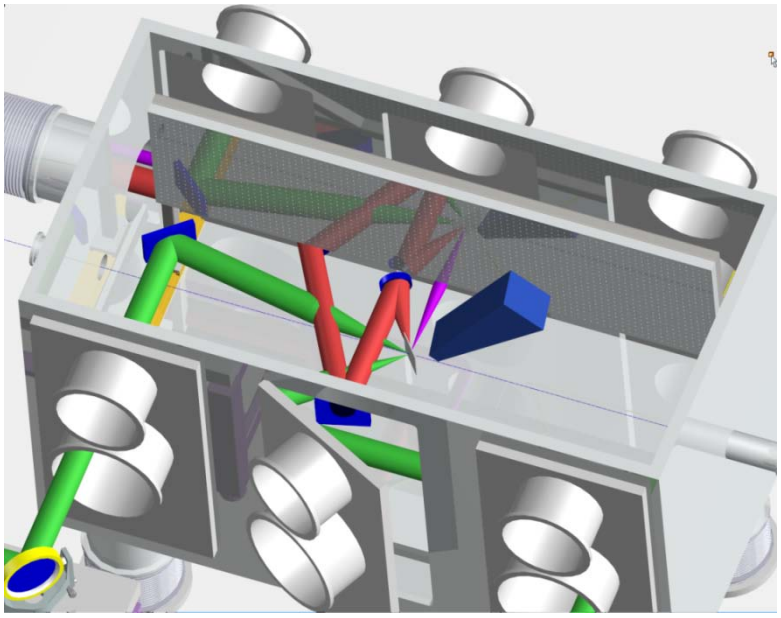


Figure 24 : Vue 3D de l'intérieur de l'enceinte d'expérience. En rouge le faisceau UHI-OL, en vert le laser HE-OL et en violet le laser PP-OL.

[34] J'ai déjà réalisé ce genre d'enceinte au laboratoire LULI.

[35] Voir chapitre 2.2.1.

3.2 Les options possibles : deux trajets de faisceaux

Pour le transport du faisceau UHI-OL deux trajets différents ont été retenus, en fonction des résultats obtenus dans cette étude comme l'analyse modale par exemple, et d'autres critères comme la facilité d'accès lors des maintenances ou la compacité du système. Dans les deux cas on utilise le même miroir (M_0) qui se trouve dans la salle HED-LAS juste après le compresseur et qui descend le faisceau, à travers un trou dans le sol, dans la salle d'expérience.

3.2.1 Trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience

Le faisceau arrive du premier étage directement dans la salle d'expérience. Il rencontre un miroir (M_1) à 45 ° qui, grâce à une rotation autour de l'axe du faisceau ($\vec{Z}$), permet de distribuer le laser suivant deux directions distinctes : soit vers le miroir M_3 qui amène le laser perpendiculairement à l'axe du faisceau X, soit vers le miroir M_2 qui conduit le faisceau le long de ce même axe.

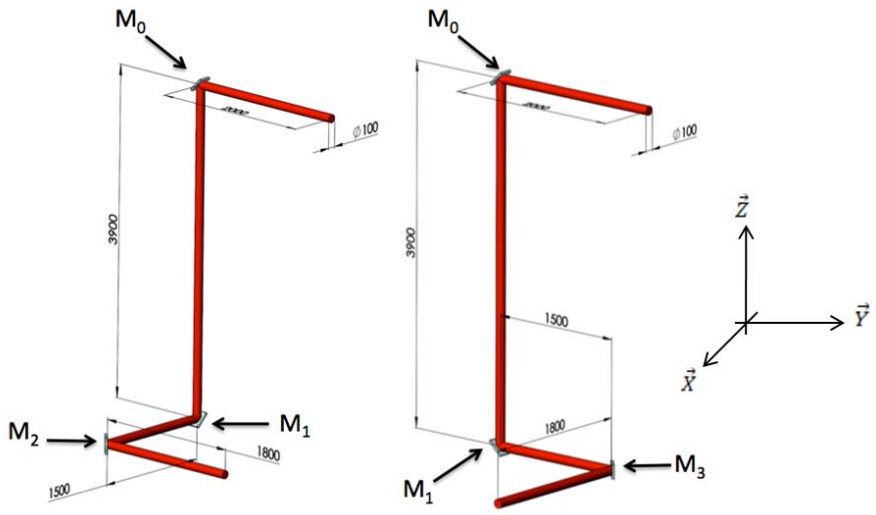


Figure 25 : Les deux possibilités du trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience.

On a donc un système composé de trois miroirs qui assure la distribution des faisceaux selon deux axes perpendiculaires.

Pour éviter le rajout de miroir au maximum, le système doit se trouver sur un plan défini en hauteur par rapport au point d'interaction. On a donc une hauteur de faisceau par rapport au sol de 1700 mm.

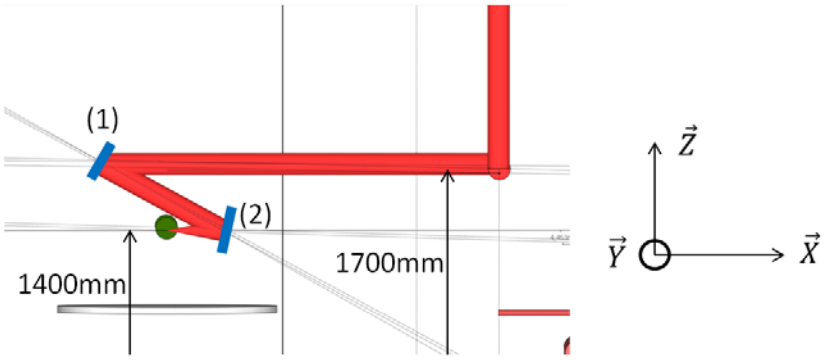


Figure 26 : Vue de l'intérieur de l'enceinte d'expérience.

Dans l'enceinte d'expérience le faisceau est descendu à une hauteur de 1400 mm grâce à un miroir (1) sur la vue ci-dessus. Il est focalisé ensuite sur la cible (point vert) à l'aide d'un miroir parabolique hors axe[36] (2).

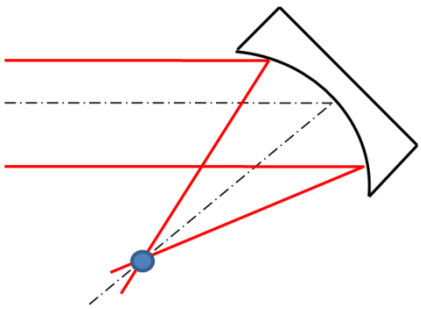


Figure 27 : Optique géométrique d'un miroir parabolique hors axe. En bleu, le point cible.

[36] Système optique qui focalise un faisceau laser en un point focal hors de l'axe principal.

3.2.2 Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience

Ici aussi un seul faisceau descend du 1er étage mais cette fois au plus près du mur (262 mm) grâce au même miroir M_0, il est ensuite dirigé directement dans l'enceinte à l'aide du miroir M_4 qui se trouve à une hauteur de 2200 mm par rapport au sol.

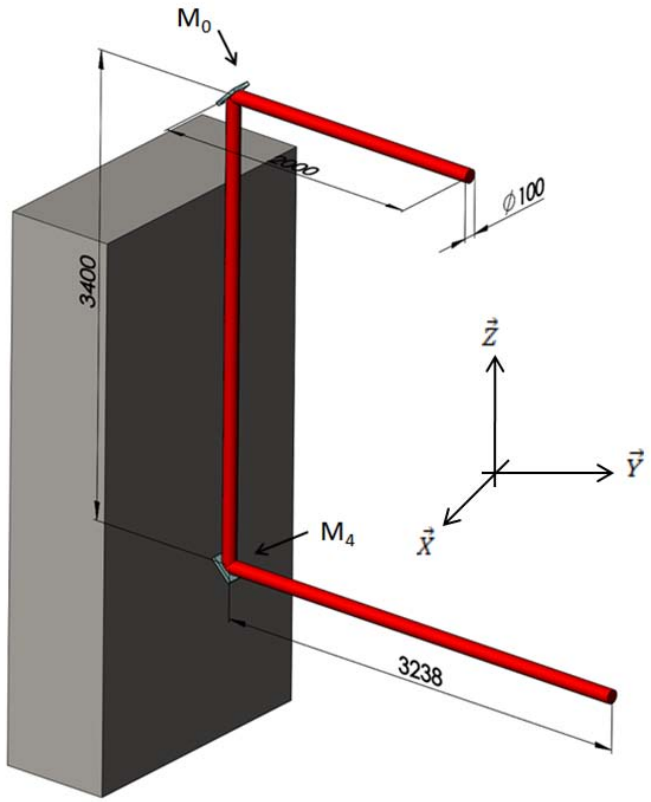


Figure 28 : Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience

C'est dans l'enceinte expérimentale qu'un miroir viendra s'insérer pour changer la direction du faisceau.

Les miroirs M_0 et M_4 ne seront pas motorisés pour assurer la stabilité maximale à la ligne laser. Il faudra concevoir un système pour prérégler les axes le jour de l'installation. Un support de miroir motorisé se trouvera lui dans le compresseur pour régler l'axe d'entrée et le miroir insérable dans l'enceinte expérimentale sera lui aussi motorisé.

J'ai donc travaillé sur ces deux possibilités de trajet. Au niveau de la conception mécanique, j'ai proposé des solutions distinctes, sans rentrer dans des détails trop poussés avant le choix final. J'ai aussi réalisé des simulations numériques, notamment des analyses modales.

3.3 Stabilité du faisceau UHI : la clé de l'installation HED

Le laser UHI aura un taux de répétition qui pourra varier de 4 à 10 Hz, c'est-à-dire que chaque impulsion détruira une cible de 500 µm unique qui sera changée à chaque fois. Une cassette comportant environ 5 000 cibles se déplacera à l'aide de moteurs pièzo pour placer une nouvelle cible à chaque fois.

Une nouvelle cible, une impulsion de rayon X et un tir laser qui arrivent en même temps sur une zone de quelques micromètres et ce toutes les 0,1 secondes est un challenge qui requière une très bonne stabilité du faisceau tout au long des 20 m de transport entre le compresseur et le point d'interaction. Il va donc falloir concevoir des systèmes mécaniques à très grande stabilité tout en laissant des mouvements libres pour le réglage du laser.

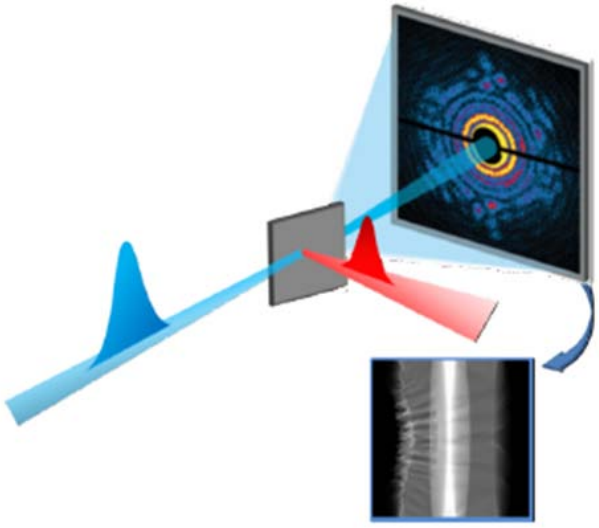


Figure 29 : Le laser (rouge) est focalisé sur une cible pour créer un plasma, le faisceau de rayon X sonde cette matière.

3.4 Entrée de la problématique

En fin de chaîne le rayon du cercle de répétabilité[37] doit être de 1 µm. Le but est à la fois clair et complexe à atteindre. Une fois focalisé dans l'enceinte d'expérience le faisceau doit avoir une stabilité temporelle suffisante pour garantir que le point focal ne se déplace tir à tir qu'au sein d'un cercle imaginaire de 2 µm. La taille de ce cercle correspond au diamètre de la tâche focale.

[37] Voir chapitre suivant

4 Notre référent

4.1 Principes de précision, répétabilité et résolution

Il faut bien distinguer ce qui peut engendrer une perte de précision de ce qui peut engendrer une perte de répétabilité.

Par exemple, la vibration de la structure peut avoir un impact sur la taille du cercle de répétabilité. D'un autre coté la mise sous vide de la structure peut engendrer un dépointage en fin de chaîne qui va modifier la précision du laser.

On peut dégager trois définitions : la précision, la répétabilité et la résolution qui définissent entièrement comment, grâce aux réglages sur la chaîne laser, on place le point focal sur le point cible. Toutes ces mesures sont dans un cadre bidirectionnel, le déplacement en profondeur du point focal ne dépend que du réglage de la parabole optique qui focalise le faisceau parallèle.

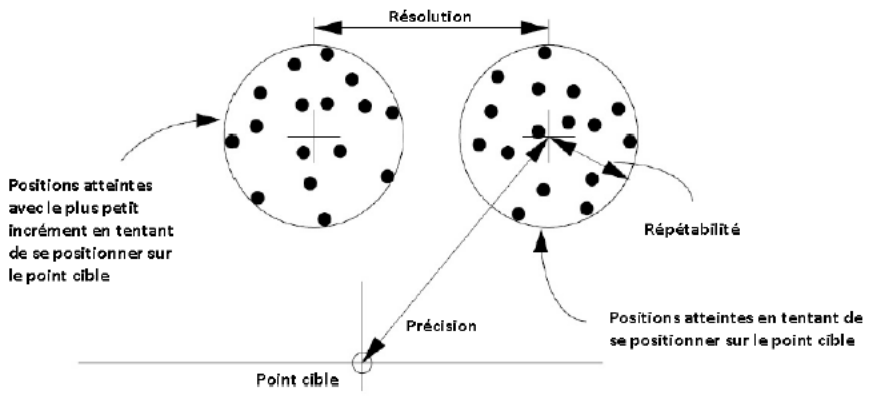


Figure 30 : Schéma qui illustre la précision, la répétabilité et la résolution. (Slocum, 1992)

4.1.1 La précision

La précision est la différence entre la position réelle et le point cible. Comme on peut le voir sur la figure ci-dessus, la précision peut être également représentée comme la différence entre la moyenne de la position normée de tous les points (le centre du cercle de répétabilité) et le point cible. Ce sont les déformations statiques (surtout la flexion) du ou des miroirs qui vont entraîner une perte de précision dans notre système. On peut citer :

- Déformations liées à la mise sous vide d'enceinte.
- Déformations liées au champ de pesanteur.

4.1.2 Cercle de répétabilité

La répétabilité est l'erreur entre un certain nombre de tentatives successives pour placer une machine sur la même position(Slocum, 1992). Dans notre cas, nous pouvons faire une analogie et désigner comme répétabilité le mouvement, sur un plan perpendiculaire à l'axe du faisceau laser, du point focal. Chaque point correspond à un tir laser[38], on peut donc tracer un cercle de répétabilité qui ne doit pas dépasser 2 µm de diamètre. Il faut aussi comprendre que ce n'est pas un déplacement suivant les axes du miroir qui va entrainer un agrandissement significatif du cercle de répétabilité mais bien une déformation (flexion) d'un des miroirs "transport faisceau" en fonction du temps. Dans ce cas on peut citer :

- Perturbations dues à la vibration de la structure.
- Perturbations thermiques.

[38] Entre 4 et 10 Hz.

4.1.3 Résolution

La résolution est le plus petit mouvement possible d'un système. Dans notre cas, ce seront les systèmes de réglage des miroirs du transport laser qui définiront la résolution de notre système.

4.2 Système de coordonnées

Pour améliorer la clarté de ce rapport, nous allons définir ici comment et quels sont les systèmes de coordonnées utilisés. Tout déplacement dans l'espace peut être défini dans un système à six degrés de liberté: trois translations selon les axes$\vec{x}$, $\vec{y}$ et $\vec{z}$ ainsi que trois rotations autour de ces mêmes axes. Tous les mouvements décrits ici font appel à une convention de système de coordonnées suivant la main droite. On place donc un système de coordonnées global dans un angle de la salle d'expérience avec le vecteur z pointant vers le haut. Ce système sera nommé ($\vec{X}$,$\vec{Y}$, $\vec{Z}$). Ensuite sur chaque miroir on pourra placer un système local quel l'on nommera ($\overrightarrow{x_n}$, $\overrightarrow{y_n}$, $\overrightarrow{z_n}$) avec n le numéro du miroir. Dans ce cas on placera l'axe $\vec{x}$ toujours normal sortant à la face avant, c'est à dire, la face qui réfléchit le faisceau laser. L'axe $\vec{y}$ sera lui dans tous les cas le long de la distance la plus longue du miroir.

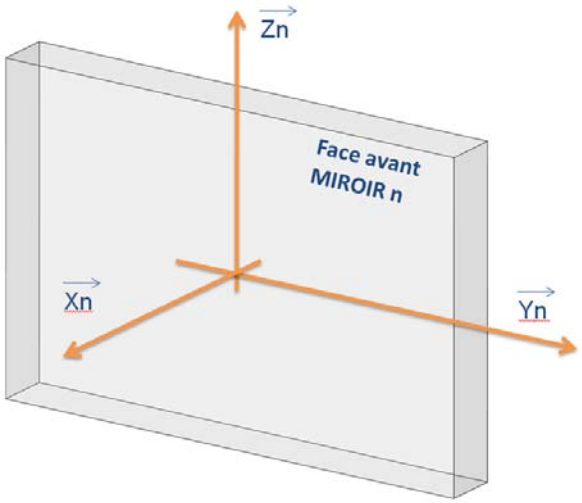


Figure 31 : Système d'axe pour chaque miroir.

4.3 Calcul de l'angle minimal admissible sur les miroirs

4.3.1 Les erreurs angulaires et de translation des miroirs

On peut définir le diamètre du cercle de répétabilité ou le vecteur précision au bout de la chaîne "transport faisceau" en fonction des mouvements quelconques possibles de chaque miroir. Ces mouvements peuvent être décrits en deux étapes :

4.3.1.1 Effet de membrane

Premièrement, une déformation dans une direction quelconque de l'ensemble du miroir qui engendre une perte de précision d_1^n en bout de chaîne. On peut décomposer ce déplacement $\overrightarrow{u_n}$ entre le centre du miroir au moment initial et le point P par ces composantes suivant le système de coordonnées global :

$$\overrightarrow{u_n} = [\vec{X} \quad \vec{Y} \quad \vec{Z}] \begin{bmatrix} U_n \\ V_n \\ W_n \end{bmatrix} \tag{1}$$

Dans le système local :

$$\overrightarrow{u_n} = [\overrightarrow{x_n} \quad \overrightarrow{y_n} \quad \overrightarrow{z_n}] \begin{bmatrix} u_n \\ v_n \\ w_n \end{bmatrix} \tag{2}$$

Il faut donc choisir la bonne décomposition du déplacement en fonction des miroirs qui ne sont pas orientés de la même façon par rapport au système ($\vec{X}$, $\vec{Y}$, $\vec{Z}$) et en fonction de la direction de la déformation.

La forme de d_1^n est à voir au cas par cas.

4.3.1.2 Effet de flexion

Deuxièmement, il faut prendre en compte la déformation de la face avant du miroir qui ne va pas rester plane. Elle va donc dévier le faisceau suivant un angle que l'on peut calculer et qui donnera suivant la distance du miroir au centre de l'enceinte d'expérience une valeur de perte de précision d_2^n.

Les rotations de la face avant du miroir au point P dans le repère global sont notées :

$$\text{et } \theta_n = [\vec{X} \quad \vec{Y}] \begin{bmatrix} \beta_y^n \\ \beta_x^n \end{bmatrix} \tag{3}$$

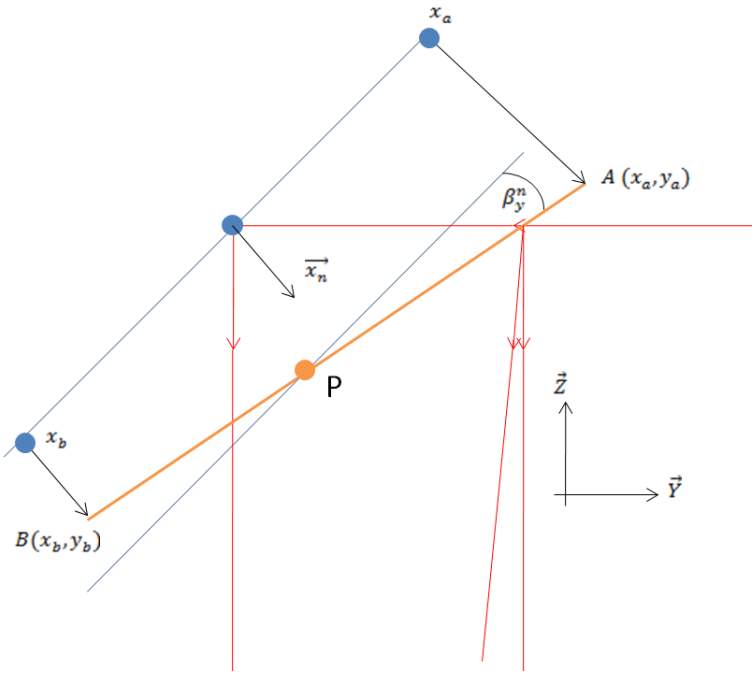


Figure 32 : Rotation de la face avant du miroir.

Pour trouver la valeur de la rotation de la face avant du miroir on trace la ligne de déformation en fonction de la position le long du miroir (de 0 à 200 mm) suivant l'axe normal sortant soit $\overrightarrow{x_n}$. La ligne orange correspond à la pente de la courbe, en négligeant les petites variations entre les deux extrémités.

Si on connaît deux points distinct $A\,(x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$, on peut calculer le coefficient directeur m par la formule :

$$m = \frac{y_b - y_a}{x_b - x_a} \tag{4}$$

On sait que m correspond à la tangente de l'angle :

$$\beta_y^n = \tan^{-1} m \tag{5}$$

Une rotation β_z^n ou β_y^n autour des axes $\vec{X}$ ou $\vec{Y}$ aura une contribution sur la perte de précision, dans le cadre d'une rotation statique, ou sur l'agrandissement du cercle de répétabilité, dans le cadre d'une rotation en fonction du temps. Ces mesures sont en fonction de la distance D entre le miroir n et le point focal.

Aussi, on rappelle que quand un miroir tourne d'un angle β_y^n par exemple, le rayon réfléchi tourne d'un angle $2\beta_y^n$.[39]

Voici la formule à prendre en compte pour le calcul de d_2^n:

$$d_2^n = D \tan 2\beta_y^n \tag{6}$$

On vient de voir comment calculer indépendamment d_1^n et d_2^n. Il suffit d'additionner ces deux valeurs pour obtenir la perte de précision totale d^n.

4.3.2 Calcul de l'angle minimal admissible sur les miroirs

On voit que le problème devient plus critique avec un déplacement angulaire d'un des miroirs. Quelques milli voir micro radians de rotation peuvent avoir des conséquences dramatiques sur la taille du cercle de répétabilité ou sur la précision du système "transport faisceau".

---

[39] Voir paragraphe 3.1.1.1

Voici les tableaux qui donnent les distances entre chaque miroir et le point d'interaction dans l'enceinte d'expérience. Cela nous permettra par la suite de calculer la perte de précision ou la taille du cercle de répétabilité en fonction de la déformation angulaire de chaque miroir. Nous pouvons déjà donner l'angle minimum admissible pour chaque miroir pour garantir un cercle de répétabilité de 2 µm.

De la formule (6), on tire :

$$\beta_x^n = \frac{\tan^{-1}\frac{d}{D}}{2} \tag{7}$$

β_x^n est ici en degré, on peut le convertir en radian avec la formule :

$$\beta_{x\,rad}^n = \frac{\beta_x^n}{180} \times \pi \tag{8}$$

4.3.2.1 Trajet 1

N° du miroir	Distance D (en m)	Angle β_x^n en µrad
0	7,2	0,139
1	3,3	0,303
2	1,8	0,555
3	1,8	0,555

Tableau I : Angle minimal β_x^nadmissible en fonction des distances entre les miroirs et le point d'interaction pour le trajet de faisceau n°1.

4.3.2.2 Trajet 2

N° du miroir	Distance D (en m)	Angle β_x^n en µrad
0	6,638	0,151
4	3,238	0,308

Tableau II : Angle minimal β_x^n admissible en fonction des distances entre les miroirs et le point d'interaction pour le trajet de faisceau n°2.

Bien sûr, la réalité est plus complexe, tous les miroirs peuvent tourner en même temps, le système peut être cumulatif. Aussi il peut y avoir des angles positifs comme négatifs, les rotations peuvent s'annuler. Le but ici est d'avoir un ordre d'idée sur la valeur des angles admissibles. On voit que pour le miroir 0, le plus loin du point cible, le défaut angulaire $\beta_x^n \; ou \; \beta_y^n$ ne doit pas dépasser 0,139 µrad.

4.4 Vibrations des structures

4.4.1 Généralités et définitions

Cette partie constitue un rappel des fondements théoriques de l'analyse vibratoire d'une structure qui apparaît essentiel pour réussir l'objectif de mon stage, à savoir stabiliser le transport du faisceau laser.

En mécanique, la vibration des structures est l'étude du comportement dynamique des corps. Cette définition peut être scindée en deux sous-parties :

- L'étude des *vibrations libres* : soit un mouvement oscillatoire non entretenu autour d'un état d'équilibre stable.

- Les *vibrations forcées* : soit un système soumis à des sollicitations extérieures. On peut en définir deux catégories :
    - Le régime transitoire : le système est soumis à des sollicitations extérieures et répond. On cherche alors à savoir quelle est sa réponse avant stabilisation.
    - Le régime permanent : le système est soumis à des sollicitations extérieures périodiques et l'on cherche à savoir quel est son comportement une fois dépassé le stade du régime transitoire.

Avant de développer plus en détail les bases théoriques, il est important de faire la distinction entre les différentes phases de ce qu'on appelle l'approche théorique d'une analyse vibratoire. Le schéma ci-dessous illustre les trois phases d'un processus type d'analyse vibratoire.

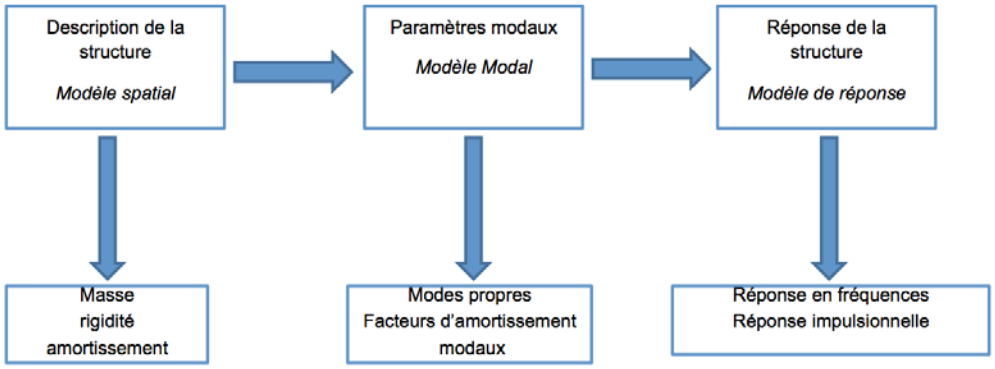


Figure 33 : Les trois phases d'un processus type d'analyse vibratoire (Ewins, 1984).

Dans un premier temps, on commence par la description des caractéristiques physiques de la structure. Pour cela on utilise les matrices de masse, de rigidité et d'amortissement qui constituent le modèle spatial.

De ce modèle physique, on extrait par analyse modale un deuxième modèle que l'on nomme modèle modal. Il permet de définir les modes

propres de déformation, les fréquences et les facteurs d'amortissement modaux. Il décrit les différentes façons suivant lesquelles la structure peut vibrer avec ou sans excitation.

Ensuite, on peut construire à partir des modèles précédents, le modèle de réponse défini par la réponse de la structure soumis à une excitation particulière.

La représentation du comportement dynamique d'une structure est choisie librement. Voici un schéma synoptique qui différencie les voies envisageables.

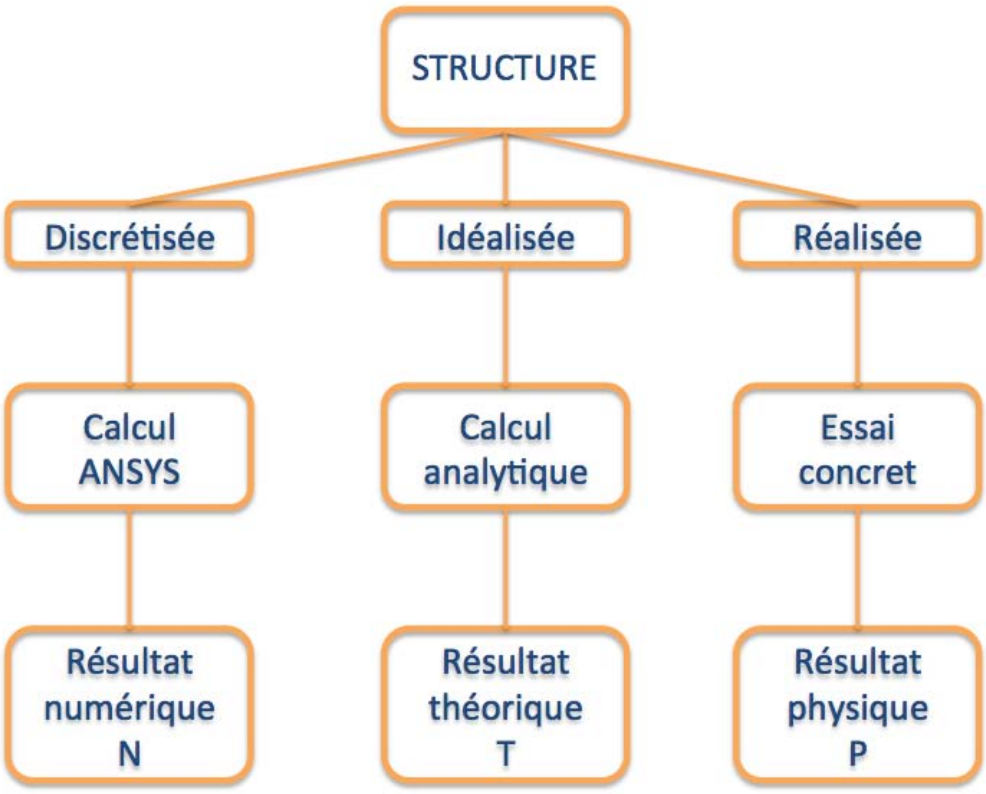


Figure 34 : Schéma synoptique qui différencie les voies envisageables.

L'écart N – T est dû à la limitation du découpage par éléments finis.

L'écart P – T est dû aux défauts de la structure et aux incertitudes de mesure.

4.4.2 Description de la structure

Dans tous les cas, les vibrations mettent en jeu un échange permanent entre de l'énergie cinétique[40] et de l'énergie de déformation[41]. La manière la plus élémentaire de représenter ces échanges est de considérer l'oscillation d'une masse rigide M (énergie cinétique pure) supportée par un ressort de raideur K sans masse (énergie de déformation pure). On peut écrire l'équilibre du système pour trouver l'équation bien connue :

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \qquad (9)$$

Si le système est isolé ou

$$M\ddot{x} + Kx = F(t) \qquad (10)$$

Si le système est soumis à une force extérieure F variant en fonction du temps.

On vérifie que l'équation du système isolé est identiquement satisfaite si $x(t)$ est une raie de fréquence $\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}$, qui est alors la fréquence propre du système conservatif.

On peut être amené à tenir compte des pertes énergétiques inhérentes à tout système réel (frottement, amortissement du ressort) par un amortisseur exerçant un effort proportionnel à la vitesse vibratoire, on obtient donc le schéma classique ci-dessous :

[40] Associée à la vitesse vibratoire et à la masse des éléments en mouvement.

[41] Associée aux contraintes dynamiques liées à la rigidité des éléments déformés par le mouvement vibratoire.

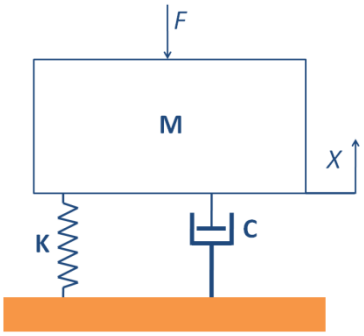


Figure 35: Système masse (M), ressort (K) et amortisseur (C).

Régi par l'équation :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \qquad (11)$$

Soit dans le domaine fréquentiel :

$$[-\omega^2 M + jC\omega + K]X(\omega) = F(\omega) \qquad (12)$$

Schématiser linéairement en masse/ressort/amortisseur, donne un ensemble d'équations aisément déterminables et solubles analytiquement.

4.4.3 Paramètres modaux et réponse de la structure

L'étude des vibrations d'une structure donnée est une propriété intrinsèque. Elle se caractérise par un certain nombre de comportements extrêmes à des fréquences particulières, que l'on nomme *modes propres*. Cette propriété est commode, puisque l'on dispose ainsi d'un moyen d'exprimer, dans le domaine linéaire, la susceptibilité aux vibrations d'une structure quelconque à partir d'un nombre minimal de paramètres qui sont :

- Les *fréquences propres*, c'est-à-dire la fréquence à laquelle la structure est susceptible de prendre des oscillations d'amplitude maximum.

- L'*amortissement modal*, qui contrôle l'amplification vibratoire correspondante.
- les *modes propres* qui sont les déformations particulières de ces oscillations de forte amplitude associées à chaque fréquence propre.

4.4.4 Analyse en fonction de la fréquence

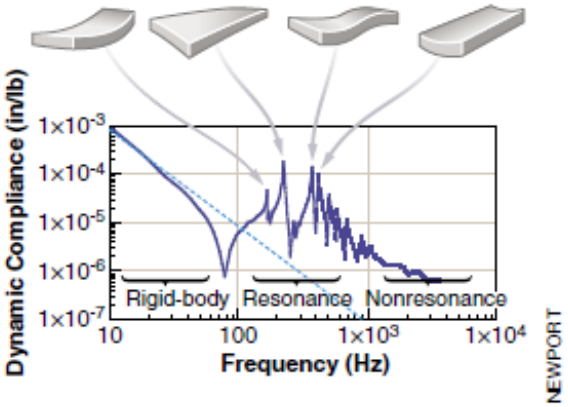


Figure 36 : Compliance[42] dynamique d'une table optique de la marque Newport.

L'allure générale de la réponse dynamique d'une table optique Newport à une excitation ponctuelle nous sert ici d'exemple. L'analyse par zone de cette courbe nous permettra de mieux comprendre et d'adapter notre raisonnement pour les différents supports du transport faisceau.

En effet, ce classement par zones est valable pour toutes les structures mécaniques, seules la position fréquentielle et l'étendue de chacune de ces zones dépendent des objets considérés.

[42] D'après ISO 7626/1, la dénomination Compliance est la relation entre $\frac{x}{F} = \frac{Déplacement}{Force}$

4.4.4.1 Zone I - Rigid-body

En amont de la première fréquence propre, on doit observer en tous points d'une structure un comportement dynamique en basse fréquence facile à prévoir et traduisant un :

- Comportement en raideur $F = Kx$: la souplesse statique de la structure, si ses mouvements d'ensemble sont bloqués (fondation rigide, conditions aux limites encastrées), on reproduit alors un mouvement forcé dont la forme est similaire à la flèche statique que prend la structure sous l'effort exercé.
- Comportement en masse $F = M\gamma$ si les conditions aux limites sont libres : la structure bouge en bloc sous l'effort avec six degrés de liberté, souvent couplés, associés chacun à une fréquence propre de suspension.

On peut voir dans l'exemple ci-dessus, que la table optique a un comportement en raideur car on ne voit aucun mode de suspension dans la partie entre 10 et 80 Hz. En effet, aux très basses fréquences, l'impédance du système est sensiblement égale à celle du ressort équivalent et suit une ligne de raideur constante.

4.4.4.2 Zone II – Comportement modal

La dizaine de premiers modes propres fait participer la majorité de la masse et de la raideur statique de la structure. La mise en résonance de ces premiers modes est facile et conduit souvent à des maximums qui peuvent être très problématiques. En effet, les amortissements structuraux sont encore faibles à ces fréquences.

Les longueurs d'onde de flexion (premier mode de notre exemple) sont à l'échelle de la plus grande dimension de la structure. On comprend alors que les détails de conception influent peu sur la valeur des premiers modes. C'est la hauteur du faisceau par rapport au sol qui

sera dans la plupart des cas déterminant pour fixer le début de la Zone II.

4.4.4.3 Zone III - Comportement local

Dans cette zone les vibrations subissent une atténuation importante d'un bout à l'autre de la structure. Les réponses dynamiques n'expriment plus alors qu'un comportement très local. L'analyse par éléments finis devient donc délicate, mais il ne sera pas nécessaire d'étudier cette partie pour nos futures conceptions mécaniques.

4.4.5 Analyse modale ; Calcul en éléments finis

Les équations vues dans le paragraphe 4.4.2 étaient les équations générales pour un système à un degré de liberté. Dans le cadre d'un calcul en éléments finis sur une structure, le nombre de degrés de liberté est le nombre de nœuds constituant le maillage multiplié par les trois translations $\vec{x}$, $\vec{y}$ et $\vec{z}$. Bien sûr les conditions aux limites (encastré par exemple) vont réduire légèrement ce nombre mais qui reste important : de l'ordre du millier voir du million. Ci-dessous "n" définit ce nombre.

L'équation générale pour un système à "n" degrés de libertés peut s'écrire sous forme matricielle de la façon suivante :

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + K\{U\} = \{P(T)\} \quad (13)$$

$[M]$est la matrice de masse, $[C]$ la matrice d'amortissement et $[K]$ la matrice de raideur. La taille de ces matrices (réelle)est (nxn).

$\{P(T)\}$est la matrice (complexe) des forces excitatrices extérieures appliquées à la structure en fonction du temps. Elle est de taille $(nx1)$.

$\{U\}$, $\{\dot{U}\}$ et $\{\ddot{U}\}$ sont respectivement les matrices de déplacement, de vitesse et d'accélération. Elles sont de taille $(nx1)$.

Lors d'une analyse modale avec un logiciel d'éléments finis [43] la matrice d'amortissement $[C]$ et la matrice (P(T)) sont mise à zéro. On obtient donc l'équation du mouvement des nœuds:

$$[M]\{\ddot{U}\} + K\{U\} = \{0\} \quad (14)$$

Si cette équation est multipliée par l'inverse de la matrice $[M]$, soit $[M]^{-1}$. On obtient :

$$[I]\{\ddot{U}\} + [M]^{-1}[K][U] = \{0\} \quad (15)$$

Avec $[I]$matrice identité.

En supposant un mouvement harmonique, on obtient l'équation suivante :

$$[\ddot{U}] = -\{\lambda\}\{U\} \quad (16)$$

Avec $\{\lambda\} = \{\omega^2\}$valeur propre

En substituant la valeur de $[\ddot{U}]$ de l'équation (16) dans l'équation (15) on trouve :

$$\{[A] - \{\lambda\}[I]\}\{U\} = 0 \quad (17)$$

Avec $[A] = [M]^{-1}[K]$

On peut aussi trouver l'écriture générale d'un problème aux valeurs propres :

$$\{[K] - \{\omega^2\}[M]\}\{U\} = 0 \quad (18)$$

Avec $\{U\}$ vecteur propre associé.

---

[43] Durant mon stage, j'ai utilisé le logiciel ANSYS.

D'un point de vue mathématique, il faut chercher les solutions de ce problème homogène associé. D'un point de vue mécanique, il faut chercher si, pour certaines fréquences ω, il y a des solutions harmoniques (différentes de 0) au problème sans second membre (F=0)

Le calcul des valeurs propres s'obtient par la recherche des solutions de l'équation précédente, soit à vérifier :

$$det([K] - \omega^2[M]) = 0 \tag{19}$$

Une fois ces valeurs propres obtenues, on peut trouver les fréquences propres du système par la formule :

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \tag{20}$$

Comme dernier rappel, on peut dire que les modes propres d'un système sont les réponses harmoniques auto-entretenues pour lesquelles tout le système vibre en phase.

4.4.6 Modélisation de l'amortissement en dynamique linéaire

La modélisation de la réponse dynamique des structures est une des questions majeures de mon stage. La prédiction des modes propres par des moyens numériques est aisée et bien maîtrisée, notamment en basses fréquences. Mais la caractérisation des niveaux de déplacements, dans la zone II, reste une question ouverte car elle dépend de la connaissance de l'amortissement. Cet amortissement est caractérisé par la dissipation d'énergie dans les matériaux constitutifs de la structure et dans les liaisons des différents éléments de structure entre eux et avec le milieu environnant.

Il existe des modèles numériques représentant ces phénomènes, on peut citer :

- L'amortissement visqueux avec la notion d'amortissement de Rayleigh qui permet de définir la matrice d'amortissement $[C]$ comme combinaison linéaire des matrices de rigidité et de masse :

$$C = \alpha K + \beta M \tag{21}$$

- L'amortissement hystérétique. Connaissant la matrice de rigidité réelle, il est possible de construire une matrice d'amortissement hystérétique :

$$K_h = j\eta K \tag{22}$$

avecη coefficient de perte global.

Ces modèles permettent d'obtenir des résultats, oui mais sont-ils représentatifs du monde réel ? L'amortissement de Rayleigh dépend fortement de l'identification des coefficients α et β qui sont choisis arbitrairement de même que pour l'amortissement hystérétique qui dépend du coefficient de perte global η. Dans l'incapacité de pouvoir réaliser des campagnes d'essais pour recaler les futures modélisations dynamiques, je me refuse de donner des valeurs de déplacements aux fréquences des modes propres des différentes structures conçues. Nous allons donc devoir s'adapter et déterminer une marche à suivre pour la suite.

4.4.7 Notre ligne de conduite

Dans un premier temps, il s‘agira de répertorier et d’analyser les différentes sources excitatrices. Il faudra connaître leur nombre, dans quelles parties des ensembles mécaniques elles apportent leurs énergies, quelles sont les positions fréquentielles des principales raies excitatrices etc.

En parallèle, on pourra faire, dans le cadre d’une première approche, l’analyse modale de l’ensemble mécanique pour situer ces fréquences propres et déterminer ainsi où commence la zone II.

A présent nous savons situer dans les différentes zones (I, II ou III) de la structure la position fréquentielle des principales raies excitatrices.

- Si elles sont situées dans la *Zone I*, une analyse statique suffira.
- Si certaines sont situées dans la *Zone II*, un soin spécial doit être apporté pour éviter la résonance de tel ou tel mode de structure.
- Si elles sont situées dans la *Zone III*, des précautions générales de filtrage par plots élastiques isolants suffisent.

Nous avons vu dans le chapitre 4.3.1 qu’il est préférable, pour garantir un cercle de répétabilité acceptable, d’avoir (dans la mesure où on considère le déplacement du miroir inévitable) un mouvement translatoire plutôt qu’angulaire. Pour obtenir cela, il faut éviter que le miroir soit excité dans ses modes de flexion et de torsion.

L’astuce est là, concevoir un système mécanique support du miroir de telle façon que les fréquences excitatrices se trouvent toutes dans la zone I (mouvement de corps rigide) de la structure. Il suffit ensuite de garantir un bon encastrement pour obtenir un comportement en raideur et non un déplacement en bloc. Ainsi le support miroir n’aura que des modes vibratoires d’expansion et de contraction, il ne rentrera pas en résonance dans ces modes de flexion et de torsion.

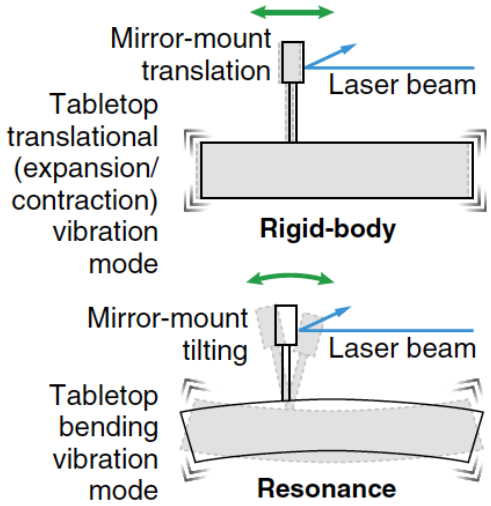


Figure 37 : Différence entre la zone I Rigid-body et la zone II comportement modal sur un support miroir fixé à une table optique. (Booth, 2006)

Pour finir de décrire ma ligne de conduite, voici la méthodologie appliqué lors de toutes les phases de conception durant mon stage :

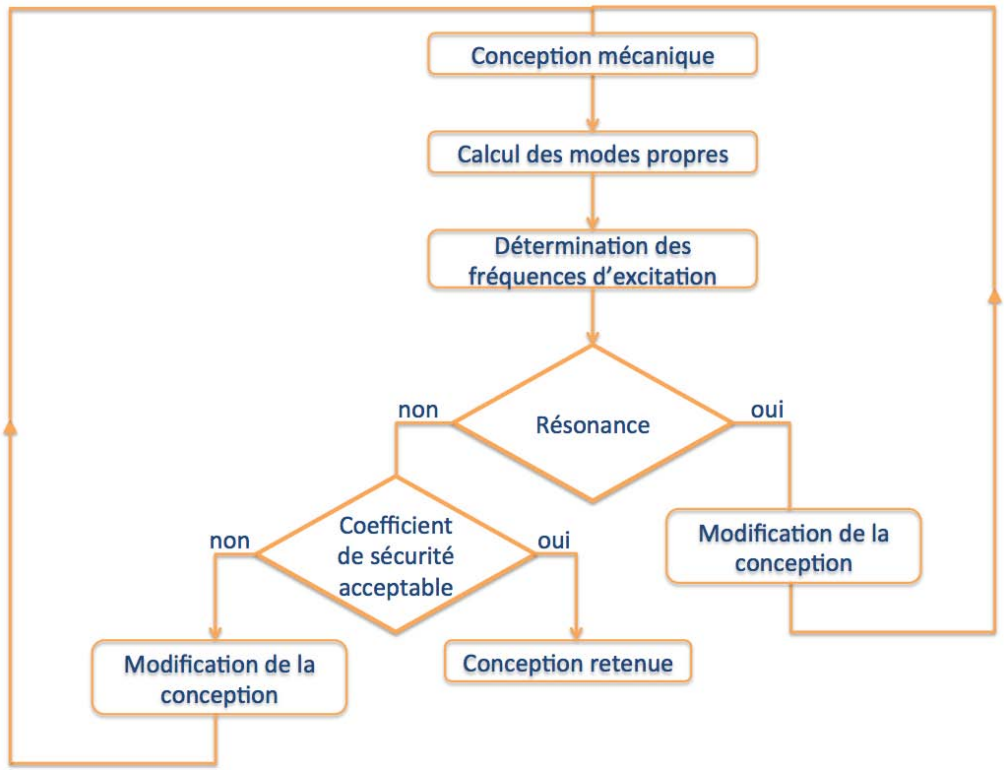


Figure 38 : Organigramme de l'analyse vibratoire durant la phase de conception.

4.5 Les sources excitatrices et d'erreurs

Il est primordiale de répertorier pour chaque ensemble mécanique étudié dans ce rapport, toutes les sources d'excitations suceptible de générer des efforts non constants significatifs.

Il y a plusieurs sources excitatrices possibles :

- Personnes marchant dans la salle d'expérience.
- Moteur de la climatisation.
- Vibration du bâtiment.
- Pont-roulant en fonctionnement.
- Système de vide (pompes primaires et turbo-moléculaires)

On peut éliminer tout de suite les perturbations dues aux personnes et au pont-roulant car la salle est interdite d'accès pendant les tirs et le pont-roulant ne fonctionnera pas non plus.

On va donc regarder de plus près l'excitation induite par les vibrations du sol des différents batiments.

4.5.1 Normes VC-A VC-G

Pour la construction du tunnel et de la salle d'expérience du XFEL il a été choisi de classer les sols en fonction des besoins de stabilité des instruments scientifiques. Il existe une norme ISO qui classe les sols en fonction d'une limite maximum de vitesse de vibration. Elle peut aller de 1000 $\mu m/s$ pour un atelier mécanique à 0,78 $\mu m/s$ pour la norme VC-G.

La vitesse, contrairement à l'accélération ou le déplacement, est la meilleure mesure de vibration pour décrire un environnement car ainsi la réponse est indépendante de la fréquence.

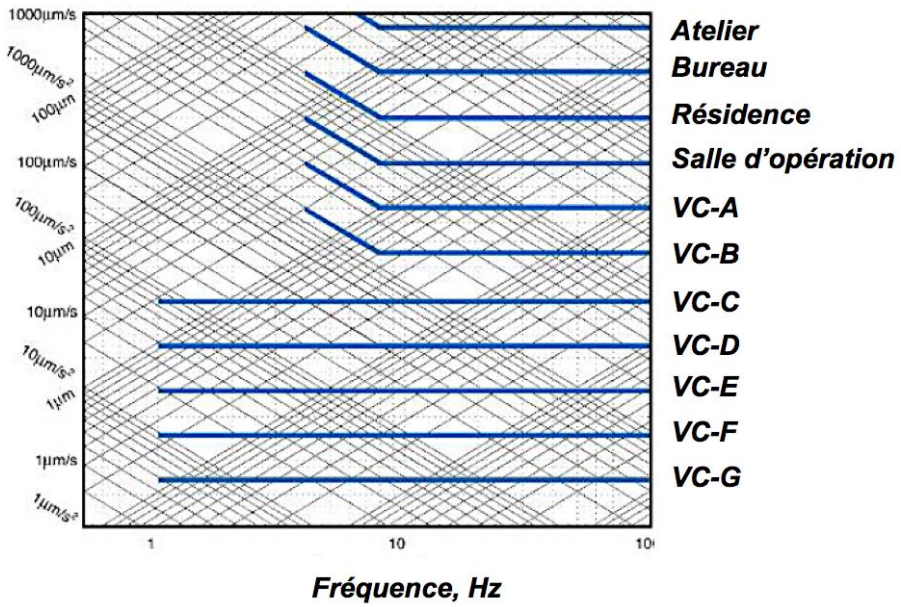


Figure 39 : Graphique qui montre les différentes vitesses du sol en fonction de différents environnements normés. (TMC, 2011)

4.5.2 Vibrations du sol

La vibration en basse fréquence du sol est un paramètre important à prendre en compte pour ce genre d'instrument scientifique. Deux lieux nous intéressent pour le transport du faisceau laser :

Premièrement la salle laser HED-LAS[44] où se trouve le compresseur et le premier support miroir à concevoir et deuxièmement le sol de la salle d'expérience du XFEL où se trouve la salle d'expérience de l'instrument HED[45].

4.5.2.1 Le sol de la salle laser HED-LAS

D'après le document d'analyse vibratoire du bâtiment (Heiland, 2013), voici les mesures réalisées au niveau du sol de la future salle laser HED-LAS en simulant plusieurs types d'excitations. A chaque fois nous

[44] Voir chapitre 2.2.2

[45] Voir chapitre 2.2.3

avons la vitesse d'oscillation du sol $\mu m/s$ en fonction de la fréquence dans la direction $\vec{z}$.

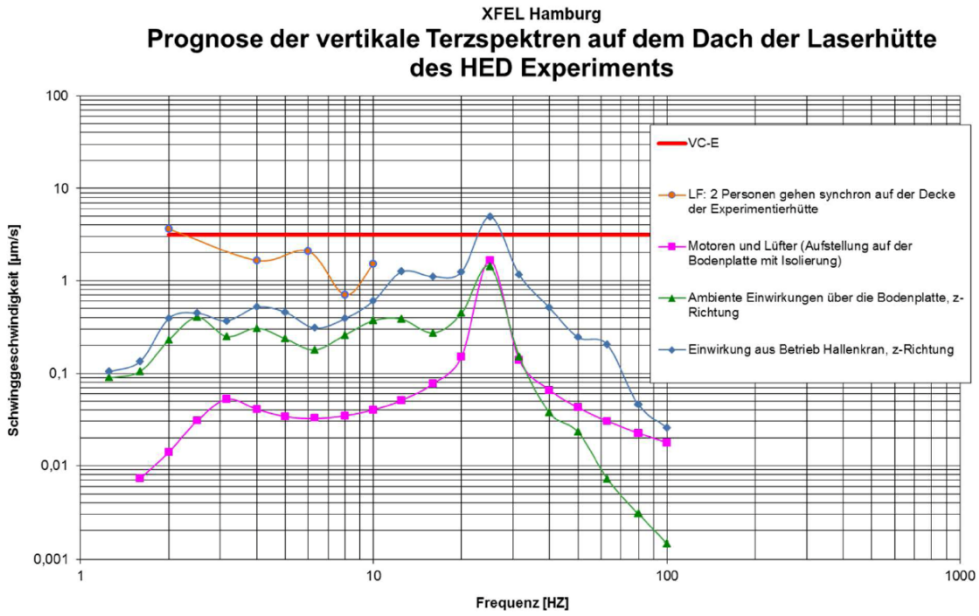


Figure 40 : Vitesse des oscillations du sol de la salle laser HED-LAS. La ligne rouge correspond à la valeur de la norme VC-E. (Heiland, 2013)

La vitesse d'oscillation doit être inférieure à 3,12 $\mu m/s$. Cette valeur est difficile à atteindre et est supposé suffisante pour la plupart des installations laser.

Nous avons ensuite respectivement :

- 2 personnes marchants de façon synchrone (courbe marron).
- Moteur de la climatisation en fonctionnement (courbe rose).
- Influence générale de l'environnement sur le sol (courbe verte).
- Pont-roulant en fonctionnement (courbe bleue).

On voit que pratiquement toutes les énergies excitatrices vont sur le premier mode (flexion) du bâtiment. En effet, une analyse modale nous

donne la première fréquence propre du plafond de la salle d'expérience à 27,5 Hz :

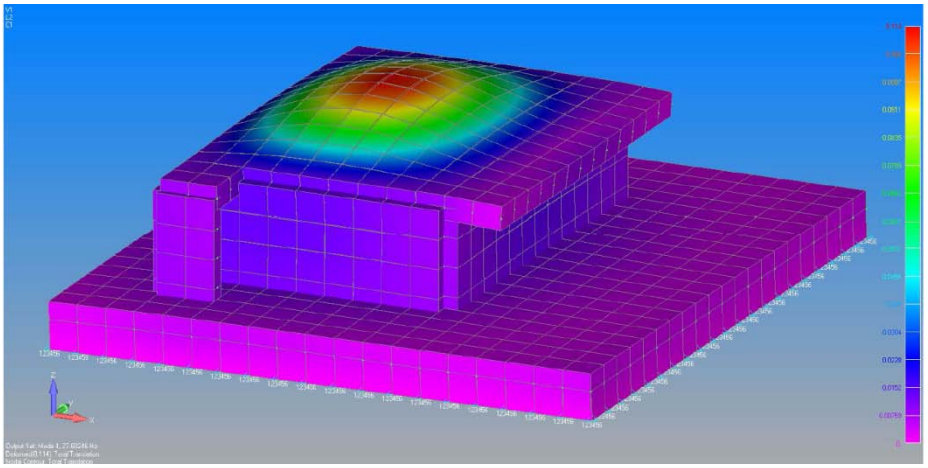


Figure 41 : Carte qui montre les directions de déformation pour le premier mode de la salle d'expérience. 27,5 Hz avec une charge de 200kg/m^2.

4.5.2.2 Le sol de la salle HED-EXP

Ci-dessous la vitesse d'oscillation ($\mu m/s$) du sol de la salle d'expérience suivant l'axe Z sans excitation. Pour notre cas, on utilise la courbe MP54-z qui correspond à la zone où se trouve la salle d'expérience HED. Cette zone est sous la norme Nano-E, cela correspond à la norme VC-G $(0{,}8\ \mu m/s)$ de 1 à 5 Hz suivie de la norme VC-E $(3{,}12\ \mu m/s)$ de 20 à 100 Hz.

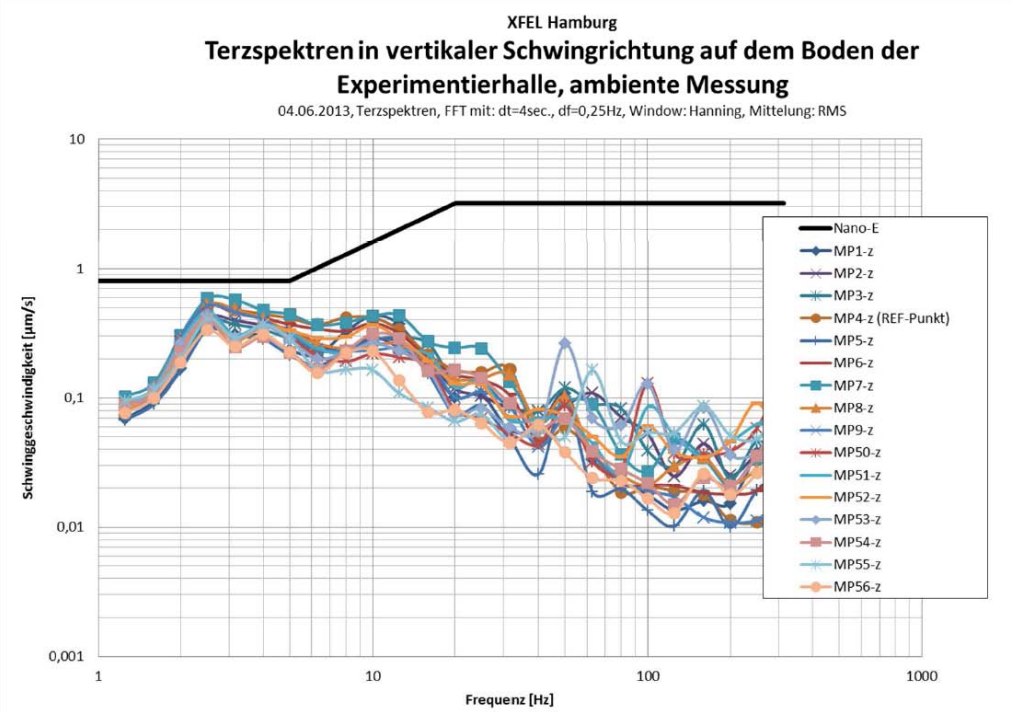


Figure 42 : Vitesse des oscillations du sol de la salle d'expérience en fonction des différents points de mesure (MP1-Z à MP56-Z). (Heiland, 2013)

Pour plus de clarté, j'ai extrait la courbe qui nous intéresse, la voici ci-dessous :

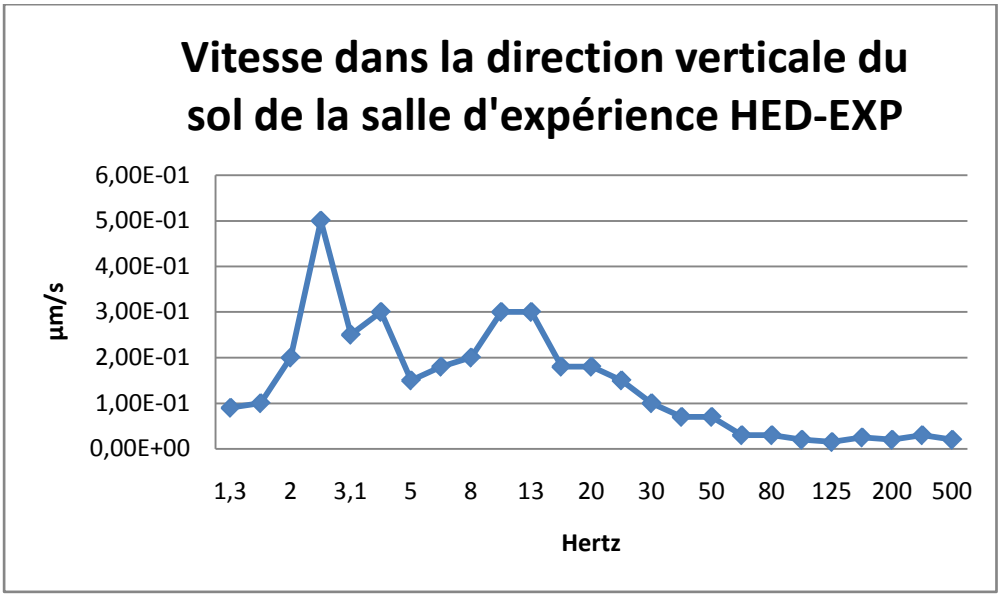


Figure 43 : Vitesse du sol de la salle d'expérience HED-EXP.

On peut observer un premier pic important vers 2,5 Hz avec une vitesse de $0{,}5\ \mu m/s$.

Il faut donc retenir que toute structure mécanique conçue pour être installée dans la salle HED-LAS ne doit pas avoir de fréquence propre au voisinage de 27,5 Hz. Pour celles qui se situeront dans la salle HED-EXP, dépasser les 60 Hz permettra de minimiser le couplage sol/structure.

4.5.3 Vibration du système de pompage

Le pompage primaire[46] de l'ensemble vide de l'installation HED sera réalisé par des pompes primaires sèches qui se trouveront dans une autre pièce et non sur le même plancher que les supports pour le transport du faisceau. Il y a deux raccords entre ce système de pompage et l'ensemble à pomper : un se trouve sur le compresseur et l'autre sur l'enceinte d'expérience. Malgré cet éloignement, qui nous est favorable, une attention particulière devra être apportée lors de l'installation de ces systèmes de pompage pour éviter au maximum que les vibrations ne se propagent à travers les tubes jusqu'aux enceintes à vide.

Pour le pompage secondaire[47]il est prévu d'installer des pompes turbo-moléculaires sur l'enceinte du compresseur et l'enceinte expérimentale.

---

[46] Pompage de la pression atmosphérique à 10^{-3} mbar.

[47] Pompage de 10^{-3} mbar à 10^{-6} mbar.

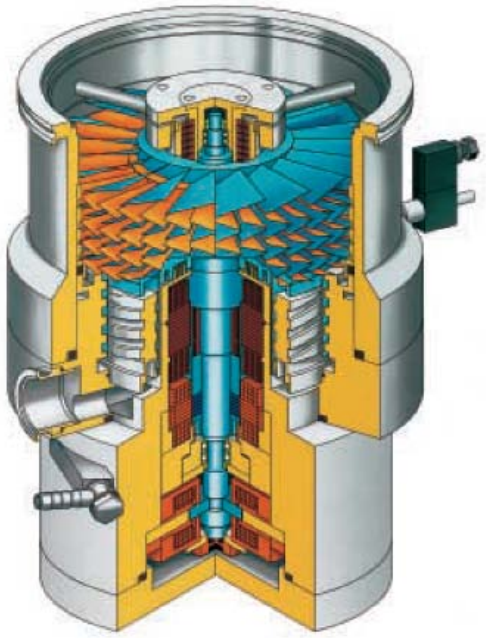


Figure 44 : Vue de l'intérieur d'une pompe turbo-moléculaire.

Ce type de pompe fonctionne grâce un rotor à ailettes tournant à grande vitesse sur palier magnétique. Le modèle choisi ici est la pompe Hipace 300 de la marque Pfeiffer Vacuum. En fonctionnement, elle tourne à 60 000 tours/min soit 1 000 Hz. D'après la documentation technique des pompes turbo-moléculaire Pfeiffer, on distingue clairement un pic à la fréquence de rotation de la pompe.

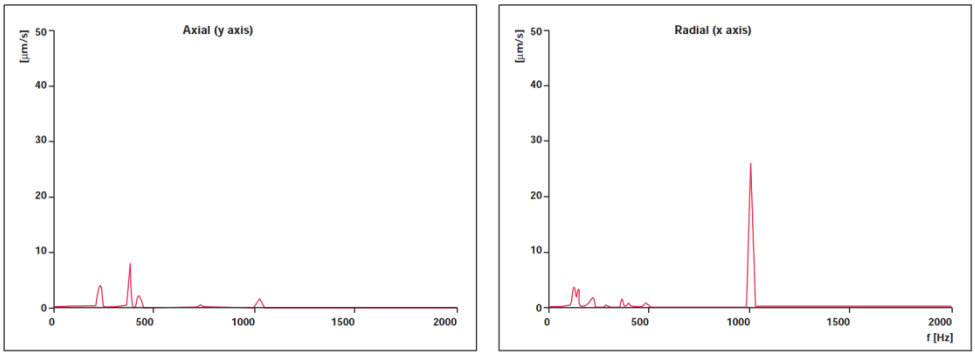


Figure 45 : Analyse fréquentielle HIPACE 300. Vitesse en fonction de la fréquence (Pfeiffer Vacuum).

Pour ces deux sources d'excitations, qui sont respectivement les pompes primaires et secondaires, je recommande d'isoler ces sources par découplage.

Nous rappelons que le découplage correspond à l'insertion d'un élément souple qui empêche les vibrations de se propager plus loin en les confinant côté source (rupture d'impédance).

Dans ce cas, nous nous limiterons à l'utilisation de ce type de découplage classique obtenu par insertion d'une raideur faible.



Figure 46 : Amortisseur de vibration pour pompe HiPace 300/400, DN 100 ISO-K, Pfeiffer Vacuum.

4.6 Calcul statique

Les déplacements d'amplitude constante dits déplacements moyens ou statiques sont relativement faciles à calculer. On déterminera la valeur de ces déplacements en fonction de deux sources possibles qui sont la pression atmosphérique lors de la mise sous vide d'une enceinte et le champ de pesanteur.

4.6.1 Déformation lors de la mise sous vide

La déformation lors de la mise sous vide d'une enceinte peut être une source d'erreur importante lorsque le support miroir est relié

directement à la paroi de l'enceinte. Dans ce cas on peut observer une perte de précision entre le moment où l'enceinte se trouve à l'air et le moment de la mise sous vide. Les pressions atteintes sont de l'ordre de 10^{-5} mbar, c'est-à-dire très proche de 0 bar, alors qu'en face, de l'autre côté, il y a la pression atmosphérique. La pression différentielle entre ces deux milieux est donc de 1,01325 $\times 10^{5}$ Pa. Il s'exerce donc une force d'environ 10 tonnes par mètre carré.

Il a été choisi d'utiliser des ajusteurs manuels pour régler le trajet du faisceau laser jusqu'à l'enceinte expérimentale. Ce réglage se fera donc "à l'air", il ne faut donc pas que le faisceau perde son axe une fois que l'on pompe dans tout le système.

4.6.2 Pesanteur

Le champ de pesanteur est le champ attractif qui s'exerce sur tout corps doté d'une masse. Il s'agit d'un champ d'accélération dont l'intensité, à la surface de la terre et à l'altitude 0 vaut approximativement 9,81 $m.s^{-2}$.

5 Miroir 0 (après le compresseur)

Quelque soit le choix final entre le trajet 1 ou 2, le miroir situé dans la salle HED-LAS sera identique. Seule sa position dans la salle pourra varier. Je vais, dans cette partie, présenter ma conception de l'ensemble mécanique, en expliquant les solutions retenues notamment pour le système de réglage du plateau optique. On verra aussi les simulations numériques que j'ai réalisées pour valider mes choix.

5.1 Concept du support miroir découplé

5.2 Design

5.2.1 Système découplé

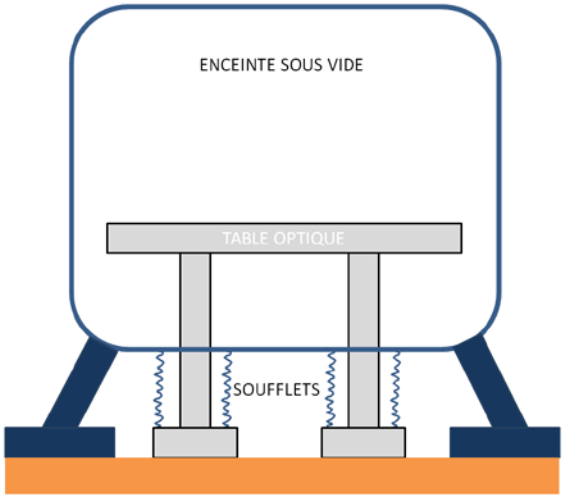


Figure 47 : Principe du système découplé enceinte / plateau optique.

La table optique où est fixé le support miroir est découplée de l'enceinte. Ce système permet de s'affranchir des déformations

lorsqu'on met l'enceinte sous vide. Il y a donc deux bâtis : un pour soutenir l'enceinte et un autre pour fixer les pieds de la table.

Voici donc une vue d'ensemble de cette première conception :

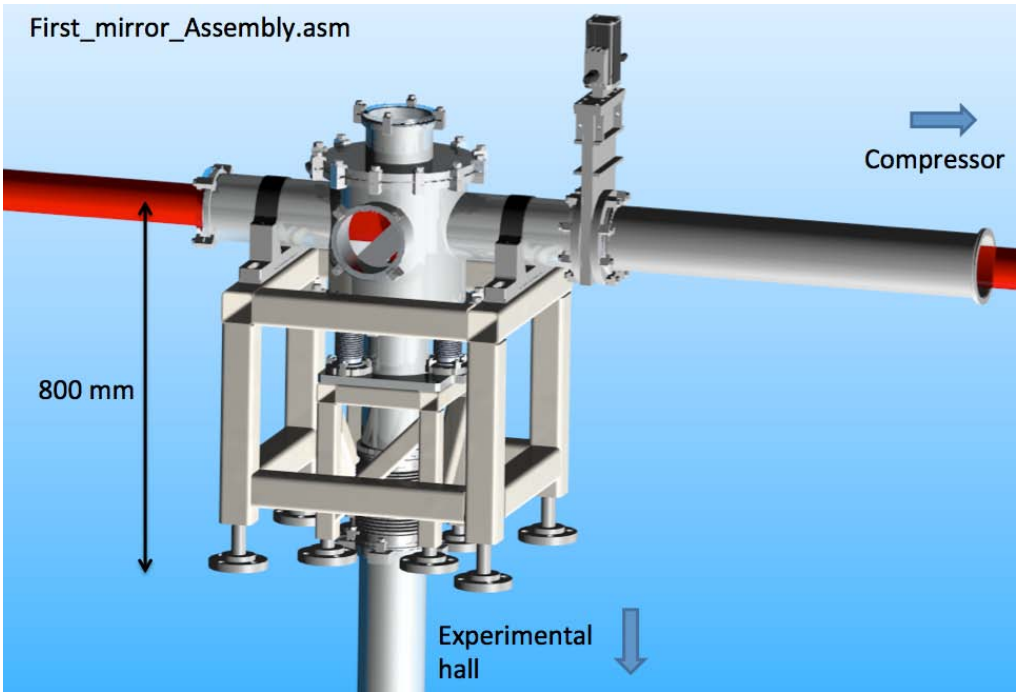


Figure 48 : Ensemble mécanique que j'ai conçu pour le miroir M_0.

Pour une meilleure compréhension, nous allons diviser cet ensemble en deux sous parties. Il y a d'abord le grand bâti qui porte le corps principal de l'enceinte, le fond de celle-ci et les trois soufflets qui entourent les pieds du plateau. Ensuite nous allons voir la partie avec le support miroir et son plateau, les pieds et le petit bâti.

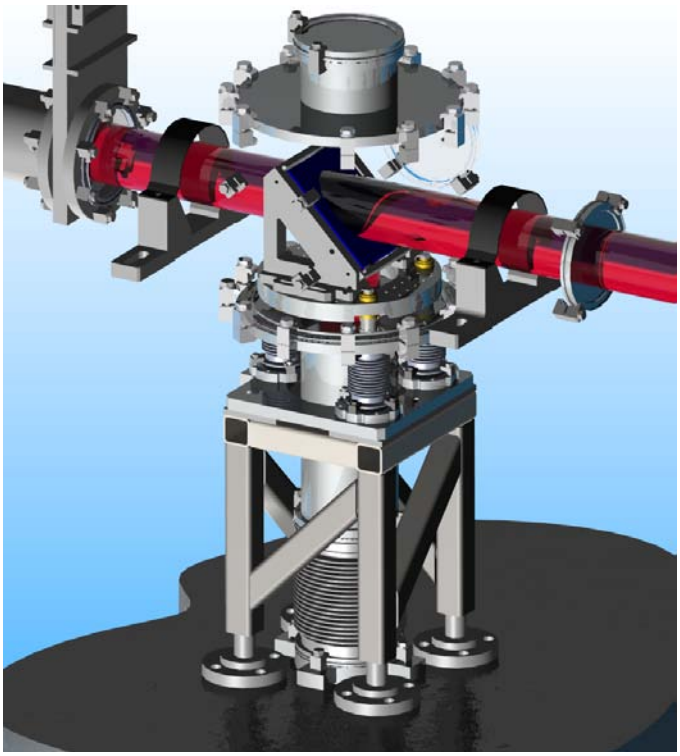


Figure 49 : Vue de l'ensemble sans l'enceinte à vide.

5.2.2 Support de la chambre à vide

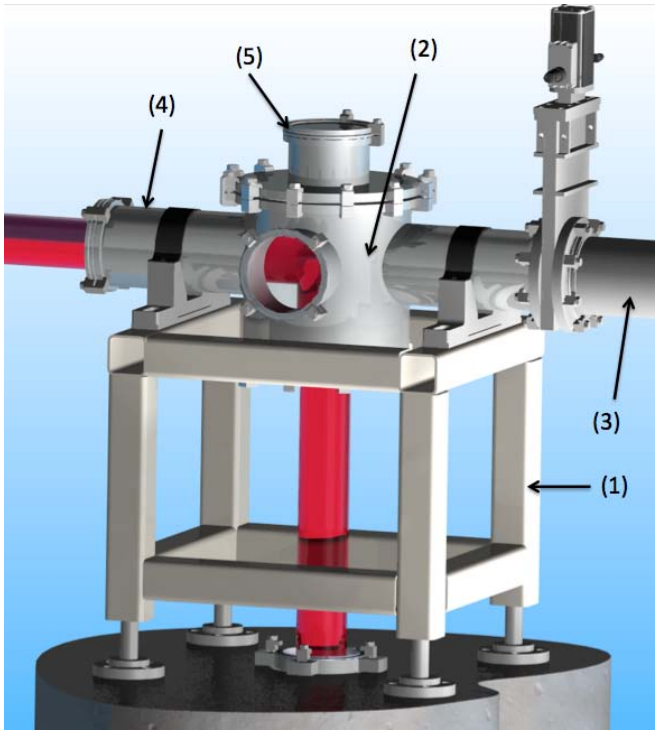


Figure 50 : Ensemble mécanique comprenant l'enceinte à vide et son bâti.

Le plus grand des deux bâtis (1) sert à soutenir l'enceinte dont le corps (2) est constitué d'un tube DN320 ISO-K avec pour le faisceau laser un tube DN160 ISO-K (3). Le compresseur se trouve à droite du côté de la vanne, le laser descend ensuite au milieu du bâti. On utilise un miroir à fuite[48]pour récupérer des informations sur le faisceau laser (4). Un hublot de visualisation (5) permet un contrôle visuel à l'intérieur de l'enceinte.

5.2.3 Support du plateau optique

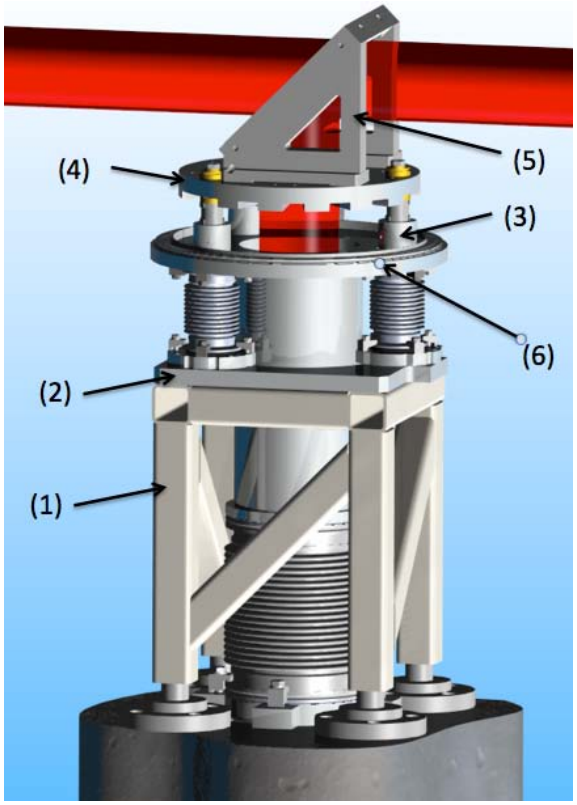


Figure 51 : Ensemble comprenant le plateau, les trois pieds et le bâti.

Le bâti en acier mécano-soudé du plateau optique est plus petit (1) que celui qui soutient l'enceinte. Une plaque (2) est fixée dessus pour faire l'interface avec les pieds (3) du plateau (4). Sur celui-ci se trouve le support miroir à 45°. La bride DN320 ISO-K (6) vient fermer l'enceinte

[48] Miroir qui réfléchi 98% de la lumière, les deux pourcents restant sont transmis à travers lui, cela permet de vérifier la qualité du faisceau laser.

par le bas. Il y a trois soufflets qui sont fixés entre cette bride et la base de chaque pied. On fait donc le vide au niveau des trois pieds.

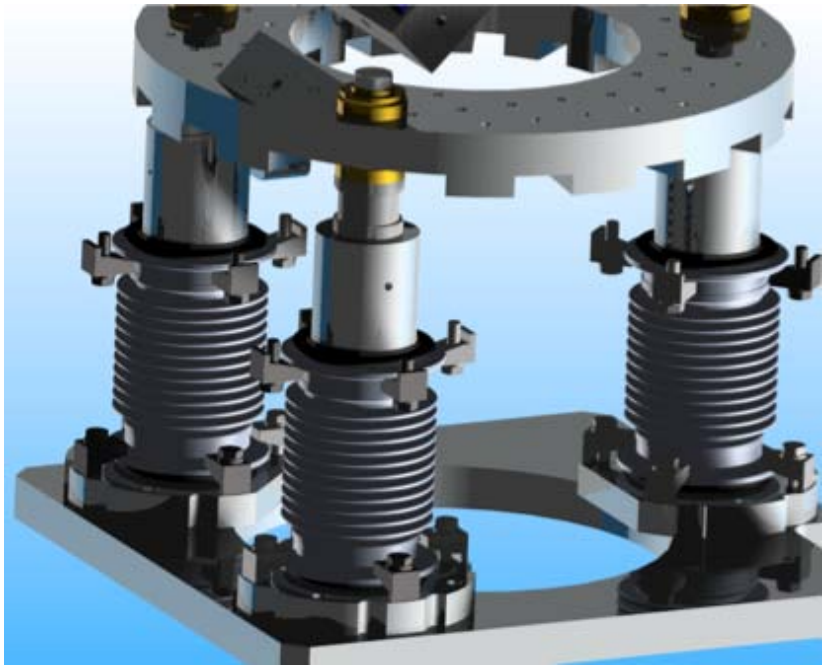


Figure 52 : Détail des pieds avec le système d'ajustement (jaune), le plateau et les soufflets.

5.2.4 Support miroir

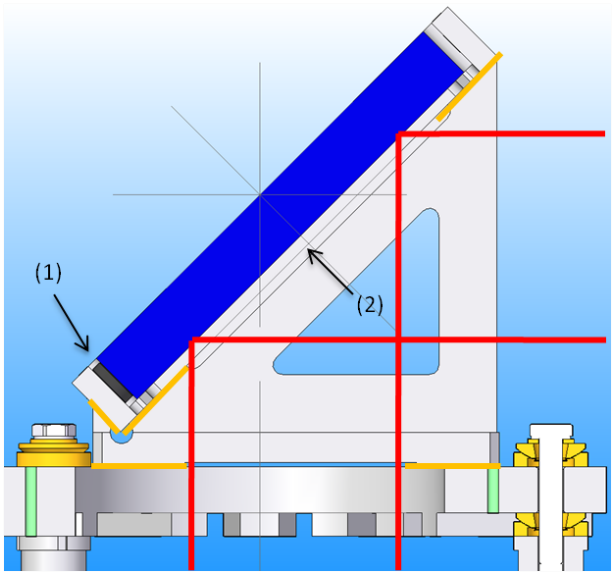


Figure 53 : Coupe du support miroir, en orange les zones de contacts et en rouge les rayons du faisceau laser.

Le miroir est monté dans un cadre en aluminium fixé par des vis qui mettent en contact le miroir contre des plots en matière plastique[49] (1).

(2) correspond à la face avant du miroir. Le système de coordonnées du miroir ($\overrightarrow{x_0}$, $\overrightarrow{y_0}$, $\overrightarrow{z_0}$) est donc positionné sur cette face.

Les lignes orange correspondent aux zones de contact, elles sont très importantes. Il y a d'abord les zones entre le cadre du miroir et les deux équerres à 45°. Elles sont composées de deux appuis plans qui bloquent deux translations et trois rotations. La dernière translation est bloquée par le serrage des deux équerres de chaque côté du cadre.

5.2.5 Système d'ajustements

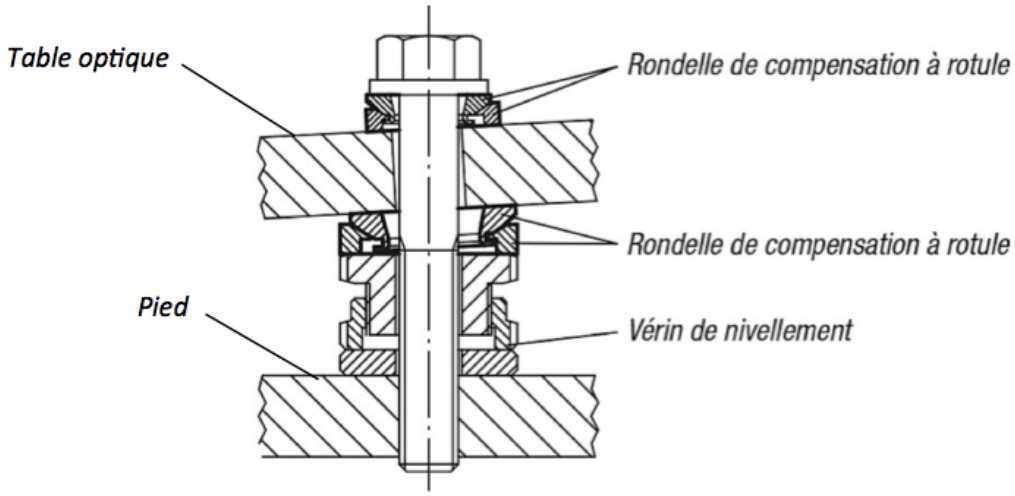


Figure 54 : Dessin technique du système d'ajustement choisi (Norelem).

Le système d'ajustement est composé de trois ensembles situés entre chaque pied et la table optique. Chaque ensemble est constitué d'un vérin de nivellement, de deux rondelles de compensation à rotule et d'une vis M10. Ces trois ensembles forment un triangle isocèle. Le centre de gravité, point concourant des trois médianes[50] du triangle, se trouve exactement à la verticale du centre de la face avant du miroir.

[49] PEEK (Polyétheréthercétone).

[50] Une médiane est un segment qui relie un sommet au milieu du côté opposé.

Ainsi, lorsque l'on règle le plateau il n'y a pas de translation du miroir non voulu.

On peut distinguer deux fonctions : mettre en position et maintenir cette position.

- Mettre en position : C'est le but des trois vérins de nivellement. A l'aide d'une clé à ergot on ajuste la hauteur de chacun. L'inclinaison du plateau est facilitée par l'emploi des rondelles de compensation à rotule.
- Maintenir la position : Une fois le réglage optique terminé, on peut bloquer la translation des vérins grâce à des écrous à encoches. On vient ensuite serrer les trois ensembles à l'aide des vis traversantes.

J'ai choisi ce système pour sa capacité à se comporter, une fois le réglage terminé, comme un ensemble rigide de trois pieds fixés à la table optique.

Traditionnellement, pour ce type d'ajustement, on place les réglages sur le support du miroir en utilisant des axes tournants, des ressorts de rappels et des vis de réglage. Ici, cette solution n'a pas été retenue par souci d'améliorer la stabilité du faisceau ainsi que la prévision lors des simulations numériques.

On peut calculer la résolution de notre système lorsque l'utilisateur voudra régler le plateau optique et donc le trajet du faisceau.

On suppose pour cela que l'utilisateur avec une clé à ergot peut déplacer la clé (au niveau de l'extrémité du manche) de 1mm.

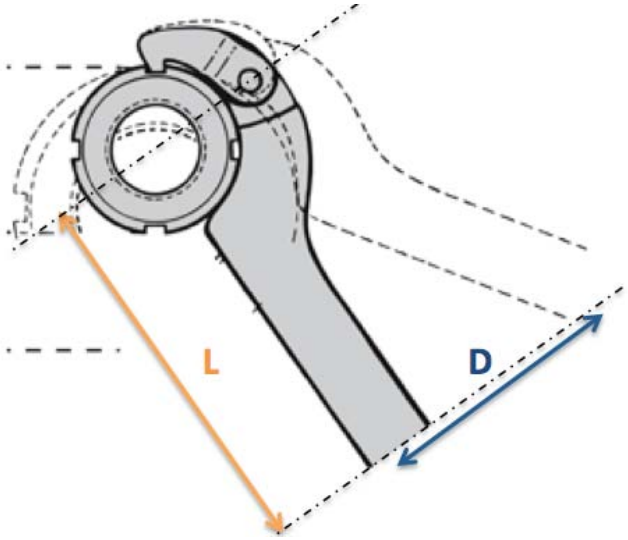


Figure 55 : L : longueur de la clé à ergot, D : mouvement minimal supposé possible.

Soit $D = 1mm$ et $L = 150mm$

Avec la formule :

$$\theta_{vérin} = \tan^{-1}\left[\frac{D}{L}\right] \quad (23)$$

On trouve $\theta_{vérin}$ =0,38°

On peut maintenant calculer maintenant l'angle θ_{min} du plateau lorsque le vérin tourne de 0,38°.

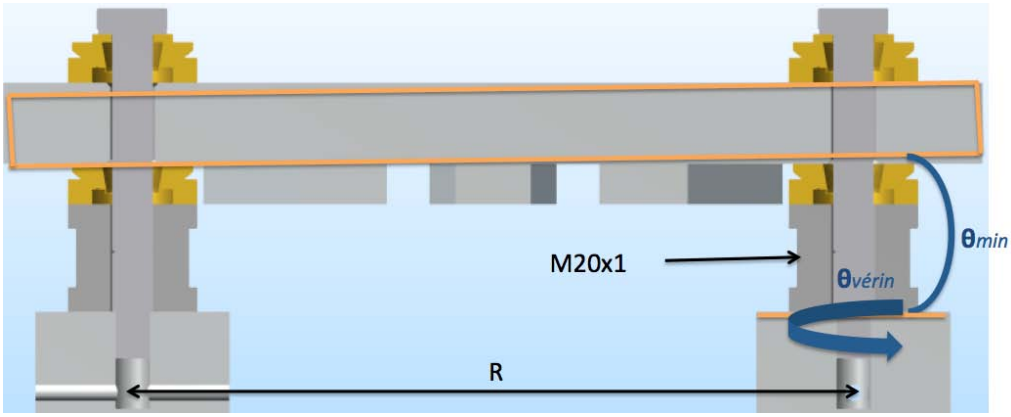


Figure 56 : Tilt du plateau lorsque l'utilisateur tourne le vérin d'ajustement.

Voici la formule pour trouver l'angle minimal du plateau :

$$\theta_{min} = \tan^{-1}\left[\frac{\frac{\theta_{vérin} \times P}{360}}{R}\right] \quad (24)$$

P = Pas de vis du vérin = 1. Le vérin se déplacera de 1 mm en hauteur lorsqu'on fait un tour complet.

R = Distance entre deux vérins = 108 mm

On trouve donc θ_{min} =0,56°

Pour connaître la résolution $Xmin$ sur le prochain miroir se trouvant à 3,9 mètres plus bas, il suffit de calculer :

$$X_{min} = 3{,}9 \times \tan(\theta_{min}) \quad (25)$$

On trouve $X_{min} = 3{,}8\ cm$

5.3 Préparation à la simulation

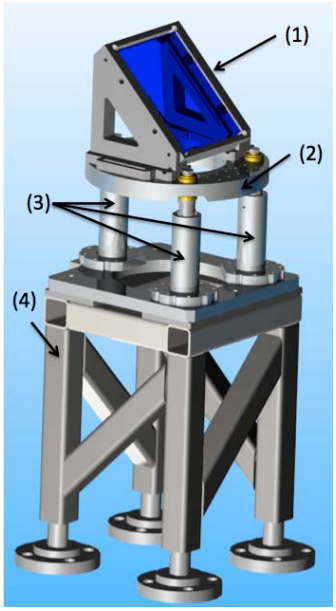


Figure 57 : Ensemble modélisé lors des différentes simulations numériques.

On l'a vu, comme le système est découplé de l'enceinte, les contraintes liées à la mise sous vide n'affectent pas le support miroir. Nous n'utiliserons donc qu'une partie de l'ensemble mécanique pour les simulations numériques à venir. Soit :

(1) Le support miroir composé du miroir et du cadre.
(2) Plateau optique.
(3) Pieds.
(4) Bâti.

5.3.1 Logiciel

J'ai utilisé la plateforme ANSYS Workbench pour faire toutes les simulations numériques.

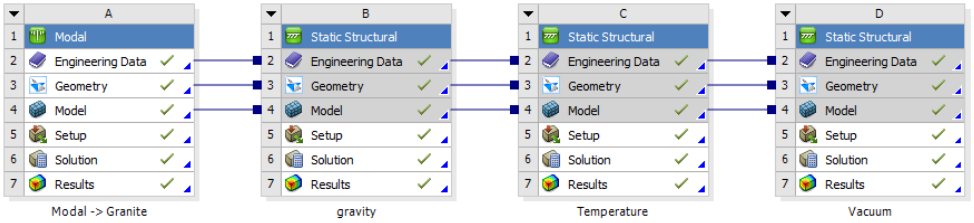


Figure 58 : Interface utilisateur sur la plateforme ANSYS Workbench.

5.3.2 Matériaux

Premièrement, on fait appel aux hypothèses suivantes pour tous les matériaux utilisés par la suite :

- Elastique : le matériau reprend sa forme initiale après déformation.
- Linéaire : les déformations sont proportionnelles aux contraintes.
- Homogène : le matériau est de même nature en n'importe quel point.
- Isotrope : les propriétés du matériau sont identiques dans toutes les directions.

Deuxièmement, on doit connaître pour chaque matériau utilisé les constantes suivantes :

- La masse volumique ρ en kg/m^3.
- Le coefficient de Poisson ν qui permet de caractériser la contraction de la matière perpendiculairement à la direction de l'effort appliqué. Il est sans unité.
- Le module de Young E qui relie les contraintes σ aux déformationsε par la loi de Hooke (son unité est le GPa) :

$$\sigma = 2\mu\varepsilon + \lambda Tr(\varepsilon)I \tag{26}$$

Où I désigne la matrice identité.

Les coefficients de Lamé (λ, μ) sont reliés à (E, ν) par

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \tag{27}$$

et

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{28}$$

- Le module de cisaillement G est calculé par le logiciel à l'aide la formule 28. On peut l'exprimer en GPa.

Matériaux	Masse volumique $(\mathbf{kg/m^3})$	Module de Young (GPa)	Coefficient de Poisson (S.U)
Verre	2530	69	0,24
Aluminium 6061-T6	2700	70	0,33
Acier inoxydable	8000	203	0,305
Acier "profilé mécano-soudé"S235JR	8000	210	0,285
PEEK	1320	4,4	0,4

Tableau III : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux.

Si on reprend le schéma du début de ce paragraphe :

Le support miroir (1) est donc composé d'un miroir en verre, d'un cadre en aluminium et de 4 patins en PEEK.

Le plateau optique (2) est en aluminium.

Les trois pieds ainsi que la plaque d'interface (3) sont en acier inoxydable.

Le bâti (4) est constitué de profilé carré de 50x50 en acier.

5.3.3 Maillage

Pour les simulations ANSYS, j'ai choisi d'utiliser les éléments hexaédriques [51] Solid45. En joignant plusieurs sommets, on peut également définir des prismes ou des tétraèdres. Ils sont définis par 8 nœuds et permettent de former des hexaèdres. Ce sont des éléments linéaires.

[51] En géométrie des solides, un hexaèdre est un polyèdre à six faces.

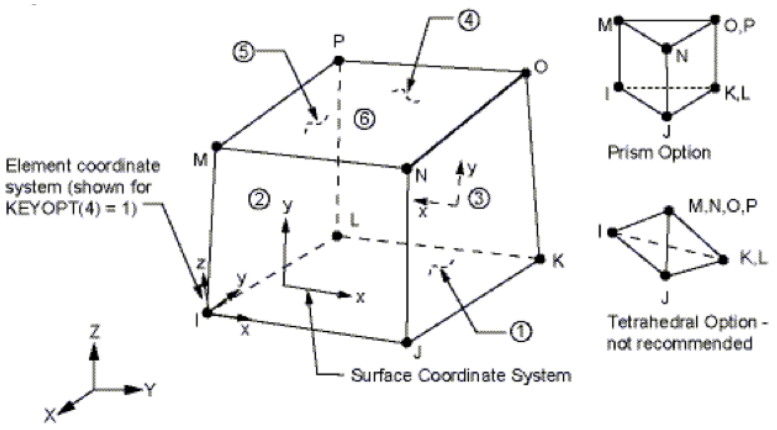


Figure 59 : Elément Solid45 utilisé dans ANSYS.

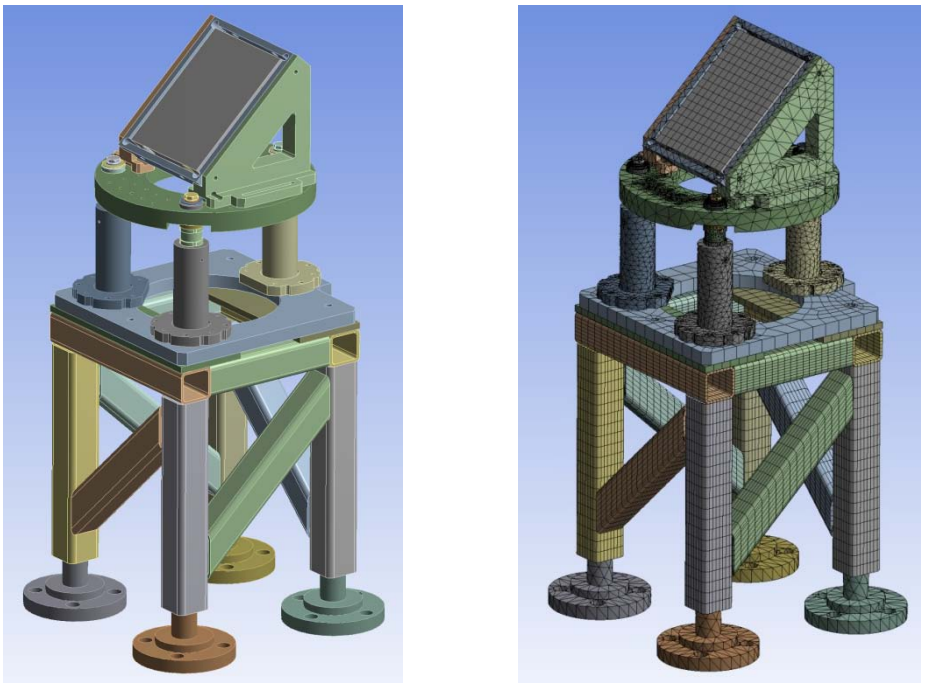


Figure 60 : Avant et après maillage de la structure.

La structure, une fois entièrement maillée, comporte 86 299 éléments pour 188 330 nœuds.

5.4 Analyse modale

5.4.1 Conditions aux limites

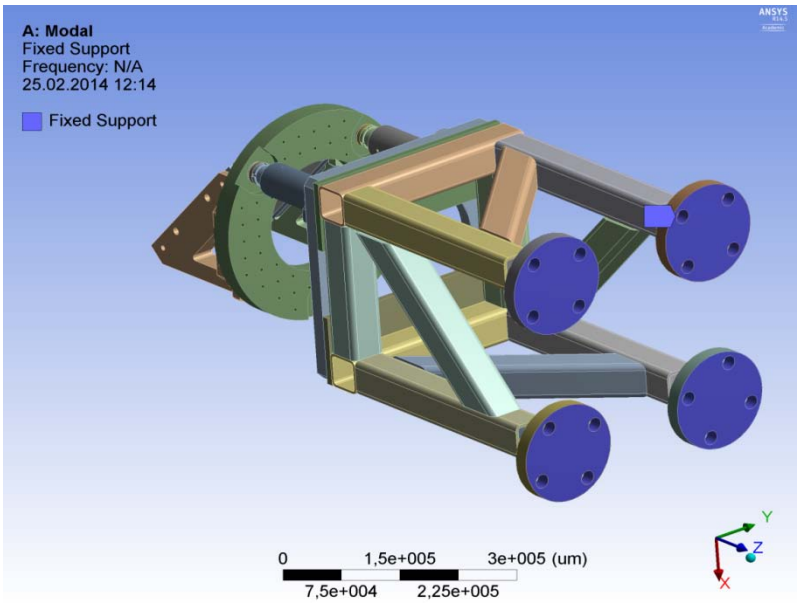


Figure 61 : Surfaces fixées dans la simulation.

Ici on définit les conditions aux limites en déplacement de la structure. Le déplacement du bas des pieds est supposé nul dans toutes les directions. On simule ici le fait que les pieds du bâti seront vissés solidement au sol. Cela revient à dire que pour trouver les modes propres d'une structure à déplacement imposé, il faut encastrer les zones où sont appliqués ces déplacements.

5.4.2 Résultat

Le résultat de la simulation par élément finis, qui inclut les déformées modales ainsi que les fréquences propres dans la gamme de 0 à 600 Hz, sont donnés ci-dessous. Il y a en tout 4 modes de flexion et 2 modes de torsion.

Mode	Fréquence (Hz)	Déformée modale
1	178,01	1er mode de flexion
2	186,63	2ème mode de flexion
3	310,74	1er mode de torsion
4	471,31	3ème mode de flexion
5	486	4ème mode de flexion
6	592,91	2ème mode de torsion

Tableau IV : Valeurs des 6 premiers modes de la structure.

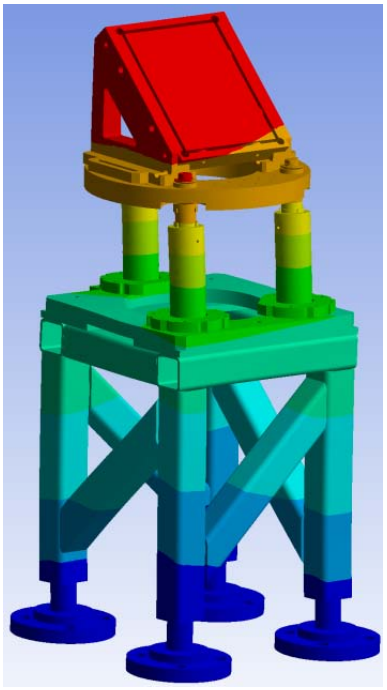


Figure 62 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure.

5.4.3 Interprétation

A ce stade et grâce à la simulation numérique, on vient de trouver les premiers modes propres de la structure.

Il est important de savoir identifier, dans le cas de cette structure présentant des risques de problèmes vibratoires, ce qui est dû à une contribution prédominante à l'énergie cinétique (masse) et à l'énergie

de déformation (raideur). L'ensemble "plateau et support miroir" a une forte contribution en masse. Par contre, la partie "bâti" a une plus forte contribution en raideur. Bien sûr, pour modifier la fréquence propre, j'ai modifié en priorité ces deux ensembles en allégeant les masses dans un cas et en rigidifiant les raideurs dans l'autre pour élever la fréquence. En effet, le premier mode de cette ensemble se trouve à 178 Hz, comme on l'a vu dans le chapitre 4.4.4 c'est ce premier mode qui délimite le passage entre la zone I "Rigid-body" et la zone II. La principale source excitatrice, qui se trouve être le premier mode de vibration du bâtiment à 27,5 Hz, est situé très loin de cette première fréquence. Ce qui nous assure un comportement globalement en raideur de la structure.

5.5 Calcul statique (gravité)

Les vibrations des structures interviennent toujours autour d'une position d'équilibre. On dit qu'il y a déformation à l'équilibre statique.

5.5.1 Conditions aux limites

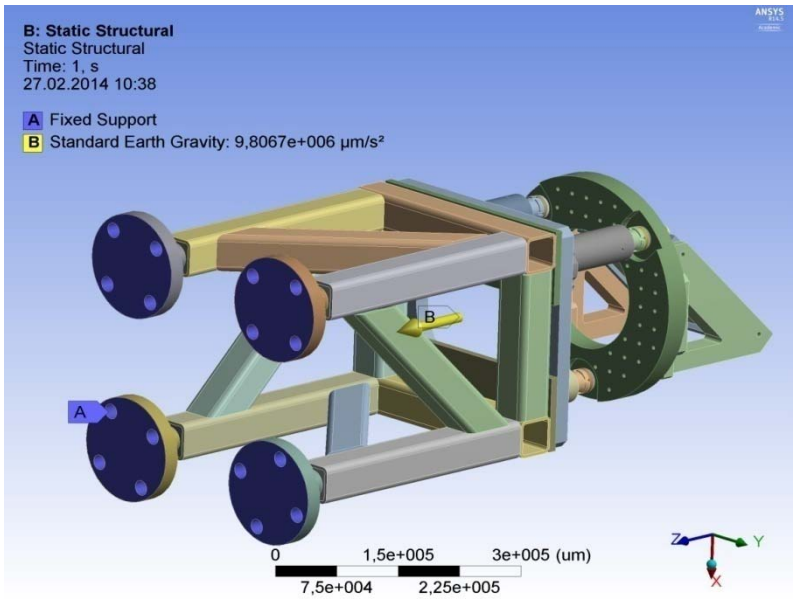


Figure 63 : En bleu les surfaces fixées dans la simulation.

On applique les mêmes conditions aux limites que pour l'analyse modale précédente. On considère en plus un champ de gravité uniforme[52]. Sous cette hypothèse, le centre de gravité et le centre d'inertie sont confondus.

La pesanteur est équivalente à une accélération, elle est mesurée dans le système international en m/s^2. Dans notre simulation, l'accélération normale de la pesanteur vaut9,8067 m/s^2.

Dans cette simulation, on utilise :

- Le système de coordonnées sur le miroir.
- Le système de coordonnées global.

5.5.2 Résultat

Ci-dessous la carte des déformations dues au champ de pesanteur selon l'axe $\vec{Z}$ du système global. Les zones rouges montrent les endroits où l'on trouve la plus grande déformation. Ici 0,868 µm.

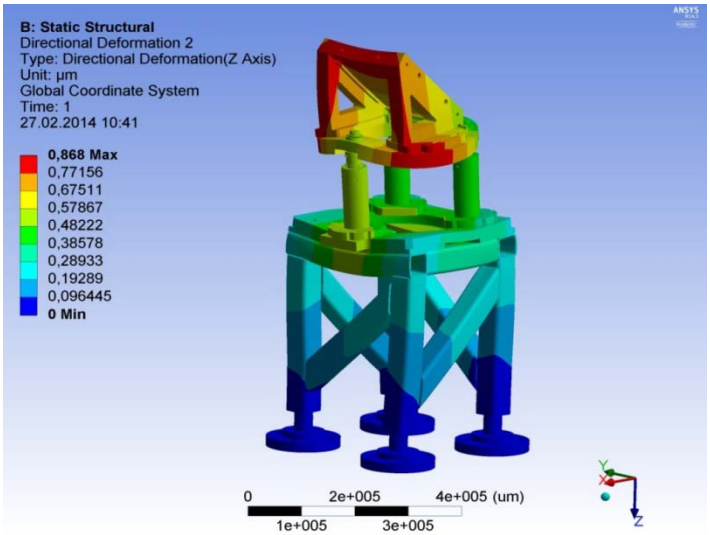


Figure 64 : Carte du déplacement suivant l'axe $\vec{Z}$ du système de coordonnées global.

[52] La dimension de cet ensemble mécanique étant faible devant la rotondité de la terre...

Les mesures nécessaires pour la suite sont :

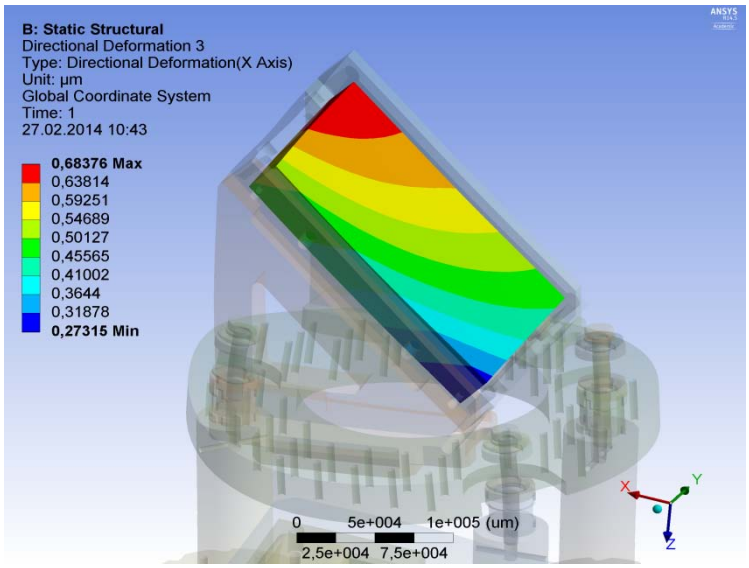


Figure 65 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe $\vec{Y}$.

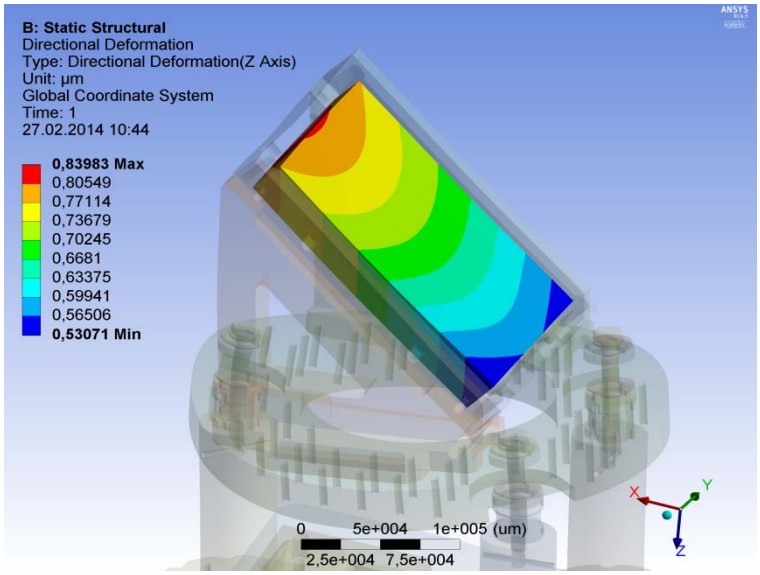


Figure 66 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe $\vec{Z}$.

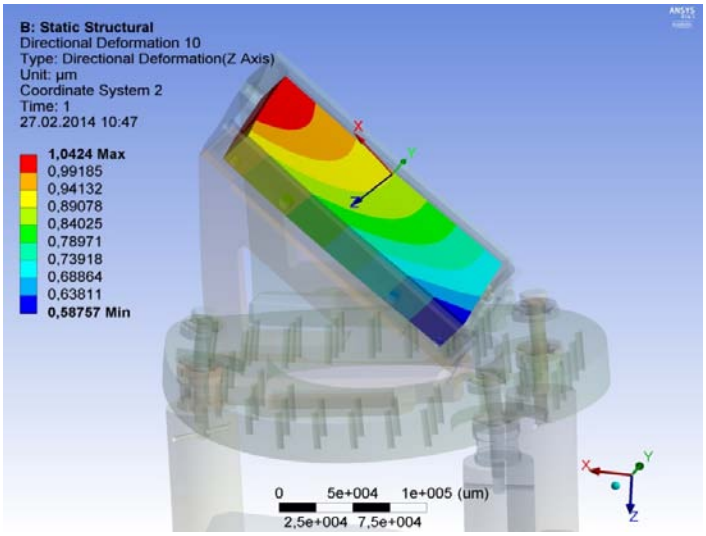


Figure 67 : Carte du déplacement du miroir suivant la normale sortante à la face avant soit l'axe $\overrightarrow{x_0}$.

5.5.3 Calculs

5.5.3.1 Calcul de d_1^0

Le déplacement $\overrightarrow{u_1}$ suivant $\vec{Y}$ et $\vec{Z}$ au point central du miroir vaut :

$$\overrightarrow{u_1} = V_1\vec{Y} + W_1\vec{Z} \tag{29}$$

Avec $V_1 = 0{,}455\ \mu m$ et $W_1 = 0{,}668\ \mu m$

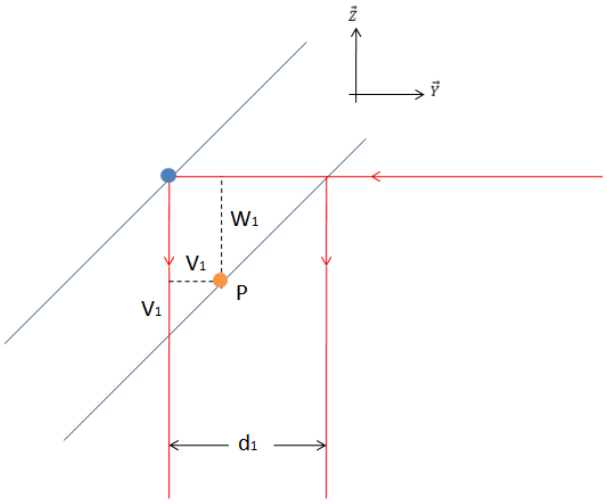


Figure 68 : Schéma pour le calcul de la valeur ded_1^0

Le miroir étant à 45° par rapport au faisceau :

$$d_1^0 = V_1 + W_1 = 1{,}123\ \mu m \quad (30)$$

5.5.3.2 Calcul de d_2^0

On peut calculer la déformation angulaire de la face avant du miroir autour de l'axe X et ainsi calculer d_2^0.

D'après la figure 67, les points $A\ (x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$ valent:

A(0 ; 0,5857) et B(200 ; 1,0424)

Après calcul de la pente m, de l'angle de rotation β_y^n et connaissant la distance D=7,2 m entre le miroir et la fin de la chaine laser on obtient :

$$d_2^0 = 32{,}882\ \mu m$$

D'après la direction de la déformation on a :

$d^0 = d_1^0 - d_2^0 = -34{,}759\ \mu m$ sur l'axe $\vec{Y}$.

Pour résumer :

Miroir	**Déplacement d_1^0 (µm)**	**Déplacement d_2^0(µm)**	**Déplacement total d^0 (µm)**
M_0	1,123	32,88	31,757

Tableau V : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur.

5.6 Calcul statique (vide)

Nous avons dit que le système était découplé de l'enceinte à vide mais il existe tout de même une région où la pression atmosphérique exerce une force. Nous pouvons voir une pression comme une force rapportée à la surface sur laquelle elle s'applique. Son unité dans le système SI est le Pascal.

5.6.1 Conditions aux limites

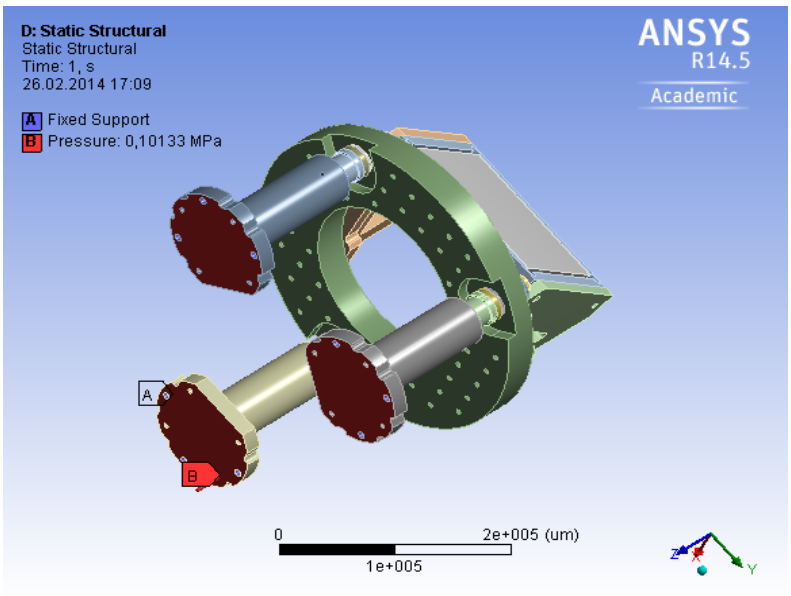


Figure 69 : En rouge, surface où on applique la pression atmosphérique. Les trous de vis sont fixés pour simuler la fixation des pieds sur la plaque du bâti.

On applique donc 3 vecteurs "contrainte" de répartition homogène sur la base des 3 pieds. La force est perpendiculaire à la surface plane d'aire S, on a donc :

$$T = \frac{F}{S} = 1{,}0133 \times 10^5 Pa \tag{31}$$

5.6.2 Résultat

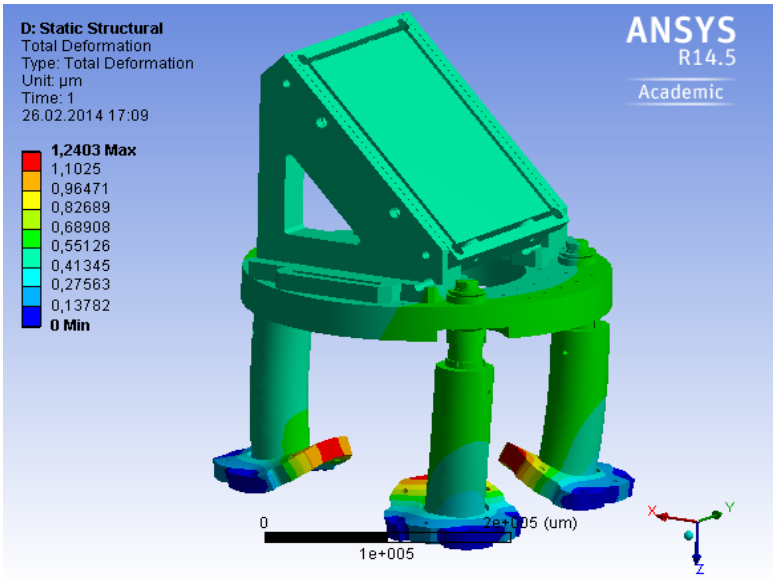


Figure 70 : Carte des déplacements de l'ensemble support miroir.

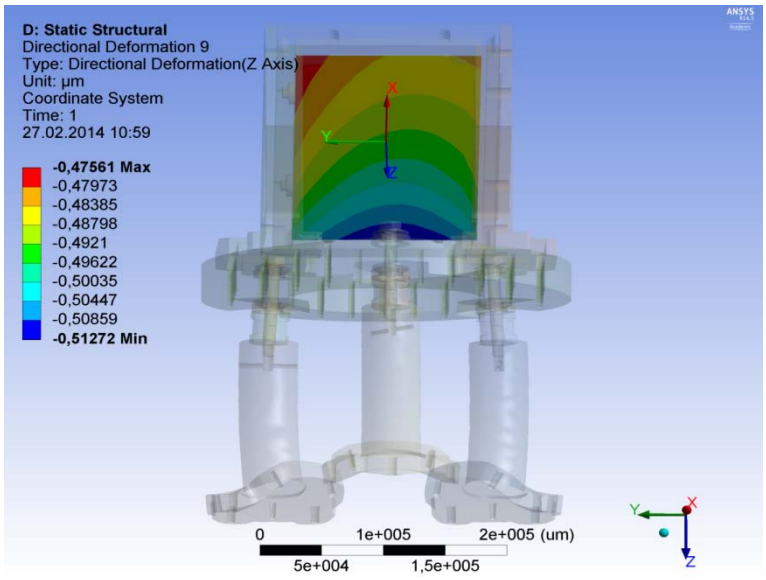


Figure 71 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe $\overrightarrow{x_0}$.

5.6.3 Calculs

On va travailler sur la déformation pour calculer la valeur de la perte de précision du système entre la position "à l'air" et la position "sous vide". On va faire exactement la même démarche que dans le paragraphe 5.5.3, à savoir :

5.6.3.1 Calcul de d_1^0

Le déplacement $\overrightarrow{u_1}$ suivant $\vec{Y}$ et $\vec{Z}$ au point central du miroir vaut :

$$\overrightarrow{u_1} = V_1\vec{Y} + W_1\vec{Z} \quad (32)$$

Avec $V_1 = 0{,}248\ \mu m$ et $W_1 = 0{,}452\ \mu m$

Le miroir étant à 45° par rapport au faisceau :

$$d_1^0 = V_1 + W_1 = 0{,}7\ \mu m \quad (33)$$

5.6.3.2 Calcul de d_2^0

D'après la figure 71, les points $A\ (x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$ valent :

A(0 ; 0,483) et B(200 ; 0,512)

Après calcul de la pente m, de l'angle de rotation β_y^n et connaissant la distance D=7,2m entre le miroir et la fin de la chaine laser on obtient :

$$d_2^0 = 2{,}088\ \mu m$$

D'après la direction de la déformation on a :

$d^0 = d_1^0 - d_2^0 = -1{,}388\ \mu m$ sur l'axe $\vec{Y}$.

Pour résumer :

Miroir	**Déplacement d_1^0 (µm)**	**Déplacement d_2^0(µm)**	**Déplacement total d^0 (µm)**
M_0	0,7	2,1	1,4

Tableau VI : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues à la mise sous vide.

5.7 Conclusion

Premièrement la mise en place d'un organigramme de l'analyse vibratoire durant la phase de conception[53] m'a permis de concevoir après un certain nombre d'itérations la meilleure conception possible pour éviter tout couplage entre les sources excitatrices et l'ensemble support miroir M_0.

Deuxièmement, le champ de pesanteur étant heureusement immuable, le calcul de la déformation mécanique due à ce champ n'est pas de très grande importance. Cependant, cela m'a permis de mettre en place un système de calcul de perte de précision du laser qui servira pour les autres calculs statiques.

Troisièmement, lors de la mise sous vide de l'enceinte du premier miroir, on devrait observer un déplacement du point focal de $1{,}4\ \mu\mathrm{m}$. Malgré le découplage entre l'enceinte et la table optique, on a une légère perte de précision due à la mise sous vide. Il faut donc prévoir sur l'ensemble porte cible un système de positionnement motorisé pour permettre un recalage entre la position du faisceau à l'air et la position du faisceau sous vide. Durant les tirs, le système sera toujours sous vide. Il n'y a donc aucune affectation du diamètre du cercle de répétabilité.

[53] Voir figure 38 page 57.

6 Trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience

6.1 Concept

Dans ce chapitre, nous allons voir la conception retenue pour les trois miroirs qui se trouvent dans la salle d'expérience. Pour arriver à un concept qui satisfait un accès facile à l'enceinte d'expérience avec des modes propres suffisamment hauts en fréquence j'ai conçu beaucoup d'ensembles pour enfin retenir celui-là. Sur l'image ci-dessous, on peut voir le compresseur (1) et le support du miroir M_0 qui se trouvent dans la salle laser HED-LAS[54]. Le faisceau descend dans la salle HED-EXP[55]et arrive sur le miroir M_1 qui grâce à une rotation motorisée suivant l'axe z distribue le laser soit vers le miroir M_2, soit vers le miroir M_3. Ces derniers miroirs transportent le faisceau jusqu'à l'enceinte d'expérience (2). Tous ces ensembles sont sous vide, j'ai donc conçu trois enceintes différentes pour chaque miroir. L'enceinte du miroir M_2 a une particularité : elle doit laisser passer en son centre le faisceau de rayon X qui vient du XFEL et qui sonde la cible dans l'enceinte expérimentale. Tous ces ensembles sont reliés par des tubes DN160 ISO-K et des soufflets.

[54] Voir chapitre 2.2.2.

[55] Voir chapitre 2.2.3.

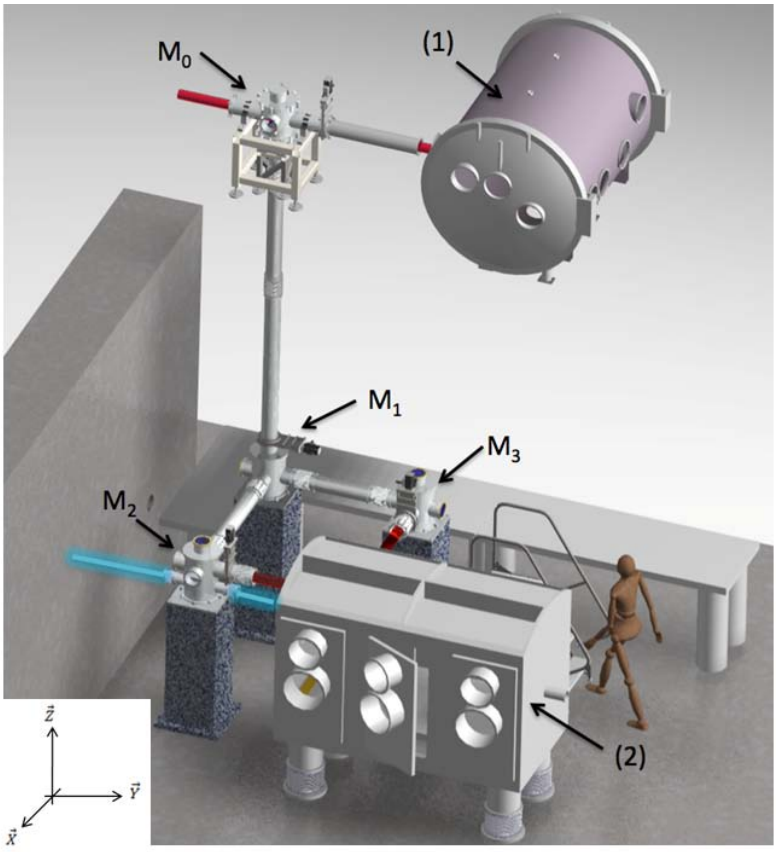


Figure 72 : Vue isométrique de l'ensemble transport faisceau suivant le trajet 1.

6.2 Design : Le choix du granit

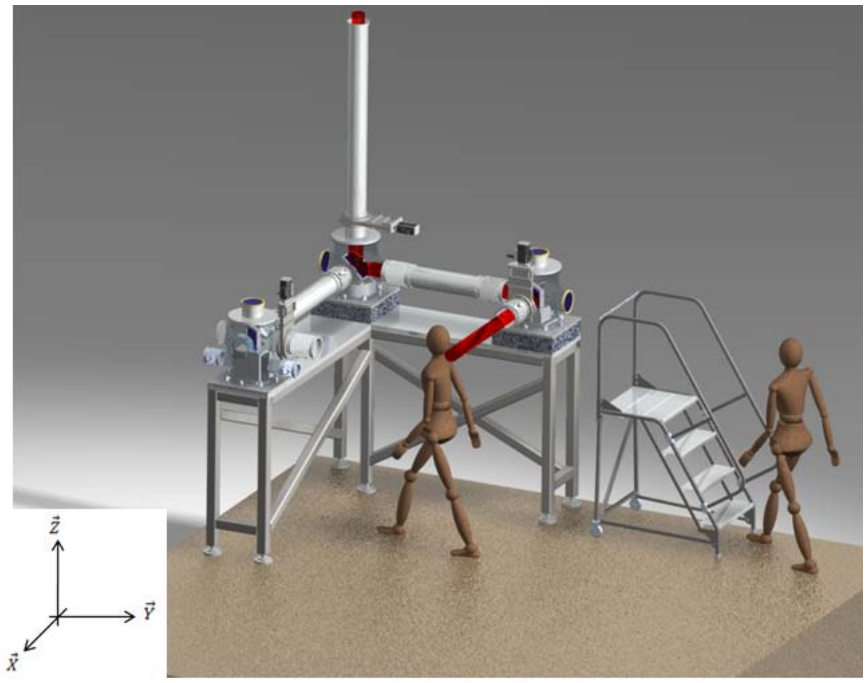


Figure 73 : Vue isométrique de la première solution que j'ai envisagée.

Une des premières idées a été de mettre les trois enceintes et les supports miroirs sur un grand bâti mécano-soudé. Mais deux verrous, ne nous permettaient pas d'accéder à des fréquences élevées. En effet, une analyse modale de l'ensemble ci-dessous donne les modes suivants :

Mode	Fréquence (Hz)
1	39,32
2	46,93
3	65,32
4	76,33
5	86,18

Tableau VII : Valeurs des 5 premiers modes de l'ensemble avec un bâti en L.

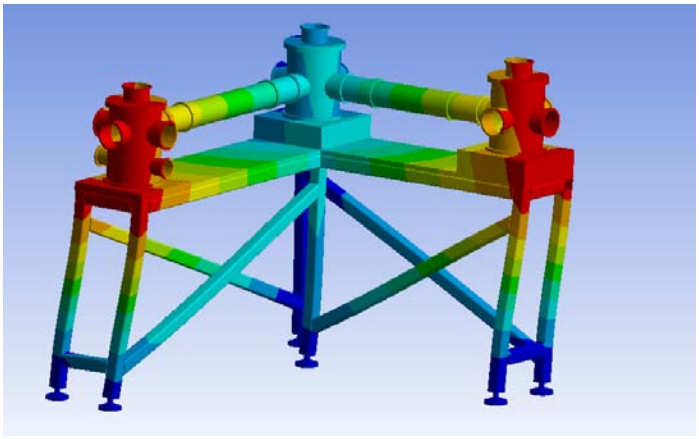


Figure 74 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure.

D'une part, on sait que les longueurs d'ondes de flexion associées aux premiers modes sont à l'échelle de leur plus grande dimension. Or dans ce cas le plateau en L fait 1800 par 1800 mm et il se trouve à une hauteur de 1500 mm. La hauteur et les distances entre les miroirs étant fixées, on ne peut pas jouer sur ces valeurs pour augmenter la fréquence du premier mode.

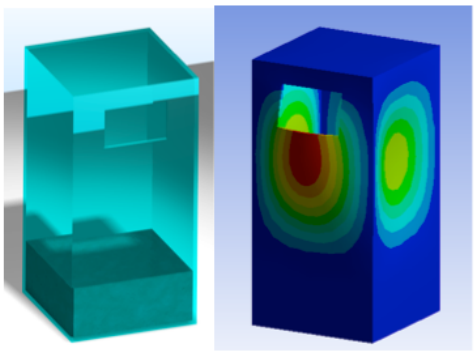
D'autre part, il est difficilement possible d'ajouter de la raideur à ce système mécanique. C'est le problème avec ce genre de bâti mécano-soudé. L'ajout des barres transversales ne suffit pas, et n'inverse donc pas la tendance.

Pour augmenter simplement la valeur de la première fréquence propre, et ainsi décaler la zone II, il peut être intéressant de raisonner avec la fréquence de résonance d'un système simple donné par la formule :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \tag{34}$$

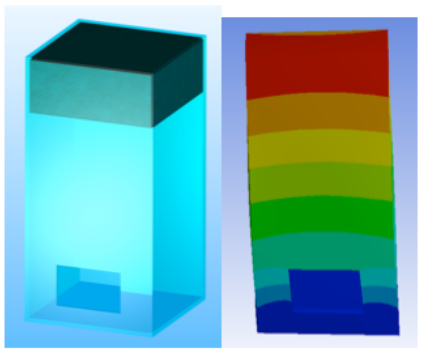
Pour illustrer les contributions respectives lorsque l'on ajoute de la masse ou de la raideur à une structure on peut analyser les résultats

obtenus avec une analyse modale d'un pied support de 1000x1000 de hauteur 2000 mm rempli à la base ou en hauteur de béton.



Fond rempli de béton – Mode 1

MODE 1	127,95 Hz
MODE 2	159,61 Hz
MODE 3	162,07 Hz
MODE 4	227,7 Hz
MODE 5	230,04 Hz
MODE 6	247,43 Hz
MODE 7	278,38 Hz
MODE 8	295,97 Hz
MODE 9	326,89 Hz
MODE 10	339,22 Hz



Haut rempli de béton – Mode 1

MODE 1	73,927 Hz
MODE 2	75,507 Hz
MODE 3	130,49 Hz
MODE 4	178,36 Hz
MODE 5	182,39 Hz
MODE 6	192,55 Hz
MODE 7	336,24 Hz
MODE 8	274,96 Hz
MODE 9	284,66 Hz
MODE 10	332,12 Hz

Tableau VIII et Tableau IX : Valeurs des 10 premiers modes d'une structure dont le fond dans un cas et le haut dans l'autre est rempli de béton.

En remplissant le fond du pied de béton, on apporte de la raideur à la structure. Par contre en mettant le poids en hauteur, au contraire, on réduit les valeurs des fréquences propres. Il n'y a dans ce cas aucun effet de raideur géométrique apporté par l'ajout de poids.

Grâce à l'analyse de cette formule simple et la méthodologie vue dans l'organigramme Fig.38,j'ai retenu cette conception mécanique :

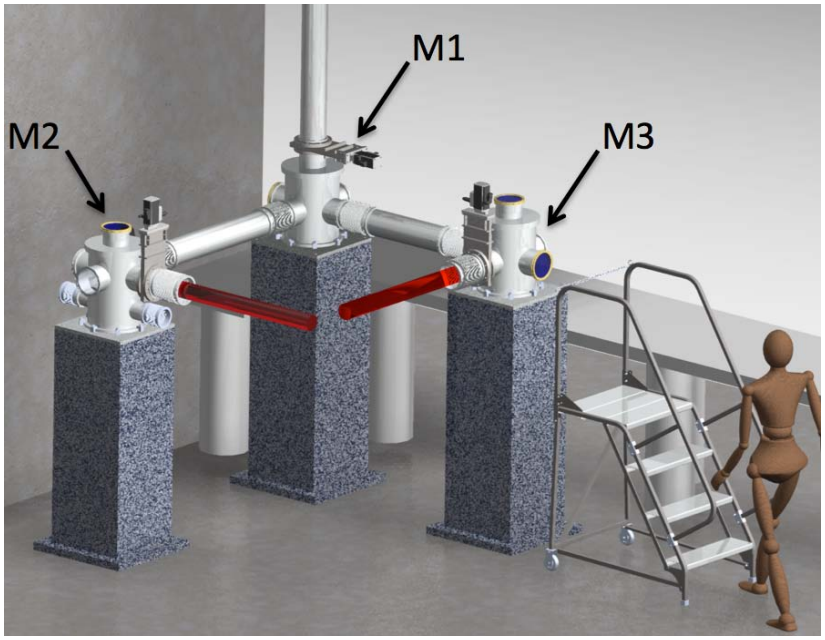


Figure 75 : Chaque support est un pied monolithique en granit qui ajoute de la raideur à la structure.

Cette solution est la seule à garantir un glissement suffisamment important des fréquences propres de la structure vis-à-vis des raies excitatrices. Des modifications de la hauteur de la structure n'étaient, par contre, pas envisageables, mais en principe, elles auraient pu permettre de réduire tout autant les vibrations de l'ensemble.

Malgré un poids élevé ces pieds en granit contribuent fortement à une meilleure rigidité dynamique de la structure.

6.3 Préparation à la simulation

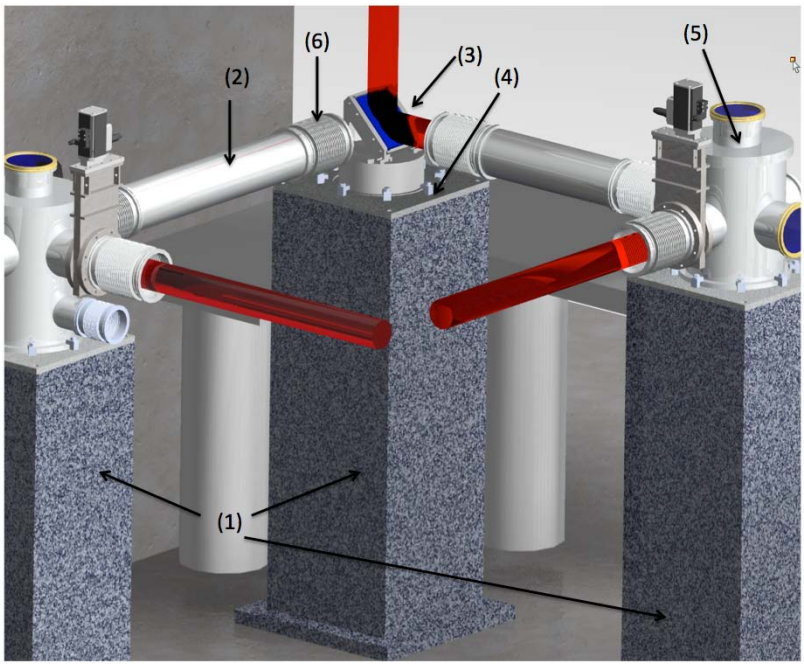


Figure 76 : Vue sans l'enceinte du miroir M_1.

Pour l'analyse modale de cet ensemble j'ai choisi de ne pas rendre indépendant chaque support et donc de traiter le problème dans son ensemble. Les soufflets (6) ont été simplifiés et remplacé par des tubes de la même longueur. Aussi, j'ai supprimé les vannes tiroirs DN160 pour diminuer le temps de la simulation.

6.3.1 Matériaux

Matériaux	Masse volumique $(\mathbf{kg/m^3})$	Module de Young (GPa)	Coefficient de Poisson (S.U)
Verre	2530	69	0,24
Aluminium 6061-T6	2700	70	0,33
Aluminium 5086	2670	71	0,33
Acier inoxydable	8000	203	0,3
Granit	2800	48	0,14

Tableau X : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux.

Si on reprend la figure 76 ci-dessus, on a :

- Les plots (1) sont monolithiques et en granit.
- Les tubes (2), les soufflets (6) et les enceintes (5) sont en aluminium 5086.
- Les trois plaques (4) sont en acier inoxydable.
- Les trois supports miroirs (3) sont en aluminium 6061.

6.3.2 Maillage

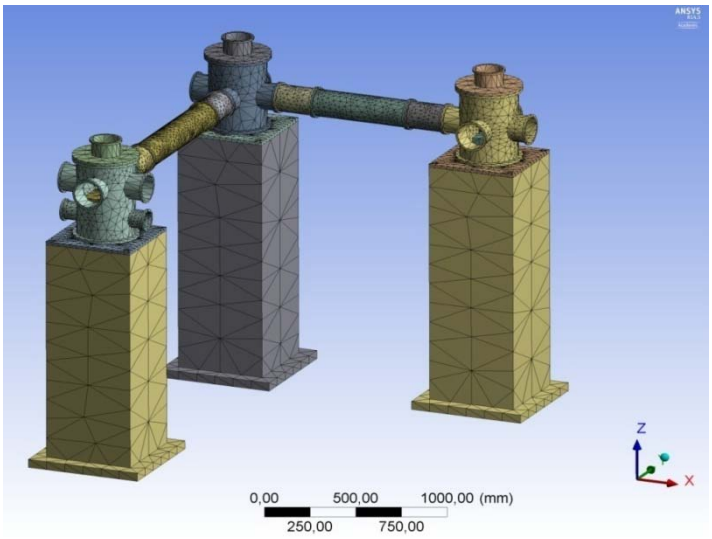


Figure 77 : Maillage de la structure.

Le maillage est constitué de 12 1056 éléments Solid45 pour 227 672 nœuds.

6.4 Analyse modale

6.4.1 Conditions aux limites

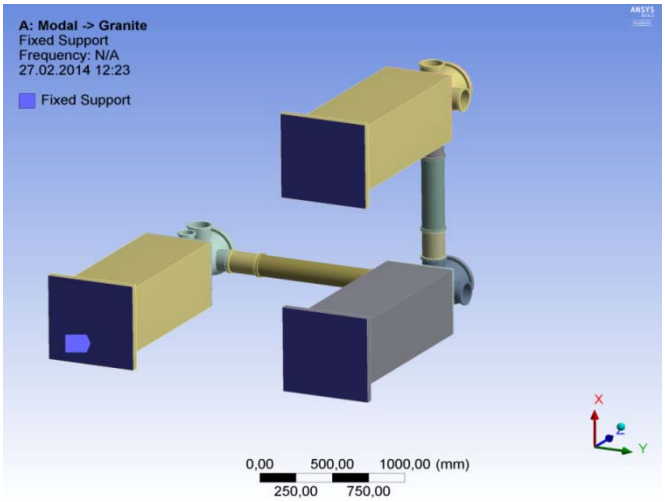


Figure 78 : Conditions aux limites, les trois faces bleues sont encastrées.

La base des trois plots en granit sera fixée au sol avec du mortier. On fixe donc les déplacements de ces surfaces dans le logiciel ANSYS.

6.4.2 Résultat

Voici les fréquences propres en fonction des 6 premiers modes propres de la structure obtenues par la simulation numérique.

Mode	Fréquence (Hz)
1	160,45
2	162,27
3	163,58
4	181,1
5	183,62
6	199,41

Tableau XI : Valeurs des 6 premiers modes de la structure[56].

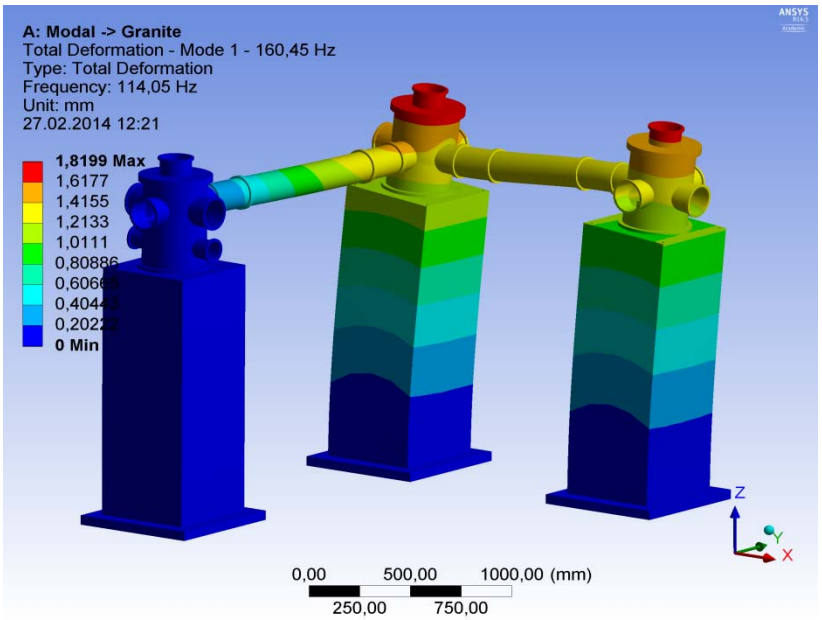


Figure 79 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure.

[56] Cartes des déformées modales en annexe.

6.4.3 Interprétation

Dans le paragraphe 4.5.2.2 nous avons identifié les raies excitatrices du sol de la salle d'expérience HED-EXP, la première se trouvait à 2,5 Hz puis les deux autres raies les plus significatives se trouvaient entre 10 et 15 Hz.

Pour cet ensemble mécanique, la taille de la structure était en notre défaveur, en effet ces grandes dimensions abaissent la valeur des premières fréquences propres. Il a donc fallu ajouter beaucoup de rigidité en utilisant le granit.

Grâce au bon choix de matériaux et de conception, on obtient des fréquences hautes, la zone II commence à 160 Hz. Les fréquences de la source excitatrice se trouvant dans la zone I on a un comportement globalement en raideur de la structure.

6.5 Calcul statique (gravité)

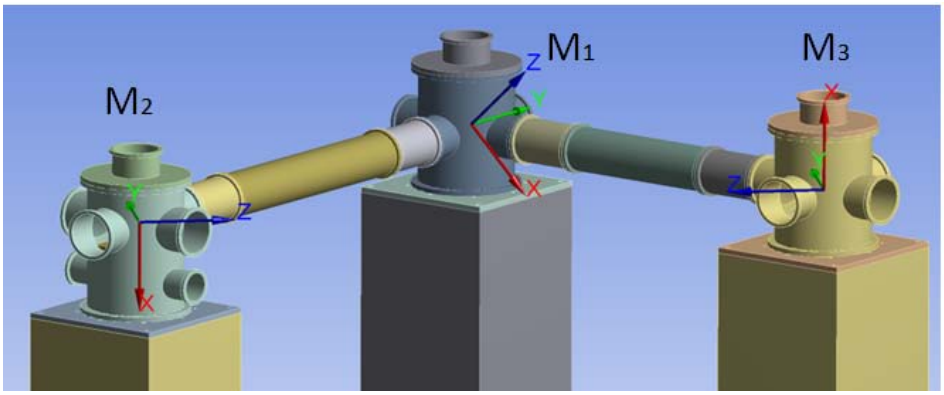


Figure 80 : Les trois systèmes de coordonnées : $(\overrightarrow{x_1},\overrightarrow{y_1},\overrightarrow{z_1})$ attaché au miroir M_1, $(\overrightarrow{x_2},\overrightarrow{y_2},\overrightarrow{z_2})$ attaché au miroir M_2 et $(\overrightarrow{x_3},\overrightarrow{y_3},\overrightarrow{z_3})$ attaché au miroir M_3.

6.5.1 Conditions aux limites

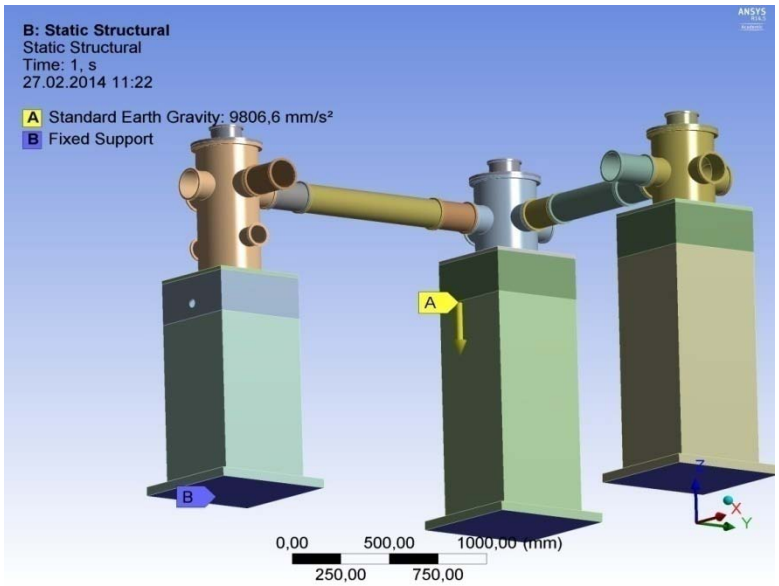


Figure 81 : En bleu les surfaces fixées dans la simulation.

On applique les mêmes conditions aux limites que pour l'analyse modale précédente. On ajoute juste le champ de pesanteur.

6.5.2 Résultat

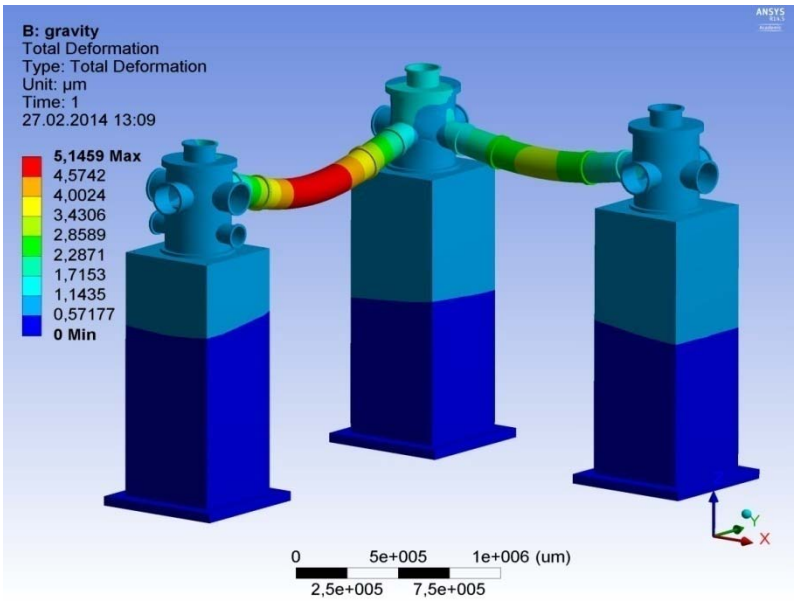


Figure 82 : Carte des déformations totales suivant le système de coordonnées global.

Au niveau global, le déplacement maximum se trouve au niveau des tubes qui sont en flexion. La flèche de 5 µm au centre du tube n'est absolument pas gênante pour le fonctionnement de l'ensemble.

6.5.2.1 Miroir M1

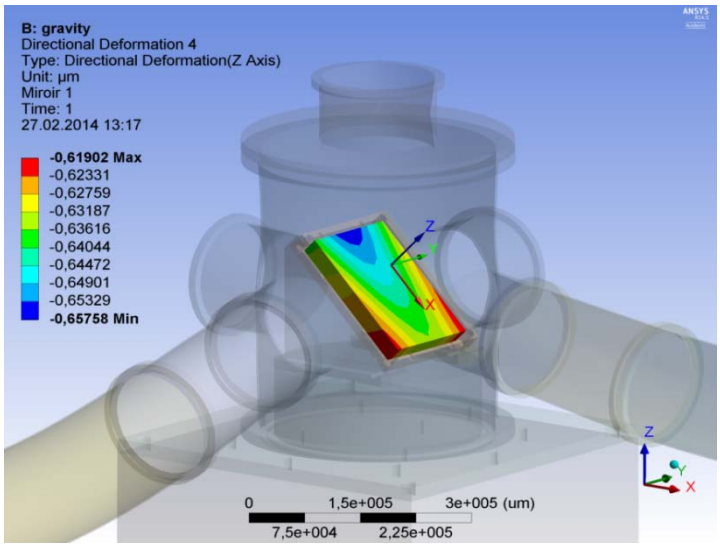


Figure 83 : Carte du déplacement du miroir M_1 suivant l'axe $\overrightarrow{x_1}$ du système de coordonnées local.

6.5.2.2 Miroir M2

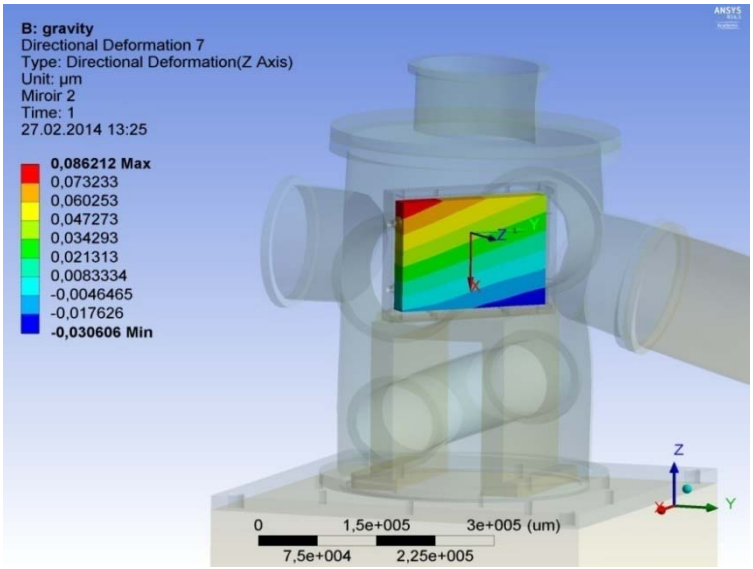


Figure 84 : Carte du déplacement du miroir M_2suivant l'axe $\overrightarrow{x_2}$ du système de coordonnées local.

6.5.2.3 Miroir M3

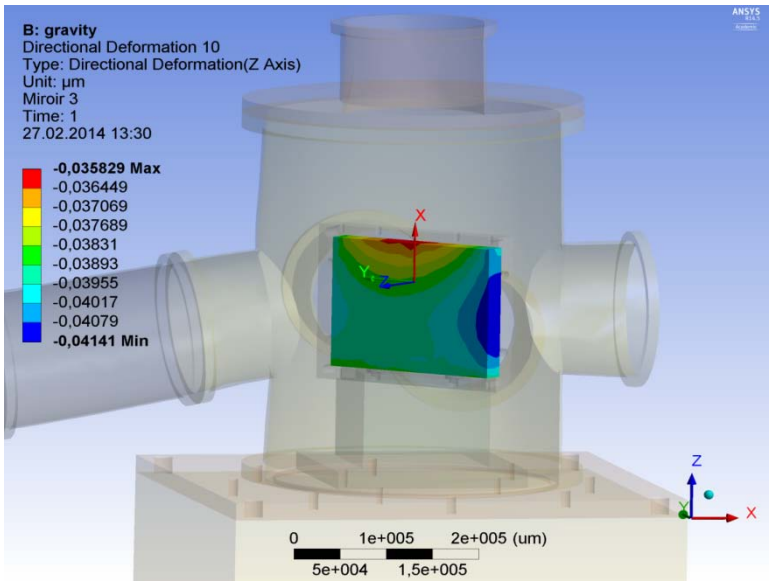


Figure 85 : Carte du déplacement du miroir M_3suivant l'axe $\overrightarrow{z_3}$ du système de coordonnées local.

	déplacement $\overrightarrow{u_n}$(µm)			**Suivant l'axe $\overrightarrow{\mathbf{x_n}}$ (µm)**	
Miroir	$U_n\overrightarrow{X}$	$V_n\overrightarrow{Y}$	$W_n\overrightarrow{Z}$	$A\ (x_a, y_a)$	$B(x_b, y_b)$
M_1		0,072	0,834	0,657	0,619
M_2	0,033	0,0069		0,086	-0,03
M_3	0,769	0,066		0,035	0,041

Tableau XII : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté des miroirs en fonction du système de coordonnées global et $\overrightarrow{x_n}$.

6.5.3 Calculs

6.5.3.1 Calcul de d_1^{n}

Pour le miroir M_1 le déplacement $\overrightarrow{u_1}$ suivant $\vec{Y}$ et $\vec{Z}$ au point central du miroir vaut :

$$\overrightarrow{u_1} = V_1\vec{Y} + W_1\vec{Z} \tag{35}$$

Pour les miroirs M_2 et M_3 les déplacements $\overrightarrow{u_2}$ et $\overrightarrow{u_3}$ suivant$\vec{X}$ et $\vec{Y}$ au point central du miroir valent :

$$\overrightarrow{u_2} = U_2\vec{X} + V_2\vec{Y} \tag{36}$$

$$\overrightarrow{u_3} = U_3\vec{X} + V_3\vec{Y} \tag{37}$$

Tous les miroirs étant à 45° par rapport au faisceau :

$$\begin{bmatrix} d_1^1 \\ d_1^2 \\ d_1^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 + W_1 \\ U_2 + V_2 \\ U_3 + V_3 \end{bmatrix} \tag{38}$$

6.5.3.2 Calcul de d_2^{n}

La valeur des points $A\ (x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$est donnée dans le tableau X. Après calcul de la pente m, de l'angle de rotation β_y^n et connaissant la distance D entre chaque miroir et la fin de la chaine laser on obtient :

Miroir	Déplacement d_1^{n}(µm)	Déplacement d_2^{n}(µm)	Déplacement totald^n(µm)
M_1	0,906	1,254	-0,348
M_2	0,04	1	1,04
M_3	0,835	0,11	0,945

Tableau XIII : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur.

6.6 Calcul statique (vide)

6.6.1 Conditions aux limites

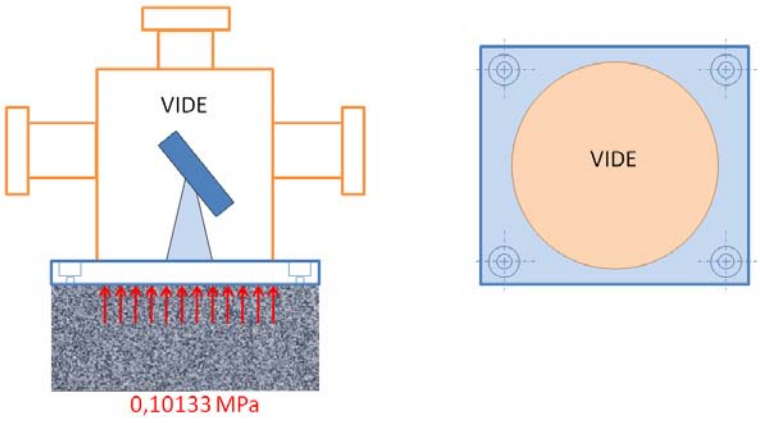


Figure 86 : Illustration pour la bonne application de la pression atmosphérique.

Ici on ne s'intéresse pas à la déformation des parois de l'enceinte lors de la mise sous vide mais seulement à la déformation du support miroir.

Pour appliquer les bonnes conditions aux limites, il faut savoir comment fonctionne et où se trouve le vide.

Premier point, l'enceinte à vide est fixée sur la plaque bleue à l'aide de demi-griffes. La surface supérieure de cette plaque bleue est donc divisée en deux zones : une sous vide (cercle orange sur la figure ci-dessus) et l'autre à l'air.

Deuxième point, cette plaque bleue est vissée à ses 4 extrémités sur le granit. On applique donc sous ANSYS la pression atmosphérique sur la face inférieur de la plaque bleue et sur la surface circulaire orange définie par le diamètre intérieur de l'enceinte, soit Ø 300 mm.

6.6.2 Résultat

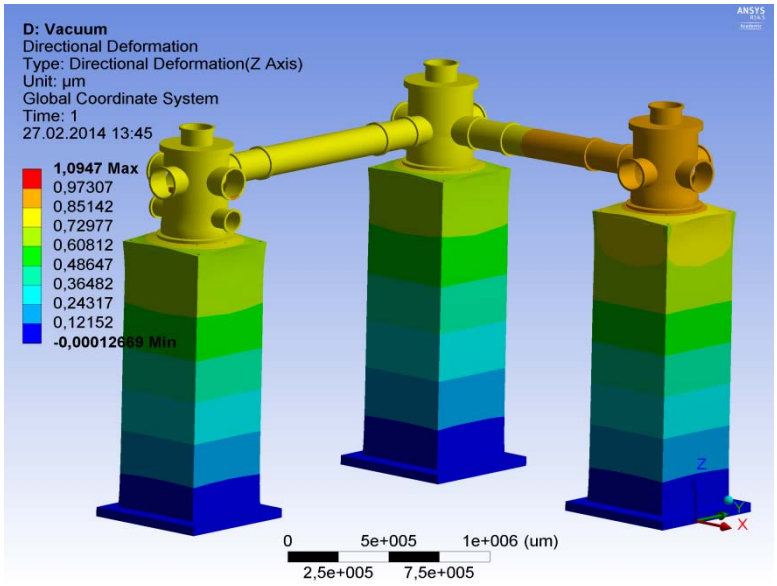


Figure 87 : Carte du déplacement de l'ensemble de la structure suivant l'axe $\vec{Z}$ du système de coordonnées global.

	déplacement $\overrightarrow{u_n}$(µm)			Suivant l'axe $\overrightarrow{x_n}$ (µm)	
Miroir	$U_n\vec{X}$	$V_n\vec{Y}$	$W_n\vec{Z}$	$A\ (x_a, y_a)$	$B(x_b, y_b)$
M_1		0,002	0,917	0,650	0,645
M_2	0,0014	0,0022		0,0073	0,0068
M_3	0,0013	0,0011			

Tableau XIV : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté des miroirs en fonction de l'axe $\vec{Z}$ et $\overrightarrow{z_n}$ lors de la mise sous vide.

6.6.3 Interprétation

Ces déplacements sont mesurés dans l'enceinte d'expérience lorsque les enceintes passent de l'état "à l'air" à l'état "sous vide".

Miroir	Déplacement d_1 (µm)	Déplacement d_2 (µm)	Déplacement total (µm)
M_1	0,919	0,165	0,754
M_2	0,0036	0,009	0,0126
M_3	0,0024		0,0024

Tableau XV : Déplacements observés au bout de la chaîne laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur.

6.7 Conclusion

On ne peut malheureusement pas jouer sur la hauteur de la structure pour faire glisser les premiers modes propres vers de plus hautes fréquences, car la hauteur de faisceau a été fixée à 1700 mm et ce dès le début. Il a donc fallu jouer sur la raideur de cette structure pour augmenter la valeur des fréquences propres. Grâce à cette conception on a une structure de haute stabilité mécanique (160 Hz).

Concernant la statique, la mise sous vide entraîne un déplacement du miroir M_1 qui engendre une perte de précision beaucoup plus forte que pour les miroirs M_2 et M_3. Mais malgré l'absence de découplage entre l'enceinte et le support optique on voit que cela n'entraine pas de grande déformation (0,754 µm).

Je préconise toutefois, pour une plus grande sécurité l'ajout de colle Epoxy entre la plaque et le granit avec une résistance à la traction de 60 MPa.

7 Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience.

7.1 Concept

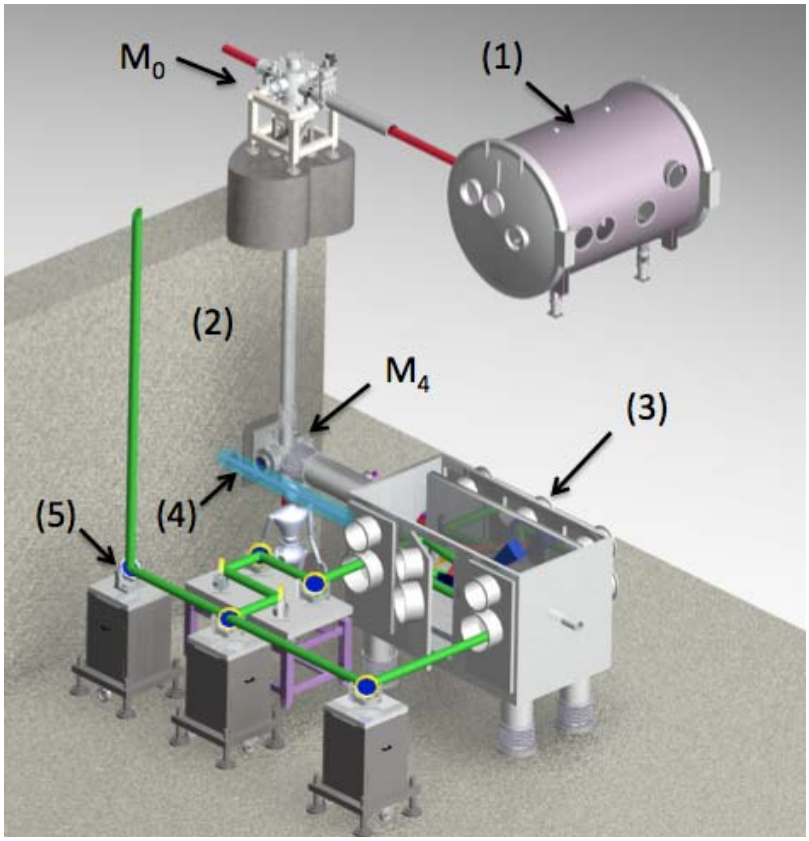


Figure 88 : Schéma global de la salle d'expérience. Le laser vert est le laser HE-OL.

Dans ce chapitre, nous allons voir la conception que j'ai réalisée pour le trajet n°2. Sur l'image ci-dessus on voit le compresseur (1) et le miroir M_0, qui ne change pas entre le trajet 1, que l'on a vu précédemment, et le trajet 2 que je présente ici. Cette fois-ci il est juste déplacé dans la salle HED-LAS pour se trouver au plus près du mur (2)

de la salle d'expérience HED-EXP. Le faisceau longe ce mur à une distance de 260 mm et arrive sur le miroir M_4. Ce miroir est à la même hauteur que le faisceau à rayons X (4) qui vient du XFEL. Aussi il est à 45° ce qui permet d'envoyer le faisceau laser dans l'enceinte expérimentale (3). C'est dans cette enceinte qu'un miroir insérable permettra d'envoyer le laser suivant les deux directions : parallèle ou perpendiculaire au faisceau XFEL.

7.2 L'ensemble support miroir

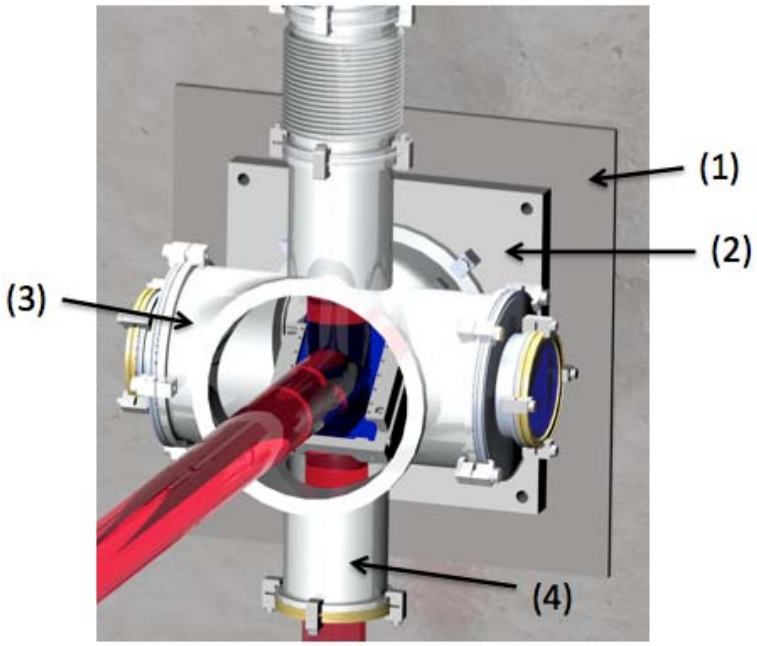


Figure 89 : Schéma de l'ensemble support miroir M_4.

(1) est une plaque en acier de 700 mm par 700 mm et de 40 mm d'épaisseur qui devra être fixée dans le mur de béton armé pendant la coulée. Cette pièce devra donc être prévue pendant la phase des travaux d'infrastructure. La plaque (2) est une plaque d'interface. Elle sera fixée à la plaque (1) par 4 vis et elle sert de bride à l'enceinte à vide (3). L'équerre "support miroir" sera aussi fixée sur cette plaque. (4) correspond à la fuite du miroir qui servira à des diagnostiques optiques. Pour éviter la conception d'une trop grande structure, dont le

centre de gravité sera loin du mur, et qui par conséquent aura ces premières fréquences propres trop basses, le système n'est pas découplé entre l'enceinte à vide et le plateau qui soutient le support optique.

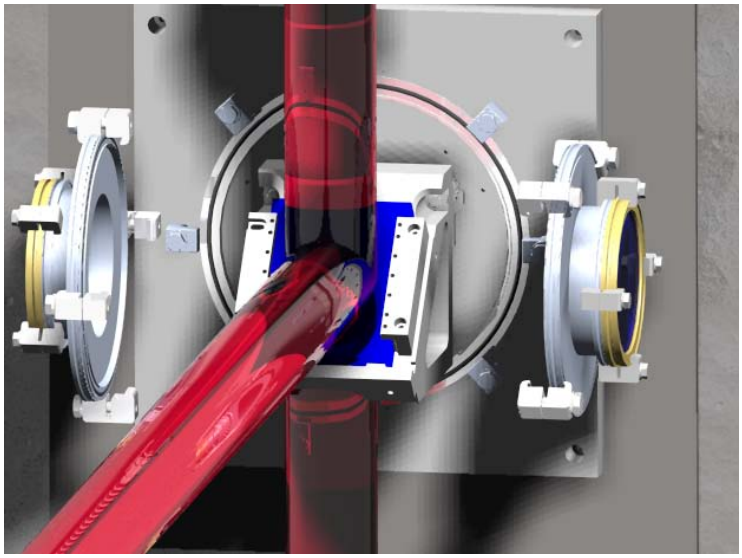


Figure 90 : Détail, le support miroir sans l'enceinte à vide.

Le support miroir est une équerre faite en un seul bloc de matière. Trois autres pièces viennent bloquer les translations et rotations du miroir. Le miroir se trouve à 45° par rapport à la plaque. J'ai utilisé le même système d'ajustement que pour le support du miroir M_0.

7.2.1 Système d'ajustements

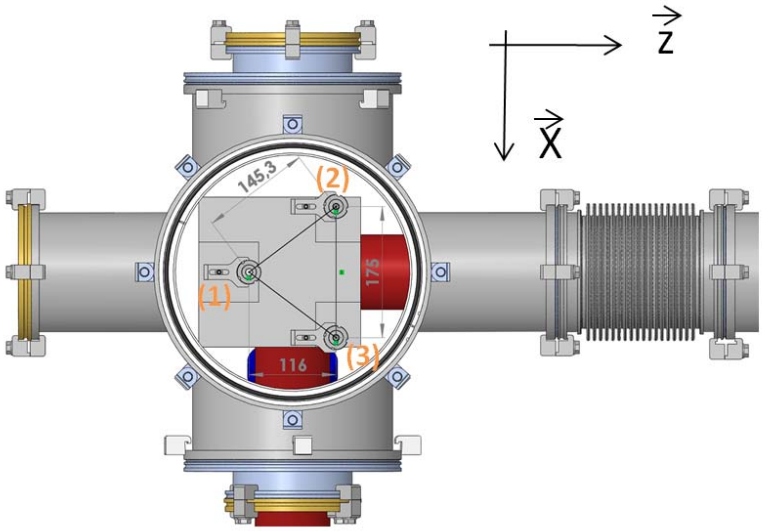


Figure 91 : Vue du dessous du miroir avec le système d'ajustement.

Un déplacement suivant l'axe $\vec{Y}$ du vérin (1) donne une rotation autour de $\vec{X}$ qui donne un déplacement du faisceau suivant l'axe $\vec{Z}$.

En utilisant les formules (23), (24) et (25) vues dans le chapitre 5.2.5 on peut calculer ce déplacement suivant l'axe $\vec{Z}$:

R = Distance entre le vérin (1) et les deux vérins (2) et (3) = 116 mm

On trouve donc ${\theta^Y}_{min}$ =0,52° , angle minimal du plateau.

Le miroir M_4 se trouve à 3 238 mm de la fin de chaîne laser.

On trouve donc $Z_{min} = 2{,}9\ cm$

Un déplacement suivant l'axe $\vec{Y}$ des vérins (2) et (3) donne une rotation autour de $\vec{Z}$ qui donne un déplacement du faisceau suivant l'axe $\vec{X}$.

En utilisant les mêmes formules (23), (24) et (25) on peut calculer ce déplacement suivant l'axe $\vec{X}$:

R = Distance entre les vérins (2) et (3) = 175 mm

On trouve donc $\theta^Z{}_{min}$ =0,34° , angle minimal du plateau.

Le miroir M_4 se trouve à 3 238 mm de la fin de chaîne laser.

On trouve donc $X_{min} = 1{,}9\ cm$

7.3 Préparation à la simulation

7.3.1 Matériaux

Matériaux	Masse volumique $(\mathbf{kg/m^3})$	Module de Young (GPa)	Coefficient de Poisson (S.U)
Verre	2530	69	0,24
Aluminium 6061-T6	2700	70	0,33
Acier inoxydable	8000	203	0,305

Tableau XVI : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux.

Si on reprend la figure 91, les plaques (1) et (2) sont en acier inoxydable. L'équerre support miroir ainsi que les 3 pièces bloquantes sont en aluminium 6061-T6. Le miroir est en verre.

7.3.2 Maillage

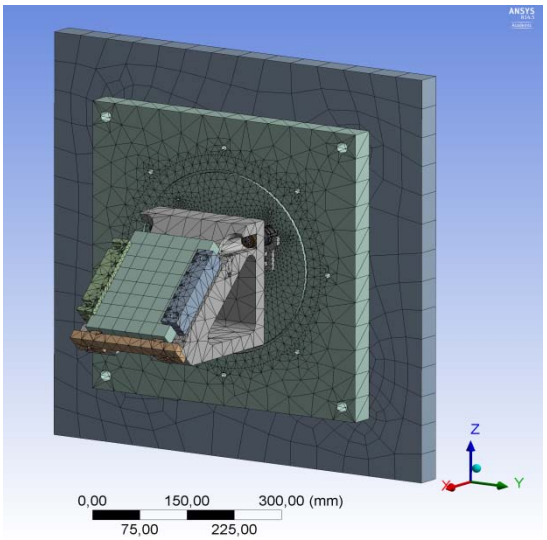


Figure 92 : Maillage de la structure.

Le maillage est constitué de 82 153 éléments Solid45 pour 146 680 nœuds.

7.4 Analyse modale

7.4.1 Conditions aux limites

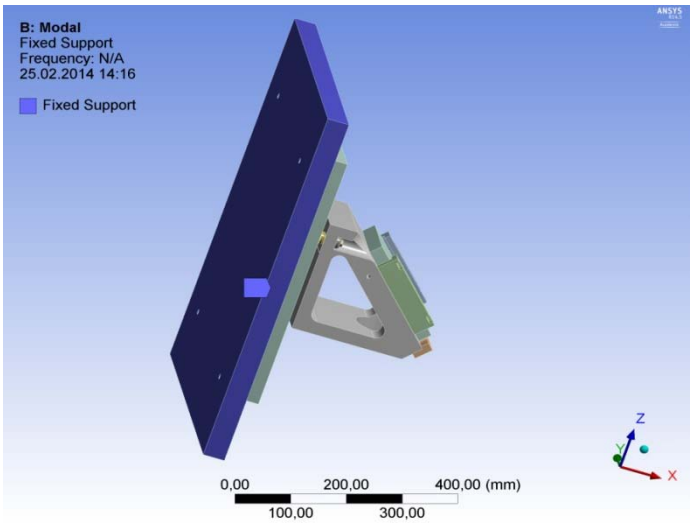


Figure 93 : Conditions aux limites, les faces bleues sont bloquées en déplacement.

Pour simuler le fait que la plaque (1) est fixée dans le mur, j'ai bloqué les déplacements de ces surfaces dans le logiciel ANSYS.

7.4.2 Résultat

Les résultats de la simulation par élément finis, qui inclut les déformées modales[57] ainsi que les fréquences propres dans la gamme de 0 à 1800 Hz, sont donnés ci-dessous. Il y a en tout 4 modes de flexion et 2 modes de torsion.

Mode	Fréquence (Hz)	Déformée modale
1	396,45	1er mode de flexion
2	492,04	2ème mode de flexion
3	888,19	1er mode de torsion
4	1104,5	3ème mode de flexion
5	1350,9	Mode de forme complexe
6	1751,2	1er mode longitudinal

Tableau XVII : Valeurs des 6 premiers modes de la structure.

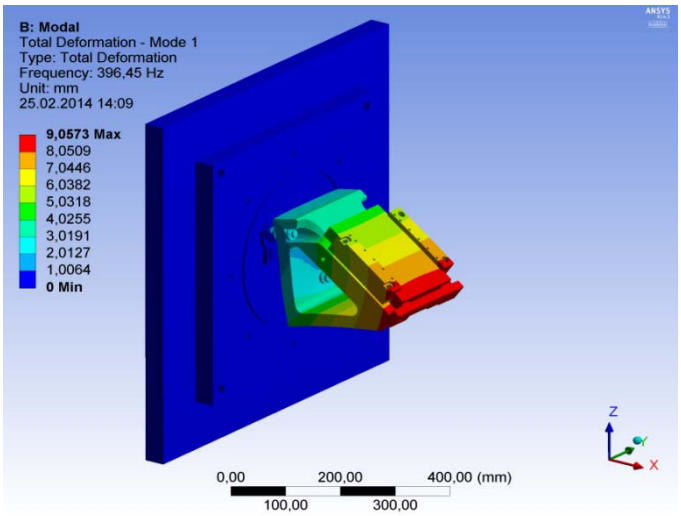


Figure 94 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure.

[57] Voir les cartes en annexe.

7.4.3 Interprétation

Grâce à une fixation sur le mur de la salle d'expérience et une distance réduite au minimum entre le miroir et le mur cet ensemble mécanique a un comportement en raideur jusqu'à des fréquences de 396,5 Hz. C'est la structure avec les fréquences propres les plus grandes de ce rapport.

7.5 Calcul statique (gravité)

7.5.1 Conditions aux limites

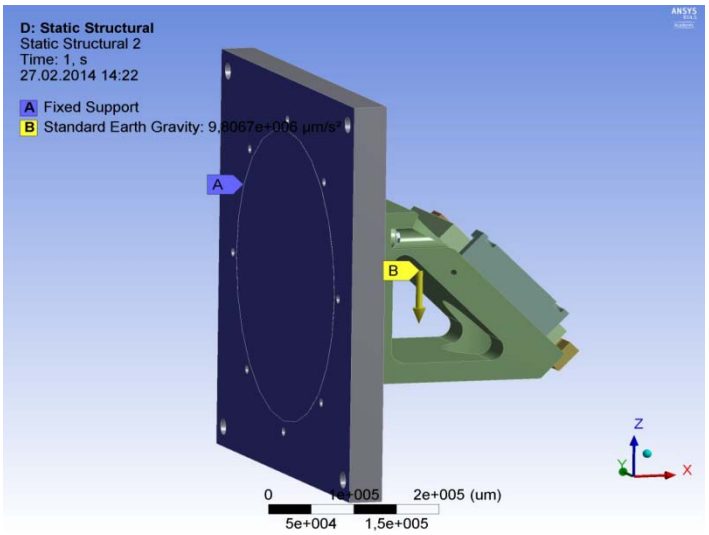


Figure 95 : Conditions aux limites.

Pour cette simulation j'ai enlevé la plaque d'acier (1). J'ai bloqué en translation et en rotation la face arrière de la plaque (2) et ajouté l'accélération normale de la pesanteur.

7.5.2 Résultat

Voici les résultats nécessaires pour le calcul de la perte de précision du système :

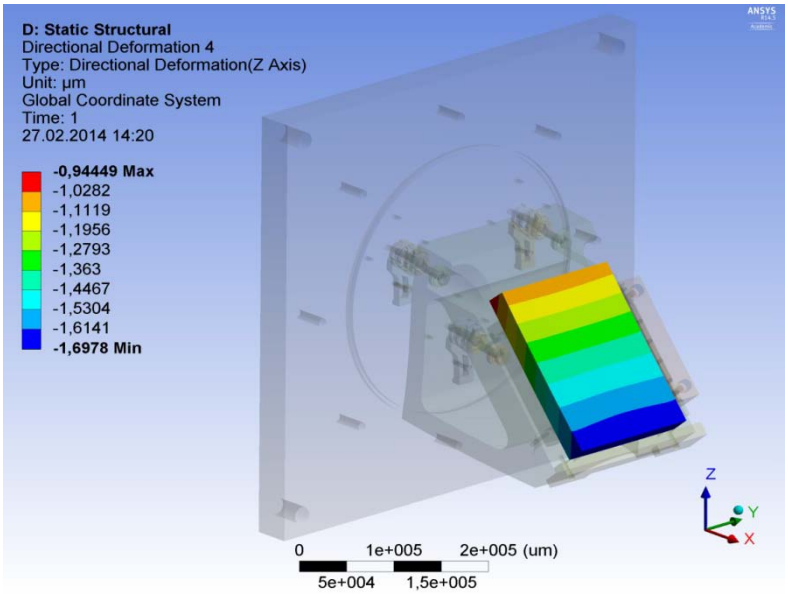


Figure 96 : Carte des déplacements suivant l'axe $\vec{Z}$ du système de coordonnées global.

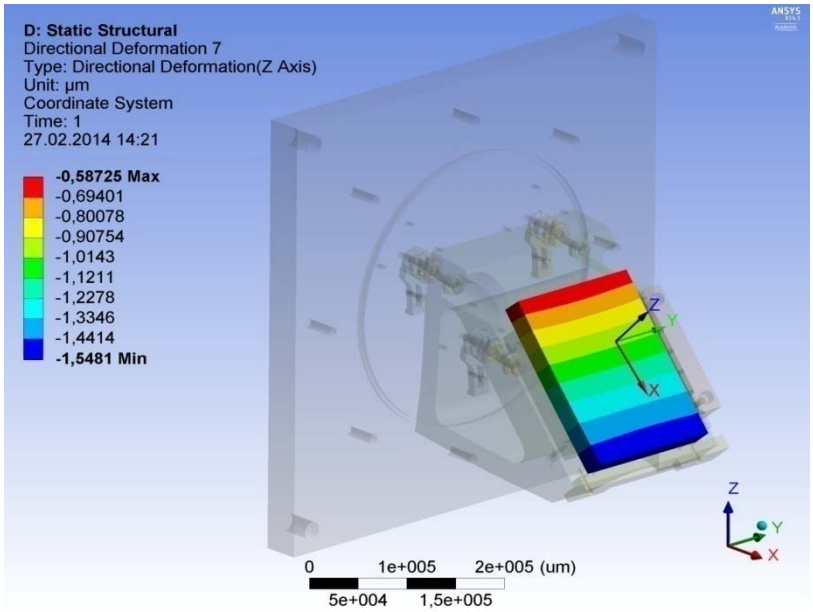


Figure 97 : Carte des déplacements du miroir suivant la normale sortante à la face avant du miroir soit l'axe $\overrightarrow{x_4}$.

	déplacement $\overrightarrow{u_4}$ (µm)			Suivant l'axe $\overrightarrow{x_4}$ (µm)	
Miroir	$U_4\vec{X}$	$V_4\vec{Y}$	$W_4\vec{Z}$	$A\ (x_a, y_a)$	$B(x_b, y_b)$
M₄		0,22	1,447	1,697	0,945

Tableau XVIII : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté du miroir M_4 en fonction du système de coordonnées global et $\overrightarrow{x_4}$.

7.5.3 Calculs

7.5.3.1 Calcul de d_1^4

Pour le miroir M_4 le déplacement $\overrightarrow{u_4}$ suivant $\vec{Y}$ et $\vec{Z}$ au point central du miroir vaut :

$$\overrightarrow{u_4} = V_4\vec{Y} + W_4\vec{Z} \tag{39}$$

7.5.3.2 Calcul de d_2^4

La valeur des points $A\ (x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$ est donnée dans le tableau XVI. Après calcul de la pente m, de l'angle de rotation β_y^n et connaissant la distance D entre le miroir et la fin de la chaine laser on obtient :

Miroir	**Déplacement d_1^4 (µm)**	**Déplacement d_2^4(µm)**	**Déplacement totald^4 (µm)**
M₄	1,667	24,35	32,564

Tableau XIX : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur.

7.6 Calcul statique (vide)

7.6.1 Conditions aux limites

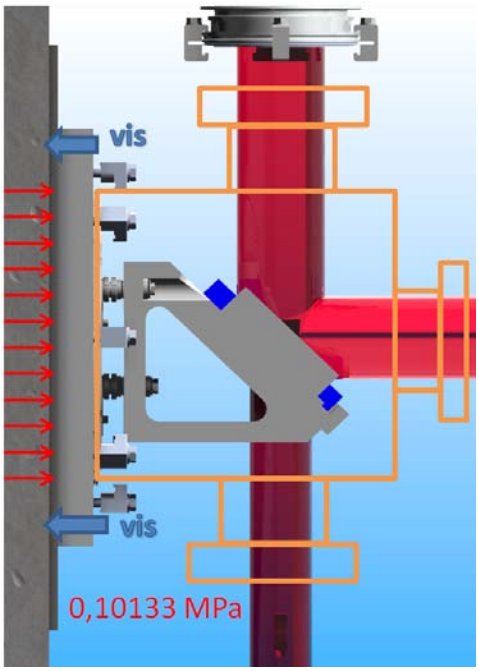


Figure 98 : Illustration pour l'application des bonnes conditions aux limites. En rouge la pression atmosphérique.

La plaque (2) est divisée en deux : une région qui se trouve sous vide et une région (où il y a les 4 trous de fixations à la plaque (1)) qui se trouve à l'air.

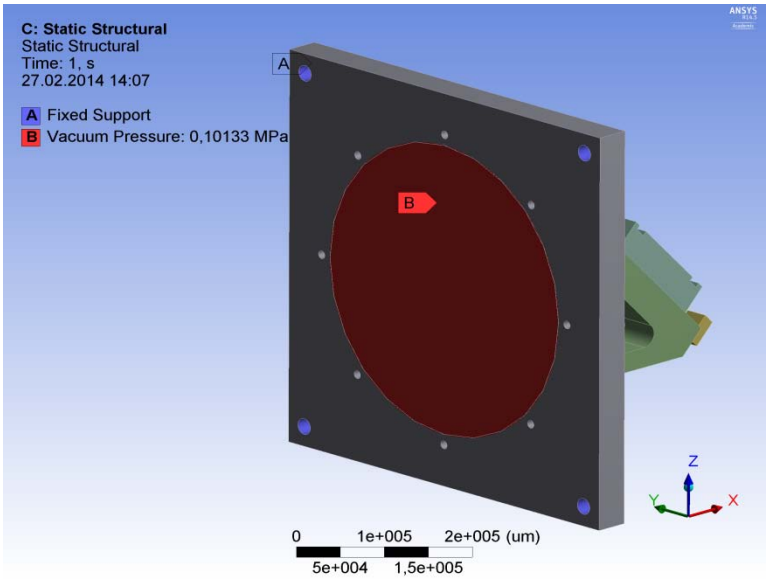


Figure 99 : En rouge la zone où est appliqué la pression atmosphérique, en bleu les régions fixées en déplacement.

7.6.2 Résultat

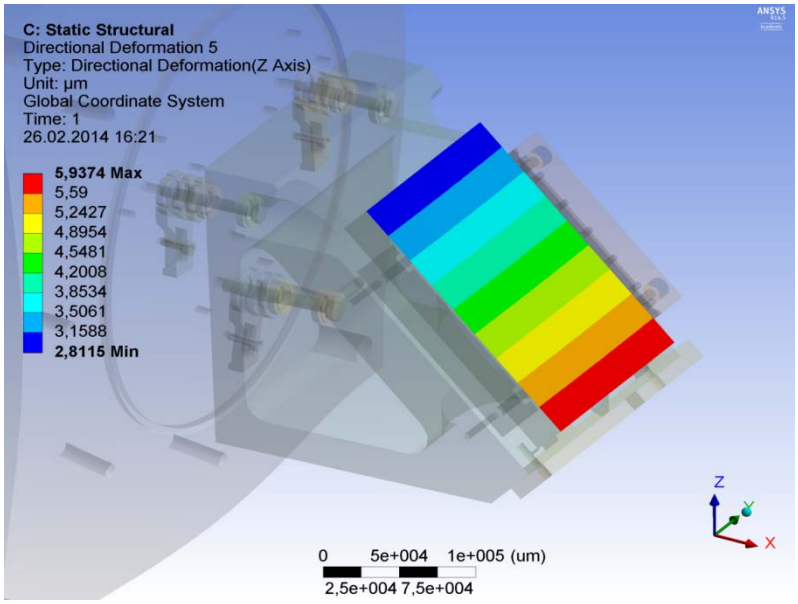


Figure 100 : Carte des déplacements suivant l'axe $\vec{Z}$ du système de coordonnées global.

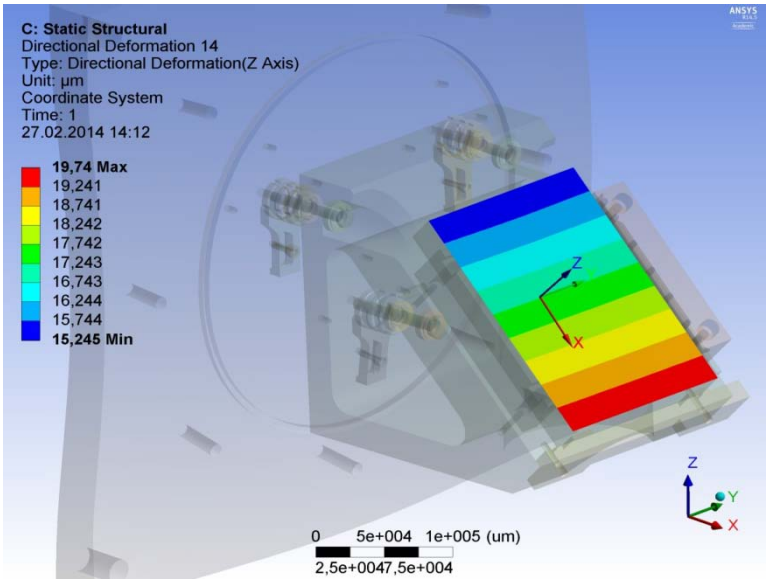


Figure 101 : Carte des déplacements du miroir suivant la normale sortante à la face avant du miroir soit l'axe $\overrightarrow{x_4}$.

	déplacement $\overrightarrow{u_4}$(µm)			**Suivant l'axe $\overrightarrow{x_4}$ (µm)**	
Miroir	$U_4\vec{X}$	$V_4\vec{Y}$	$W_4\vec{Z}$	$\boldsymbol{A\ (x_a, y_a)}$	$\boldsymbol{B(x_b, y_b)}$
M_4		20,3	4,2	19,74	15,245

Tableau XX : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté du miroir M_4 en fonction de l'axe $\overrightarrow{x_4}$.

7.6.3 Calculs

7.6.3.1 Calcul de d_1^4

Pour le miroir M_4 le déplacement $\overrightarrow{u_4}$ suivant $\vec{Y}$ et $\vec{Z}$ au point central du miroir vaut :

$$\overrightarrow{u_4} = V_4\vec{Y} + W_4\vec{Z} \quad (40)$$

7.6.3.2 Calcul de d_2^4

La valeur des points $A\ (x_a, y_a)$ et $B(x_b, y_b)$ est donnée dans le tableau XVI. Après calcul de la pente m, de l'angle de rotation β_y^n et connaissant la distance D entre le miroir et la fin de la chaine laser on obtient :

Miroir	Déplacement d_1^4 (µm)	Déplacement d_2^4(µm)	Déplacement total d^4 (µm)
M_4	24,5	145,55	170,05

Tableau XXI : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur.

7.7 Conclusion

Cet ensemble mécanique obtient un très bon résultat pour l'analyse modale avec une zone II de comportement modal qui commence à pratiquement 400 Hz.

En contrepartie, les résultats montrent un dépointage de 170 µm lors de la mise sous vide. Cette valeur qui est assez conséquente ne change pas la taille du cercle de répétabilité car le système "transport faisceau" sera déjà sous vide pendant la phase de fonctionnement de l'installation.

Mais pour réduire ce dépointage qui peut être gênant lors de l'alignement du système, j'ai préconisé l'ajout de colle Epoxy qui a, après 14 jours, une résistance à la traction de 60 MPa (loin devant les 0,101 MPa de la pression atmosphérique).

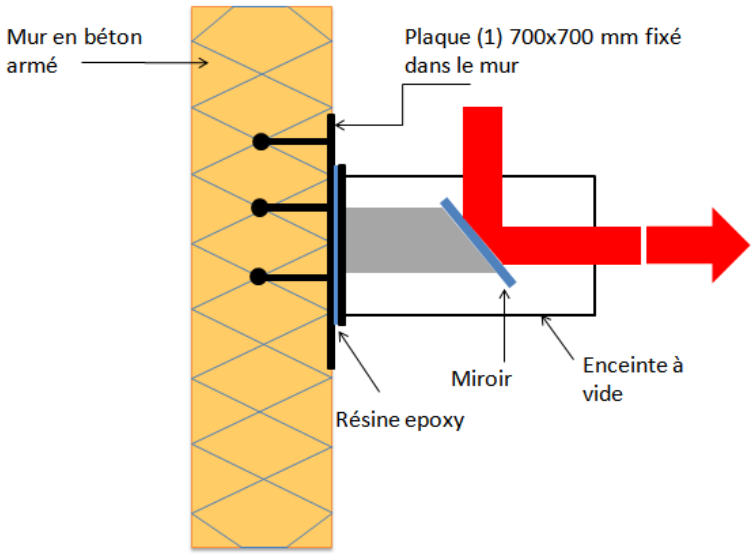


Figure 102 : Illustration de la solution choisie pour le miroir M_4.

8 Choix du meilleur trajet d'un point de vue mécanique

On a vu dans ce rapport mes travaux réalisés pour les deux trajets de faisceau. J'ai travaillé en parallèle sur ces deux choix et ce pour permettre d'apporter des éléments de comparaison d'un point de vue mécanique qui ont contribué à la prise de décision finale.

Voici une liste de ces éléments :

- L'endroit où commence la zone II (rigid-body).(1)
- La direction, par rapport au faisceau laser incident, de la déformation modale. (2)
- La rigidité de la structure : déformation due au champ de pesanteur. Mesurée au bout de la chaîne laser : d^n. (3)
- La perte de précision lors de la mise sous vide. (4)

On peut résumer tous ces critères dans un tableau :

Miroir	(1) en Hz	(2)	(3) en µm	(4) en µm
M_0 M_0	178,01	parallèle	34,76	1,39
M_1	160,45	perpendiculaire	-0,35	0,754
M_2		rigide	1,04	0,0126
M_3		parallèle	0,94	0,0024
M_4	396,45	parallèle	32,56	170,05
Trajet 1	169,23	-	35,35	2,16
Trajet 2	287,23	parallèle	67,32	171,44

Tableau XXII : Récapitulatif des résultats obtenus pour chaque miroirs.

D'un point de vue vibratoire, le trajet 2 présente une moyenne des fréquences propres presque deux fois plus haute que le trajet 1. Ceci permet de mieux garantir le découplage entre le système « transport faisceau » et les sources excitatrices.

Grâce au système de plot en granit le trajet 1 est deux fois plus rigide que le trajet 2. La perte de précision due à la gravité est deux fois moins élevée pour le trajet 1 que pour le trajet 2.

Aussi, le trajet 1 garantit un très faible dépointage du faisceau lors de la mise sous vide de la chaîne laser. Tout le contraire du trajet 2. Mais pour celui-ci, l'ajout d'une pellicule de colle Epoxy permettra de rattraper cette perte de précision et d'obtenir des résultats similaires au trajet 1.

Au final, malgré des résultats dans l'ensemble plus favorable au trajet 1, le choix s'est porté sur le trajet 2. En effet, d'autres critères moins "mécaniques" ont été pris en compte. Ils se sont révélés bien plus favorables au trajet 2. Ainsi :

- L'encombrement de l'ensemble dans la salle d'expérience.
- La facilité d'accès lors des maintenances.
- Le nombre de miroirs.
- Le coût de la chaîne laser.
- Critères optiques : qualité du laser.

9 Conclusion générale

Au cours de ces six mois de stage, je me suis particulièrement intéressé à la vibration des structures pour garantir, dès la phase prédictive, le non couplage des ensembles mécaniques de la chaîne laser de l'installation HED et des excitations extérieures.

La première étape a été une étude bibliographique nécessaire à la bonne poursuite de ce stage. Grâce à cette étude, j'ai pu collecter des informations importantes qui m'ont permis d'appréhender au mieux la vibration des structures pour des montages optiques plus stables. Si de nombreux ouvrages traitant des vibrations des structures existent, peu s'intéressent aux vibrations affectant les performances de systèmes optiques. En plus d'un travail de synthèse, il m'a fallu extraire ce qui avait son importance dans le domaine d'application de mon stage. C'est ce que j'ai résumé dans la première partie de ce rapport.

La deuxième étape est directement liée à la première. Elle concernait la mise en place d'une ligne de conduite applicable à l'ensemble des conceptions réalisées durant mon stage.

J'ai dû collecter et analyser toutes les sources excitatrices susceptibles de provoquer une instabilité du faisceau. Pour garantir cette grande stabilité temporelle, qui sera la clé de la nouvelle installation, j'ai allié à la fois la conception de différents ensembles mécaniques et la modélisation numérique des structures pour éviter tout couplage entre des excitations vibratoires extérieures et les supports optiques. J'ai réalisé ceci pour les deux trajets envisagés au départ et j'ai contribué au choix final.

J'ai rendu à la fin de mon stage un dossier de calcul des structures avec les analyses modales et les déformations statiques des

structures. J'ai aussi réalisé des notices et rapports techniques qui permettront, après la fabrication, le montage et le bon réglage des différents ensembles mécaniques.

Il serait intéressant pour la suite, d'essayer les structures des miroirs M_0 et M_4 en vibration, puis de comparer les résultats d'essais à ceux du calcul. On pourra interpréter les écarts en reprenant, si besoin est, les hypothèses de travail pour assurer l'accord essai/calcul. Cette étape corrective et de mise au point me semble importante à mettre en œuvre avant le montage final des supports miroirs sur l'installation HED.

10 Bibliographie

Alarcon, A. (2013). *Modélisation de l'amortissement en dynamique linéaire.*Code_Aster.

Altarelli, M. (2012). *Enlightening Science.* Hamburg: European XFEL GmbH.

Altarelli, M. (2014). The European X-ray Free-Electron Laser: General Status of the Project. Hamburg: 8th Users' Meeting, European XFEL.

Balmes, E. (2011). *Methods for vibration design and validation.* ENSAM / PIMM.

Booth, W. (2006). Table improves optical systems from the ground up. *Vibration-control systems*.

Coffey, V. C. (2009). Optical-table basics from breadboards to active vibration-control systems. *Laser Focus World, April 2009*.

Collectif19 septembre 2001*Systèmes femtosecondes - Première école des technologies des sources et des systèmes femtosecondes 2-6 octobre 2000, Saint-Etienne*PU Saint-Etienne

Dabin, Y. (2008). Matériaux pour le vide et les rayonnements. Grenoble: ESRF.

David J. Trummer, R. J. (1998). Stability of Optical Elements in the NIF Target Aerea Building. *3rdAnnual International Conference on Solid State Lasers for Application to Inertial Confinement Fusion (ICF)* .

Double Crystal Monochromators. (s.d.). Consulté le 12 17, 2013, sur Bruker Est: http://www.bruker-est.com/monochromator.html

Ewins, D. (1984). *Modal testing : theory and practice.* Research Studies Pre.

Garnier, B. (1994). *Isolation antivibratoire et antichoc - Definitions. Principes physiques.* Paris: Techniques de l'ingénieur.

Génevaux, J. (2011). *Dynamique des structures : méthodes approchées, cinématiques : Analyse Modale ; Recalage de Modèle.* Ensim.

Guide de sélection des miroirs. (2014, février 20). Consulté le février 20, 2014, sur www.newport.com: https://www.newport.com/Guide-de-s%C3%A9lection-des-miroirs-optiques/141086/1036/content.aspx

Hagigat, C. K. (2004). Using Finite Element Software For Enhancing A Vibration Analysis Curriculum. Toledo, Ohio: Engineering Technology Department.

Hauchecorne, N. (2011). *Etude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'Andromede.*Paris: CNAM.

Heiland, D. (2013). *Schwingungstechnisches Gutachten.* Hamburg: INGENIEURBURO.

Henkel Loctite France S.A. (2010). *Loctite - Collage Structural.* 3DSTRUCT.

ISO. (2011). *Mechanical vibration and shock -- Experimental determination of mechanical mobility -- Part 1: Basic terms and definitions, and transducer specifications.* ISO.

James Fisher, V. M. (2008). Effective vibration reduction stabilizes laser beams. *Laser Focus World, August 2008*.

Jean-François Boisseau, B. G. (2004). *Vibrations des structures industrielles .* Techniques de l'ingénieur.

Legay, A. (2013). *Calcul des structures par éléments finis.* Cnam-Paris.

M. Bourgeoisa, L. S. (2009). Etude du comportement d'une colle dans un assemblage : comparaison de différents essais. *19ème Congrès Français de Mécanique* .

Newport. (s.d.). *Compliance and Transmissibility Curves*. (Newport) Consulté le 11 28, 2013, sur www.newport.com: http://www.newport.com/Seminar-Notes-Compliance-and-Transmissibility-Cur/154650/1033/content.aspx

Newport. (s.d.). *Motion Basics and Standards*. (Newport) Consulté le 11 28, 2013, sur www.newport.com: http://www.newport.com/Motion-Basics-and-Standards/140230/1033/content.aspx

Newport. (s.d.). *Narrowband Damping with Tuned Vibration Absorbers*. (Newport) Consulté le 11 28, 2013, sur www.newport.com: https://www.newport.com/Seminar-Notes-Narrowband-Damping-with-Tuned-Vibra/154615/1033/content.aspx

Newport. (s.d.). *Optical Mirror Mount Technology Guide*. (Newport) Consulté le 11 28, 2013, sur www.newport.com: http://www.newport.com/Optical-Mirror-Mount-Technology-Guide/1012753/1033/content.aspx

Norelem. (s.d.). *07460 Rondelle de compasation à rotule.* Consulté le 01 24, 2014, sur http://www.norelem.fr/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/fr/07/07460_Datasheet_4147--fr.pdf

Norelem. (2014, 01 24). *27703 Verin de nivellement avec contre-écrou.* Consulté le 01 24, 2014, sur www.norelem.fr: http://www.norelem.fr/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/DataSheet/fr/27/27703_Datasheet_14818--fr.pdf

Pascal, J.-C. (2007). *Vibrations et acoustique 1 et 2.* Le Mans: ENSIM.

Piranda, J. (2001). *Analyse modale expérimentale.* Techniques de l'ingénieur.

Ryaboy, V. M. (2011). Vibration Isolation in Optical Test Systemes. *September 2011*.

Samper, S. *Vibrations des structures et des systèmes mécaniques.*Annecy: POLYTECH'SAVOIE.

Slocum, A. H. (1992). *Precision machine design.* Englewood Cliffs, New Jersey: Library of Congress Cataloging-in-Publication Data.

TMC. (2011). *Technical Background.* Consulté le 12 19, 2013, sur www.techmfg.com: http://www.techmfg.com/pdf/TMC%20Techical%20Background%202011.pdf

Tran, C. J. (2012). *Summer 2012 Vibration Measurements Report.* Hamburg: European XFEL.

Tschentscher, M. N. (2013). *Scientific Instrument High Energy Density Physics (HED) CDR.* Hamburg: European X-Ray-Free-Electron Laser Facility GmbH.

Vaerenbergh, P. V. *Design and Vibration Measurements of High Stiffness Massive Supports for the ESFR Nano-precision Engineering Platfirn Integration Laboratory.*Grenoble: ESFR.

Venizelos, G. (2011). *Vibrations des structures - Mesure, analyse modale, modélisation.*Paris: Editions Ellipses.

*Vibration damper for HiPace 300/400, DN 100 ISO-K/F*pfeiffer

Liste des figures

Figure 1: Evolution du nombre d'employé entre 2009 et 2013 au sein de l'entreprise XFEL. 11

Figure 2:Diagramme circulaire représentatif des différentes nationalités du personnel. 12

Figure 3:Vue d'artiste de l'intérieur d'un résonateur. 13

Figure 4:Schéma de principe d'un onduleur. 14

Figure 5:Fin 2013, 60 onduleurs ont été reçus et testés. 14

Figure 6:Vue aérienne de la future installation XFEL. 15

Figure 7:Vue du tunnel. 16

Figure 8:Hall expérimental. 17

Figure 9:Schéma des différentes lignes. 17

Figure 10: Vue d'artiste du principe de l'installation HED, en rouge le laser de puissance et en violet le rayon X. 20

Figure 11: Vue 3D du hall d'expérience. On peut situer l'installation HED, l'installation MID et les arrivées des tunnels. 20

Figure 12: Vue du dessus du SASE2 et des différentes installations : HED (bleu) et MID (violet). 21

Figure 13: Technique d'amplification d'un laser de puissance. 23

Figure 14:Vue 3D de la salle HED-LAS. 24

Figure 15: Vue de l'intérieur du compresseur. L'enceinte à vide fait 1,6 m de diamètre pour une longueur de 2 m. 25

Figure 16:Vue du dessus de la salle d'expérience, la flèche bleue représente le rayon X, les deux flèches rouges, les deux directions possibles du faisceau UHI-OL. L'octogone représente l'enceinte d'interaction. 25

Figure 17: Vue 3D de la salle d'expérience. 26

Figure 18: Vue 3D de l'enceinte du compresseur avec la sortie du faisceau laser à 800mm du sol. 28

Figure 19 : Etalement elliptique d'un laser circulaire sur un miroir. 28

Figure 20 : Rotation d'un miroir plan. 29

Figure 21 : Illustration du problème des volumes morts sous vide. En vert, de l'air reste dans l'avant-trou même après pompage. 30

Figure 22 : Ensemble ISO-K : Flasques, anneau de centrage, joint et brides. 31

Figure 23 : Illustration de montage de deux tubes ISO-K. 31

Figure 24 : Vue 3D de l'intérieur de l'enceinte d'expérience. En rouge le faisceau UHI-OL, en vert le laser HE-OL et en violet le laser PP-OL. 32

Figure 25 : Les deux possibilités du trajet 1 : trois miroirs dans la salle d'expérience. 33

Figure 26 : Vue de l'intérieur de l'enceinte d'expérience. 34

Figure 27 : Optique géométrique d'un miroir parabolique hors axe. En bleu, le point cible. 34

Figure 28 : Trajet 2 : changement du trajet dans la chambre d'expérience 35

Figure 29 : Le laser (rouge) est focalisé sur une cible pour créer un plasma, le faisceau de rayon X sonde cette matière. 37

Figure 30 : Schéma qui illustre la précision, la répétabilité et la résolution. (Slocum, 1992) 38

Figure 31 : Système d'axe pour chaque miroir. 40

Figure 32 : Rotation de la face avant du miroir. 42

Figure 33 : Les trois phases d'un processus type d'analyse vibratoire (Ewins, 1984). 46

Figure 34 : Schéma synoptique qui différencie les voies envisageables. 47

Figure 35: Système masse (M), ressort (K) et amortisseur (C). 49

Figure 36 : Compliance dynamique d'une table optique de la marque Newport. 50

Figure 37 : Différence entre la zone I Rigid-body et la zone II comportement modal sur un support miroir fixé à une table optique. (Booth, 2006) 57

Figure 38 : Organigramme de l'analyse vibratoire durant la phase de conception. 57

Figure 39 : Graphique qui montre les différentes vitesses du sol en fonction de différents environnements normés. (TMC, 2011) 59

Figure 40 : Vitesse des oscillations du sol de la salle laser HED-LAS. La ligne rouge correspond à la valeur de la norme VC-E. (Heiland, 2013) 60

Figure 41 : Carte qui montre les directions de déformation pour le premier mode de la salle d'expérience. 27,5 Hz avec une charge de 200kg/m^2. 61

Figure 42 : Vitesse des oscillations du sol de la salle d'expérience en fonction des différents points de mesure (MP1-Z à MP56-Z). (Heiland, 2013) 62

Figure 43 : Vitesse du sol de la salle d'expérience HED-EXP 62

Figure 44 : Vue de l'intérieur d'une pompe turbo-moléculaire. 64

Figure 45 : Analyse fréquentielle HIPACE 300. Vitesse en fonction de la fréquence (Pfeiffer Vacuum). 64

Figure 46 : Amortisseur de vibration pour pompe HiPace 300/400, DN 100 ISO-K, Pfeiffer Vacuum 65

Figure 47 : Principe du système découplé enceinte / plateau optique. 67

Figure 48 : Ensemble mécanique que j'ai conçu pour le miroir M_0. 68

Figure 49 : Vue de l'ensemble sans l'enceinte à vide. 69

Figure 50 : Ensemble mécanique comprenant l'enceinte à vide et son bâti. 69

Figure 51 : Ensemble comprenant le plateau, les trois pieds et le bâti. 70

Figure 52 : Détail des pieds avec le système d'ajustement (jaune), le plateau et les soufflets. 71

Figure 53 : Coupe du support miroir, en orange les zones de contacts et en rouge les rayons du faisceau laser. 71

Figure 54 : Dessin technique du système d'ajustement choisi (Norelem). 72

Figure 55 : L : longueur de la clé à ergot, D : mouvement minimal supposé possible. 74

Figure 56 : Tilt du plateau lorsque l'utilisateur tourne le vérin d'ajustement. 74

Figure 57 : Ensemble modélisé lors des différentes simulations numériques. 75

Figure 58 : Interface utilisateur sur la plateforme ANSYS Workbench. 76

Figure 59 : Elément Solid45 utilisé dans ANSYS. 79

Figure 60 : Avant et après maillage de la structure. 79

Figure 61 : Surfaces fixées dans la simulation. 80

Figure 62 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure. 81

Figure 63 : En bleu les surfaces fixées dans la simulation. 82

Figure 64 : Carte du déplacement suivant l'axe Z du système de coordonnées global. 83

Figure 65 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe Y. 84

Figure 66 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe Z. 84

Figure 67 : Carte du déplacement du miroir suivant la normale sortante à la face avant soit l'axe $x0$ 85

Figure 68 : Schéma pour le calcul de la valeur de $d10$ 85

Figure 69 : En rouge, surface où on applique la pression atmosphérique. Les trous de vis sont fixés pour simuler la fixation des pieds sur la plaque du bâti. 87

Figure 70 : Carte des déplacements de l'ensemble support miroir. 88

Figure 71 : Carte du déplacement du miroir suivant l'axe $x0$. 88

Figure 72 : Vue isométrique de l'ensemble transport faisceau suivant le trajet 1. 92

Figure 73 : Vue isométrique de la première solution que j'ai envisagée. 93

Figure 74 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure. 94

Figure 75 : Chaque support est un pied monolithique en granit qui ajoute de la raideur à la structure. 96

Figure 76 : Vue sans l'enceinte du miroir M_1. 97

Figure 77 : Maillage de la structure. 98

Figure 78 : Conditions aux limites, les trois faces bleues sont encastrées. 99

Figure 79 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure. 100

Figure 80 : Les trois systèmes de coordonnées : $(x1,y1,z1)$ attaché au miroir M_1 ,$(x2,y2,z2)$ attaché au miroir M_2 et $(x3,y3,z3)$ attaché au miroir M_3 101

Figure 81 : En bleu les surfaces fixées dans la simulation. 102

Figure 82 : Carte des déformations totales suivant le système de coordonnées global. 102

Figure 83 : Carte du déplacement du miroir M_1suivant l'axe $x1$ du système de coordonnées local. 103

Figure 84 : Carte du déplacement du miroir M_2suivant l'axe $x2$ du système de coordonnées local. 103

Figure 85 : Carte du déplacement du miroir M_3suivant l'axe $z3$ du système de coordonnées local. 104

Figure 86 : Illustration pour la bonne application de la pression atmosphérique. 106

Figure 87 : Carte du déplacement de l'ensemble de la structure suivant l'axe Z du système de coordonnées global. 107

Figure 88 : Schéma global de la salle d'expérience. Le laser vert est le laser HE-OL. 110

Figure 89 : Schéma de l'ensemble support miroir M_4. 111

Figure 90 : Détail, le support miroir sans l'enceinte à vide. 112

Figure 91 : Vue du dessous du miroiravec le système d'ajustement. 113

Figure 92 : Maillage de la structure. 115

Figure 93 : Conditions aux limites, les faces bleues sont bloquées en déplacement. 115

Figure 94 : Carte de l'allure de la déformée modale du premier mode de la structure. 116

Figure 95 : Conditions aux limites. 117

Figure 96 : Carte des déplacements suivant l'axe Z du système de coordonnées global. 118

Figure 97 : Carte des déplacements du miroir suivant la normale sortante à la face avant du miroir soit l'axe $x4$. 118

Figure 98 : Illustration pour l'application des bonnes conditions aux limites. En rouge la pression atmosphérique. 120

Figure 99 : En rouge la zone où est appliqué la pression atmosphérique, en bleu les régions fixées en déplacement. 121

Figure 100 : Carte des déplacements suivant l'axe Z du système de coordonnées global. 121

Figure 101 : Carte des déplacements du miroir suivant la normale sortante à la face avant du miroir soit l'axe $x4$. 122

Figure 102 : Illustration de la solution choisie pour le miroir M_4. 124

Liste des tableaux

Tableau I : Angle minimal βxnadmissible en fonction des distances entre les miroirs et le point d'interaction pour le trajet de faisceau n°1. 44

Tableau II : Angle minimal βxn admissible en fonction des distances entre les miroirs et le point d'interaction pour le trajet de faisceau n°2. 45

Tableau III : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux..... 78

Tableau IV : Valeurs des 6 premiers modes de la structure. 81

Tableau V : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur. 86

Tableau VI : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues à la mise sous vide. 89

Tableau VII : Valeurs des 5 premiers modes de l'ensemble avec un bâti en L. 93

Tableau VIII et Tableau IX : Valeurs des 10 premiers modes d'une structure dont le fond dans un cas et le haut dans l'autre est rempli de béton. 95

Tableau X : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux..... 98

Tableau XI : Valeurs des 6 premiers modes de la structure. 100

Tableau XII : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté des miroirs en fonction du système de coordonnées global et xn..... 104

Tableau XIII : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur. 106

Tableau XIV : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côté des miroirs en fonction de l'axe Z et zn lors de la mise sous vide. 108

Tableau XV : Déplacements observés au bout de la chaîne laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur. 108

Tableau XVI : Valeurs des constantes utilisées dans le logiciel lors de la création des différents matériaux..... 114

Tableau XVII : Valeurs des 6 premiers modes de la structure. 116

Tableau XVIII : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côtédu miroir M_4 en fonction du système de coordonnées global et $x4$. 119

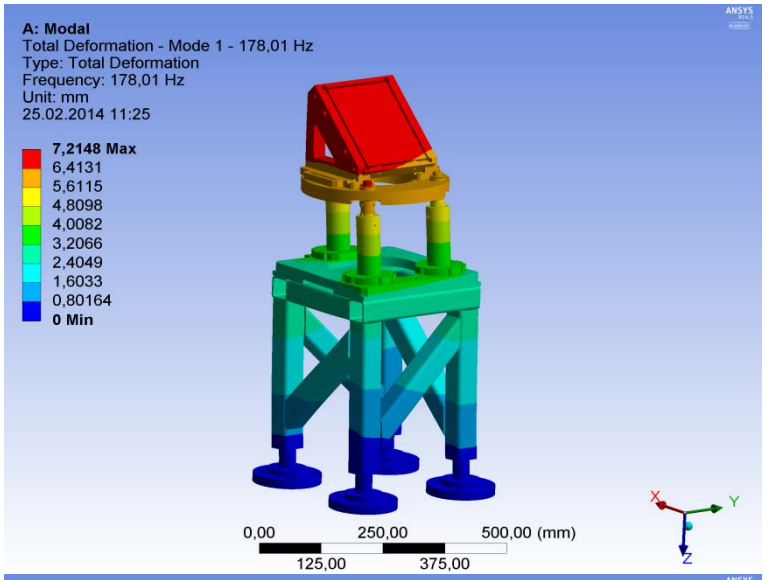
Tableau XIX : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur. 119

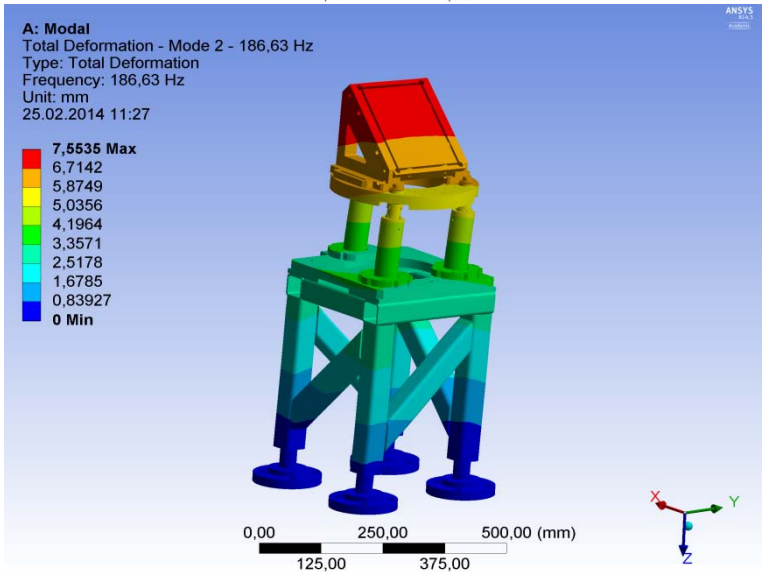
Tableau XX : Déformation globale ainsi que l'écart de déformation entre chaque côtédu miroir M_4 en fonction de l'axe $x4$. 122

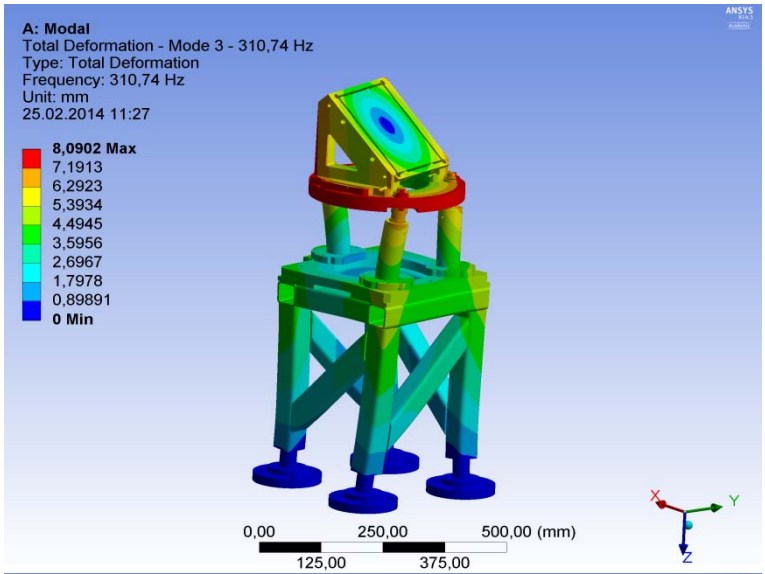
Tableau XXI : Déplacements observés au bout de la chaine laser en fonction des déformations dues au champ de pesanteur. 123

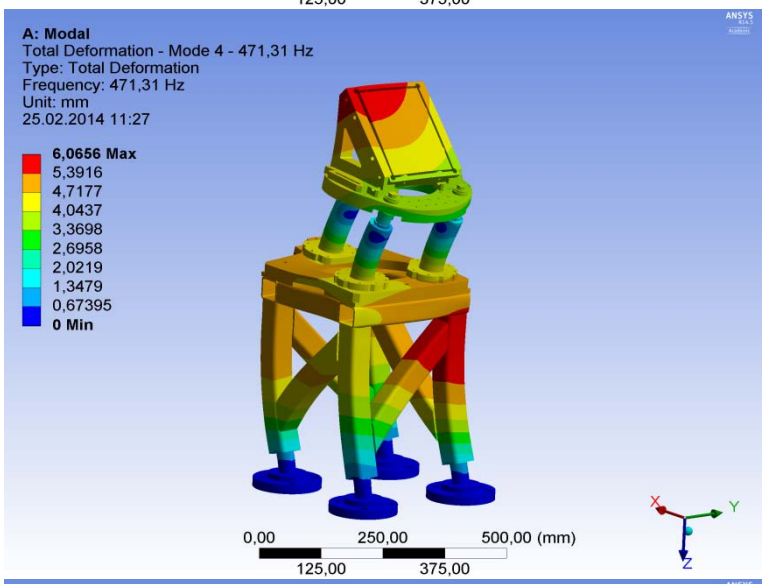
Tableau XXII : Récapitulatif des résultats obtenus pour chaque miroirs. 125

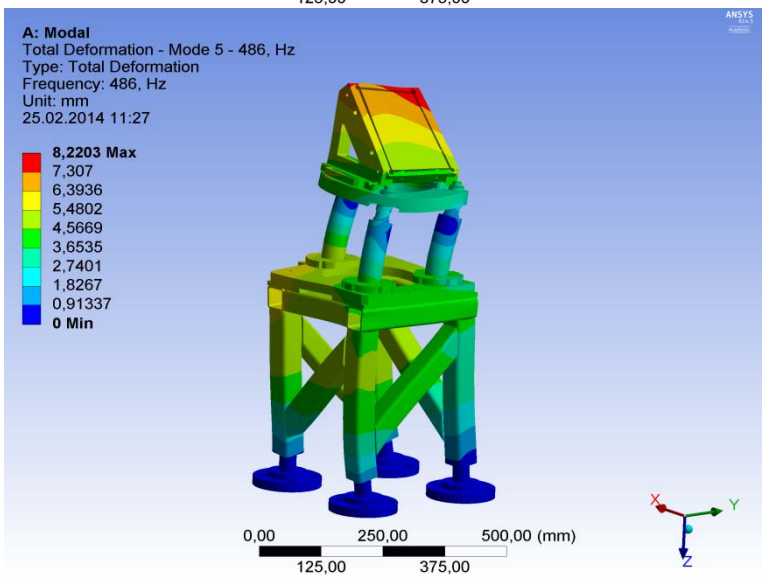
Annexes

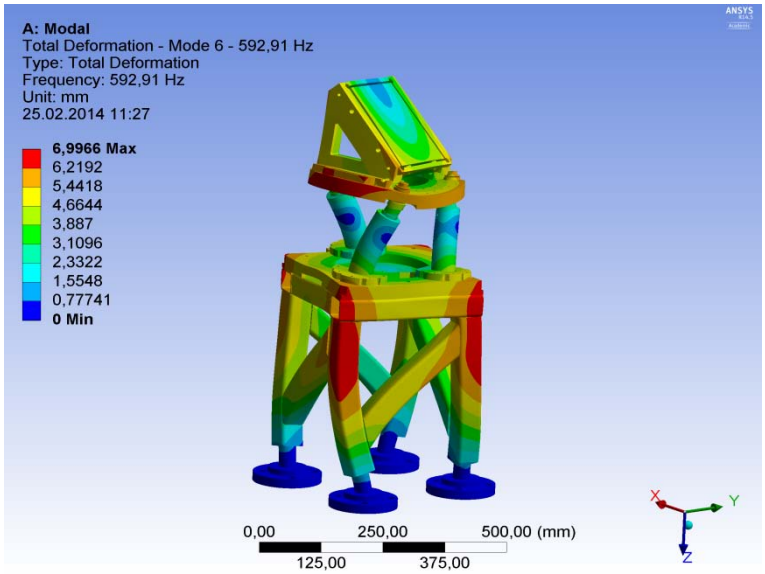

A: Modal
Total Deformation - Mode 1 - 178,01 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 178,01 Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:25
7,2148 Max
6,4131
5,6115
4,8098
4,0082
3,2066
2,4049
1,6033
0,80164
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

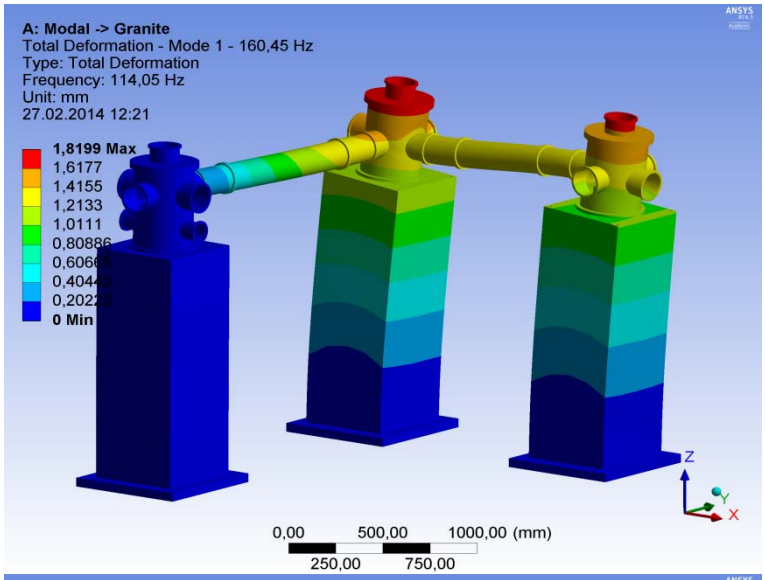

A: Modal
Total Deformation - Mode 2 - 186,63 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 186,63 Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:27
7,5535 Max
6,7142
5,8749
5,0356
4,1964
3,3571
2,5178
1,6785
0,83927
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

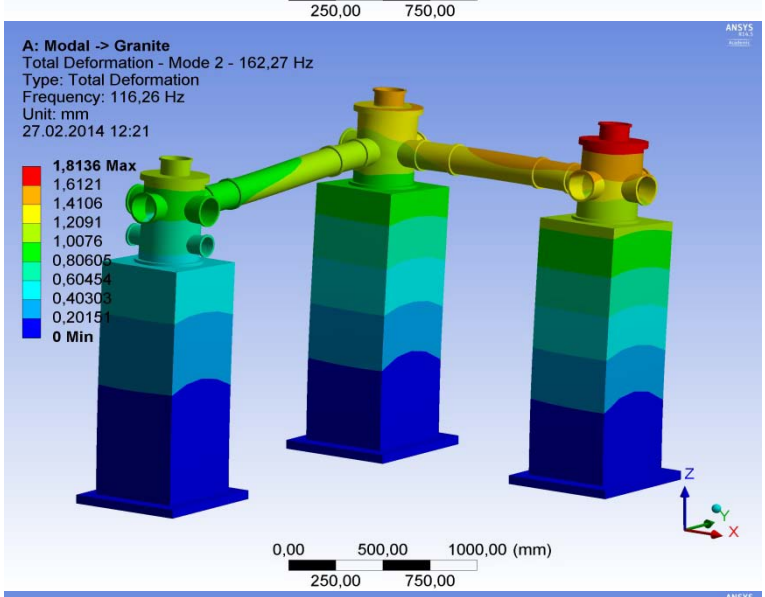

A: Modal
Total Deformation - Mode 3 - 310,74 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 310,74 Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:27
8,0902 Max
7,1913
6,2923
5,3934
4,4945
3,5956
2,6967
1,7978
0,89891
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

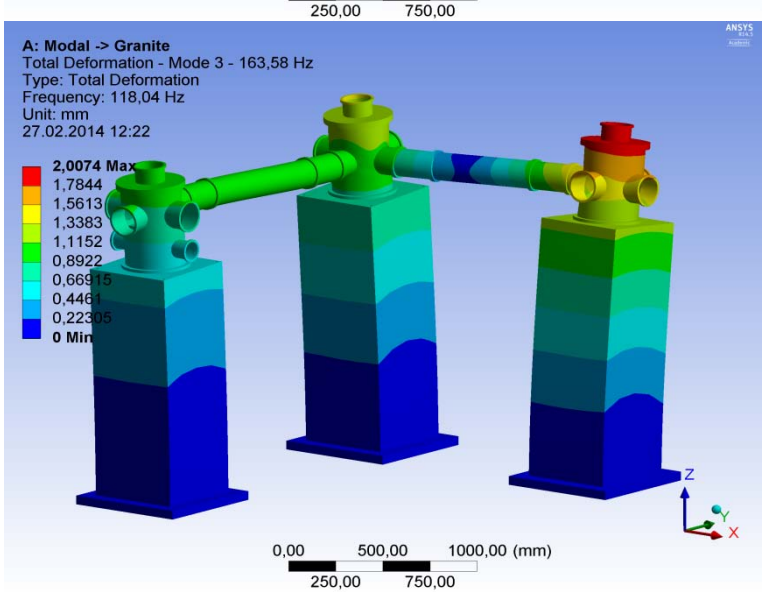

A: Modal
Total Deformation - Mode 4 - 471,31 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 471,31 Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:27
6,0656 Max
5,3916
4,7177
4,0437
3,3698
2,6958
2,0219
1,3479
0,67395
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

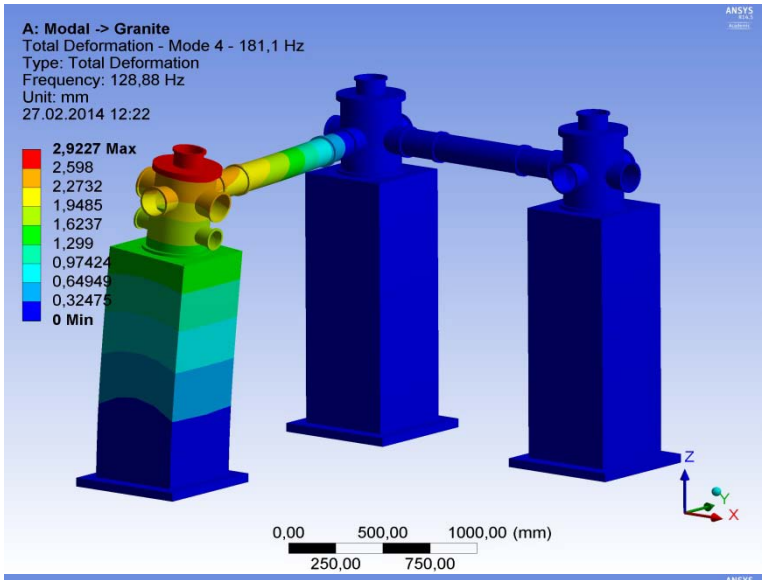

A: Modal
Total Deformation - Mode 5 - 486, Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 486, Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:27
8,2203 Max
7,307
6,3936
5,4802
4,5669
3,6535
2,7401
1,8267
0,91337
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

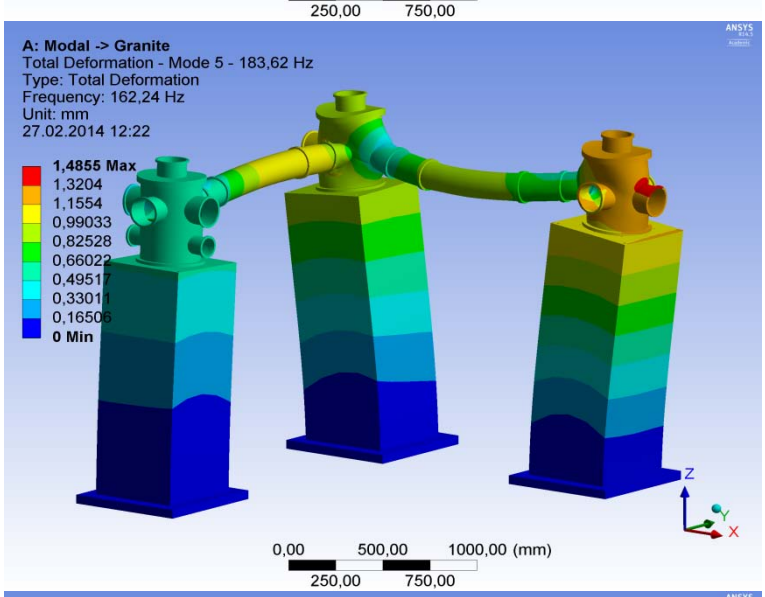

A: Modal
Total Deformation - Mode 6 - 592,91 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 592,91 Hz
Unit: mm
25.02.2014 11:27
6,9966 Max
6,2192
5,4418
4,6644
3,887
3,1096
2,3322
1,5548
0,77741
0 Min
0,00
250,00
500,00 (mm)
125,00
375,00
X
Y
Z

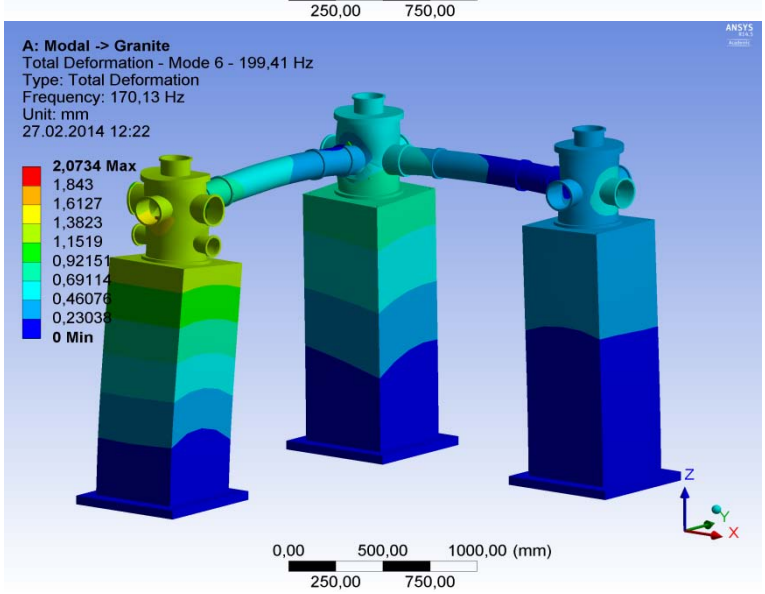

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 1 - 160,45 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 114,05 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:21
1,8199 Max
1,6177
1,4155
1,2133
1,0111
0,80886
0,60665
0,40443
0,20222
0 Min
Z
Y
X
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00

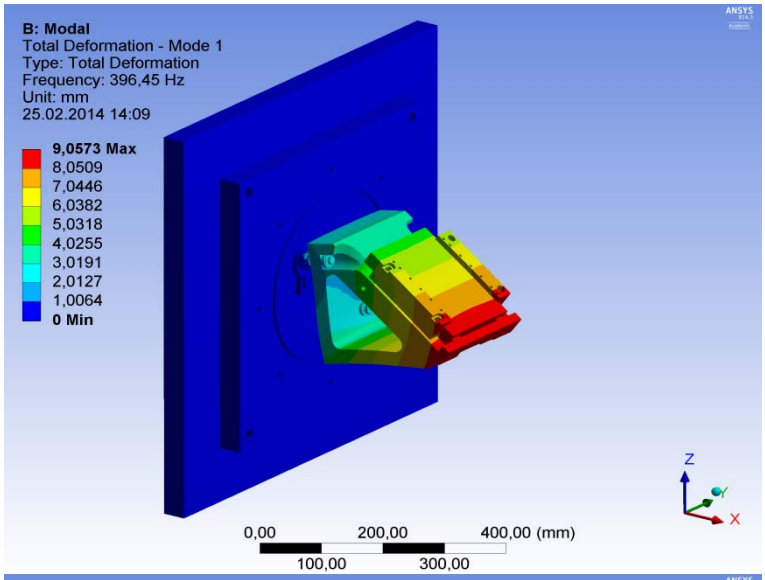

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 2 - 162,27 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 116,26 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:21
1,8136 Max
1,6121
1,4106
1,2091
1,0076
0,80605
0,60454
0,40303
0,20151
0 Min
Z
Y
X
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00

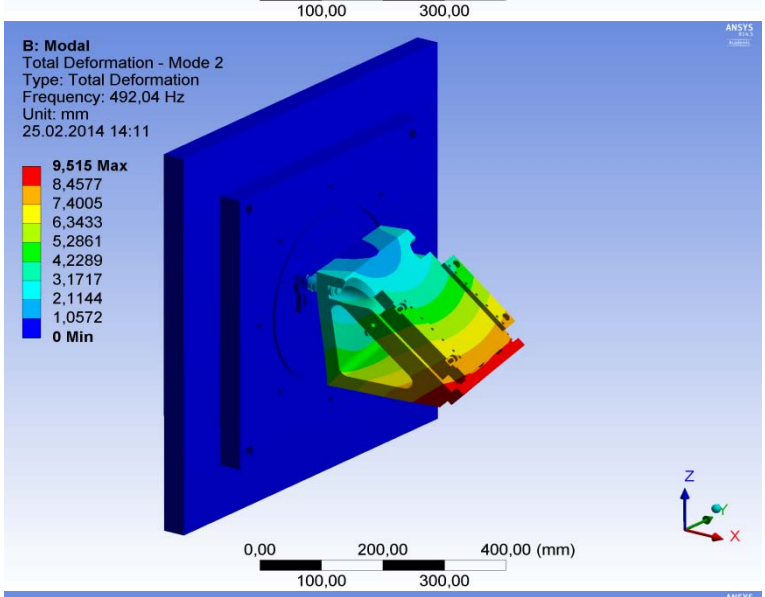

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 3 - 163,58 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 118,04 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:22
2,0074 Max
1,7844
1,5613
1,3383
1,1152
0,8922
0,66915
0,4461
0,22305
0 Min
Z
Y
X
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00

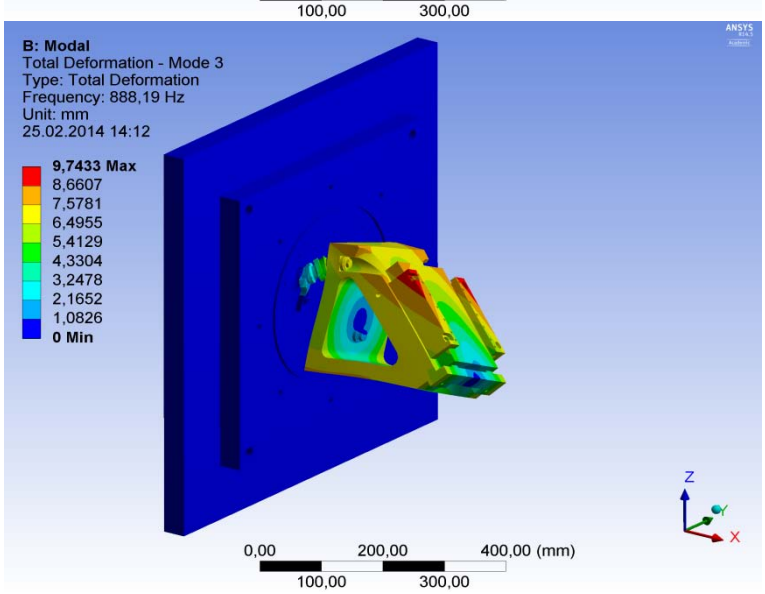

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 4 - 181,1 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 128,88 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:22
2,9227 Max
2,598
2,2732
1,9485
1,6237
1,299
0,97424
0,64949
0,32475
0 Min
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
Z
Y
X

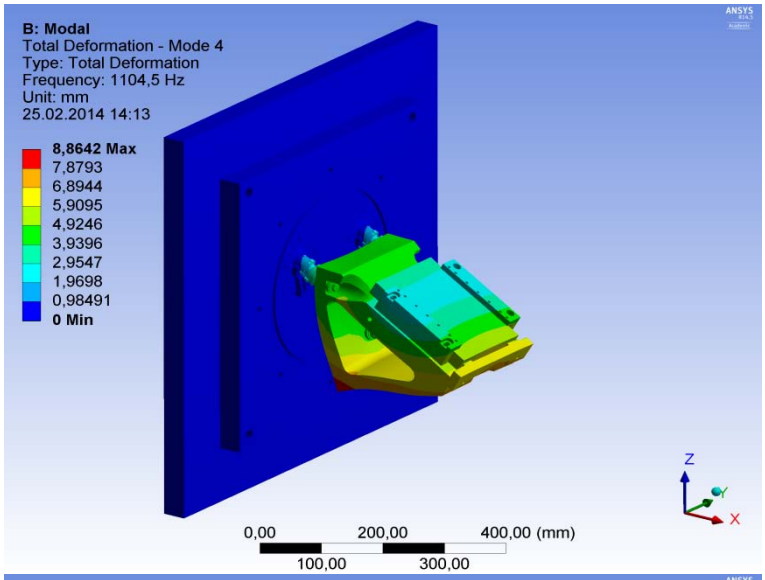

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 5 - 183,62 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 162,24 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:22
1,4855 Max
1,3204
1,1554
0,99033
0,82528
0,66022
0,49517
0,33011
0,16506
0 Min
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
Z
Y
X

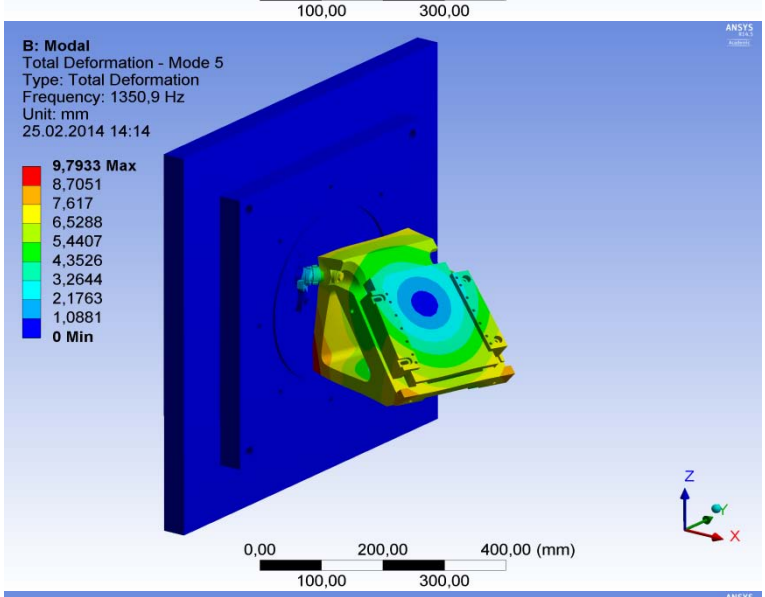

A: Modal -> Granite
Total Deformation - Mode 6 - 199,41 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 170,13 Hz
Unit: mm
27.02.2014 12:22
2,0734 Max
1,843
1,6127
1,3823
1,1519
0,92151
0,69114
0,46076
0,23038
0 Min
0,00
500,00
1000,00 (mm)
250,00
750,00
Z
Y
X

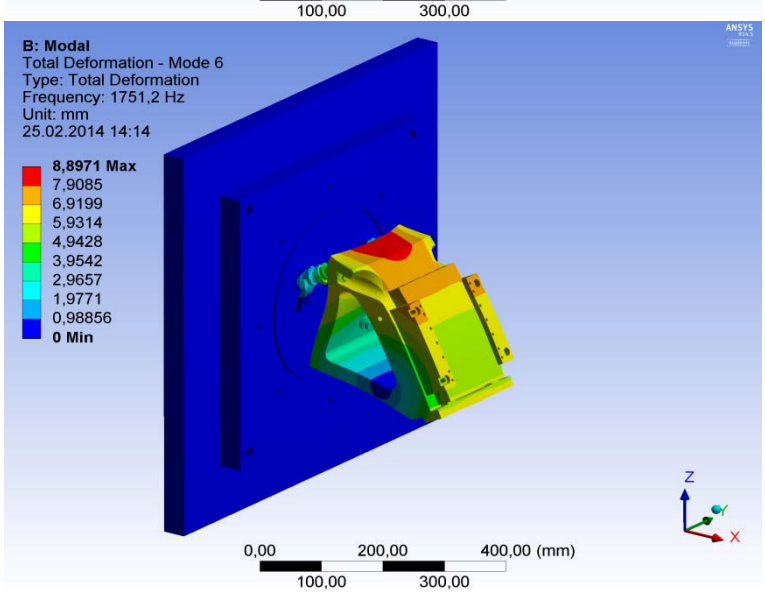

B: Modal
Total Deformation - Mode 1
Type: Total Deformation
Frequency: 396,45 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:09
9,0573 Max
8,0509
7,0446
6,0382
5,0318
4,0255
3,0191
2,0127
1,0064
0 Min
Z
X
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00


B: Modal
Total Deformation - Mode 2
Type: Total Deformation
Frequency: 492,04 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:11
9,515 Max
8,4577
7,4005
6,3433
5,2861
4,2289
3,1717
2,1144
1,0572
0 Min
Z
X
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00

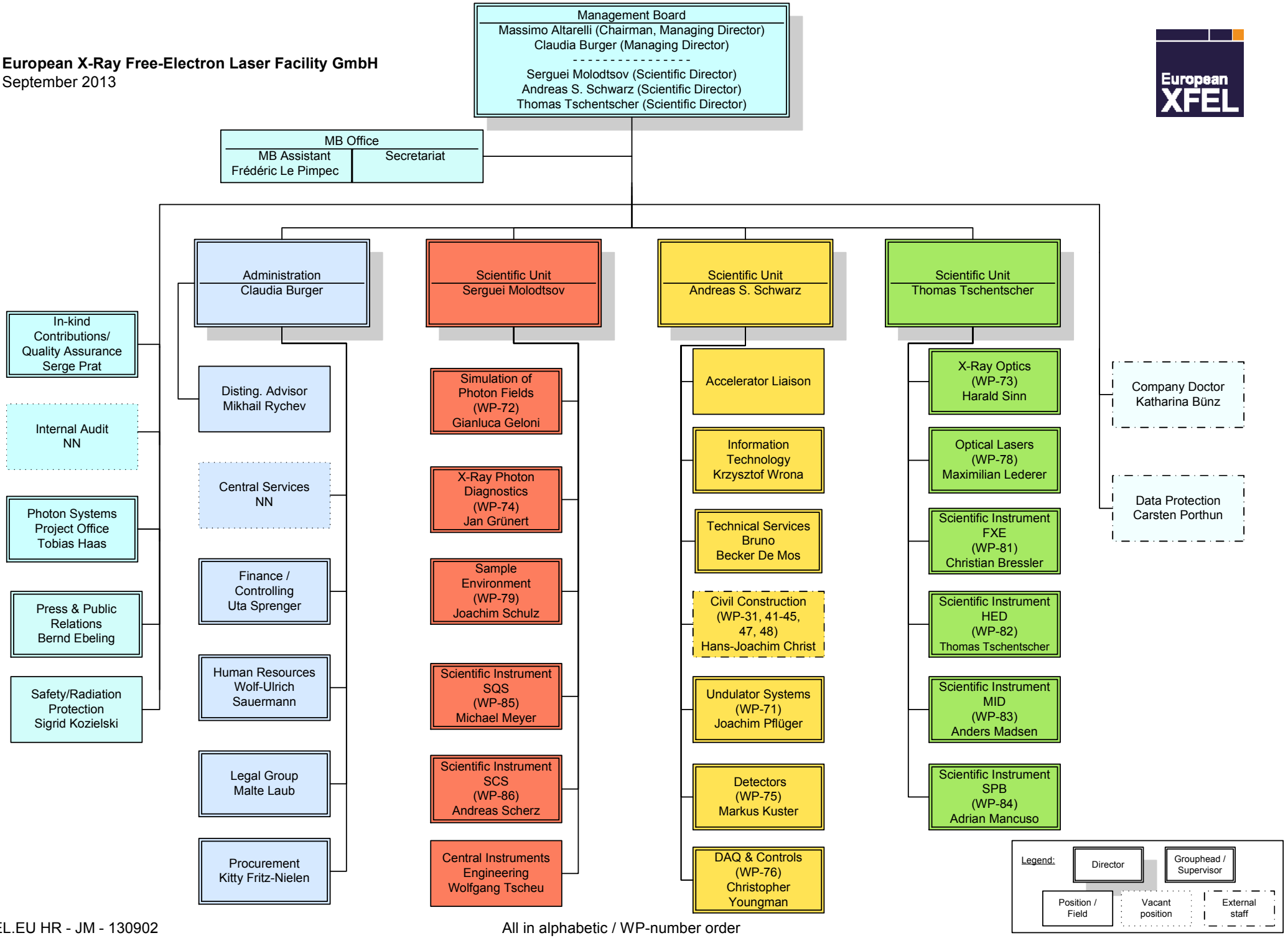

B: Modal
Total Deformation - Mode 3
Type: Total Deformation
Frequency: 888,19 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:12
9,7433 Max
8,6607
7,5781
6,4955
5,4129
4,3304
3,2478
2,1652
1,0826
0 Min
Z
X
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00


B: Modal
Total Deformation - Mode 4
Type: Total Deformation
Frequency: 1104,5 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:13
8,8642 Max
7,8793
6,8944
5,9095
4,9246
3,9396
2,9547
1,9698
0,98491
0 Min
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00
Z
X


B: Modal
Total Deformation - Mode 5
Type: Total Deformation
Frequency: 1350,9 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:14
9,7933 Max
8,7051
7,617
6,5288
5,4407
4,3526
3,2644
2,1763
1,0881
0 Min
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00
Z
X


B: Modal
Total Deformation - Mode 6
Type: Total Deformation
Frequency: 1751,2 Hz
Unit: mm
25.02.2014 14:14
8,8971 Max
7,9085
6,9199
5,9314
4,9428
3,9542
2,9657
1,9771
0,98856
0 Min
0,00
200,00
400,00 (mm)
100,00
300,00
Z
X

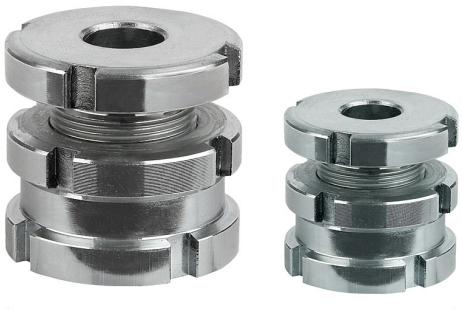
European X-Ray Free-Electron Laser Facility GmbH
September 2013

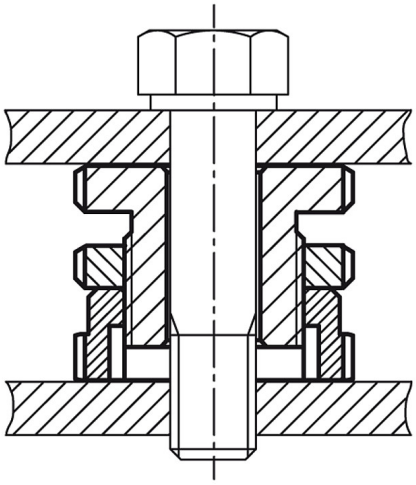


All in alphabetic / WP-number order

27703 Vérin de nivellement avec contre-écrou

Description de l'article/illustrations du produit





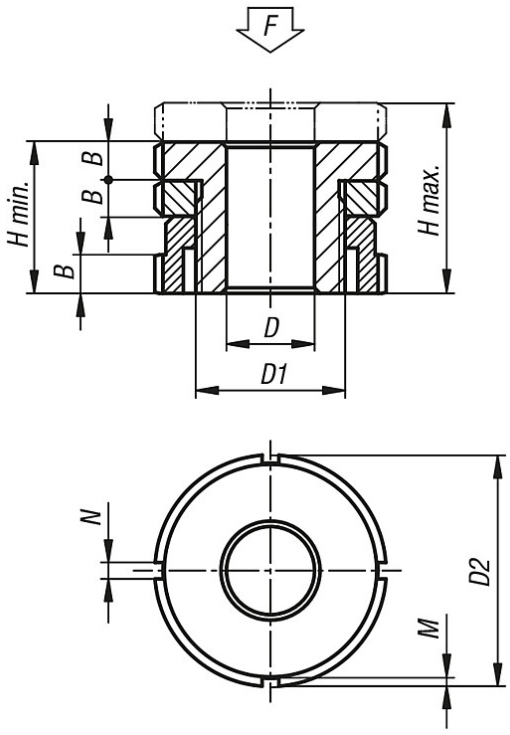
Description

Matière :
Version standard 1.7225,
Version acier inoxydable 1.4305.

Finition :
Version standard en acier zingué galvanisé, bichromaté bleu.
Version acier inoxydable usinée.

Nota :
Le vérin de nivellement est utilisé pour le réglage et la mise à niveau de moteurs, de groupes, d'éléments de motorisation et de lignes de fabrication. L'avantage d'un vérin de nivellement est sa faible hauteur de structure. Le vérin de nivellement permet un alignement facile et précis sur différents emplacements. Cela permet ainsi de garantir un montage sans déformation. Pour ce faire, le contre-écrou bloque le
vérin à la hauteur préréglée comme dispositif de sécurité.

Dessins



Aperçu des articles

Référence	Matière	D	pour vis	D1	D2	H min.	H max.	B	N	M	F kN	Poids env. kg
27703-0404	Acier	4,5	M4	M15x1	25	20	24	5	4	2	40	0,046

Aperçu des articles

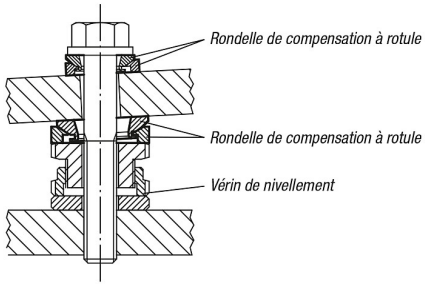
Référence	Matière	D	pour vis	D1	D2	H min.	H max.	B	N	M	F kN	Poids env. kg
27703-0405	Acier	5,5	M5	M15x1	25	20	24	5	4	2	40	0,046
27703-0406	Acier	6,6	M6	M15x1	25	20	24	5	4	2	40	0,046
27703-0506	Acier	6,6	M6	M20x1	32	24	29	6	4	2	65	0,087
27703-0508	Acier	9	M8	M20x1	32	24	29	6	4	2	65	0,087
27703-0510	Acier	11	M10	M20x1	32	24	29	6	4	2	65	0,087
27703-0710	Acier	11	M10	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	120	0,24
27703-0712	Acier	13,5	M12	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	120	0,24
27703-0716	Acier	17,5	M16	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	120	0,24
27703-0916	Acier	17,5	M16	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	210	0,49
27703-0920	Acier	22	M20	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	210	0,49
27703-0924	Acier	26	M24	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	210	0,49
27703-1020	Acier	22	M20	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	330	0,82
27703-1024	Acier	26	M24	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	330	0,82
27703-1030	Acier	33	M30	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	330	0,82
27703-04041	Inox	4,5	M4	M15x1	25	20	24	5	4	2	27,1	0,046
27703-04051	Inox	5,5	M5	M15x1	25	20	24	5	4	2	27,1	0,046
27703-04061	Inox	6,6	M6	M15x1	25	20	24	5	4	2	27,1	0,046
27703-05061	Inox	6,6	M6	M20x1	32	24	29	6	4	2	43,4	0,087
27703-05081	Inox	9	M8	M20x1	32	24	29	6	4	2	43,4	0,087
27703-05101	Inox	11	M10	M20x1	32	24	29	6	4	2	43,4	0,087
27703-07101	Inox	11	M10	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	84	0,24
27703-07121	Inox	13,5	M12	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	84	0,24
27703-07161	Inox	17,5	M16	M30x1,5	45	29	36	7	5	2	84	0,24
27703-09161	Inox	17,5	M16	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	148	0,49
27703-09201	Inox	22	M20	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	148	0,49
27703-09241	Inox	26	M24	M40x1,5	58	37	46	9	6	2,5	148	0,49
27703-10201	Inox	22	M20	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	225	0,82
27703-10241	Inox	26	M24	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	225	0,82
27703-10301	Inox	33	M30	M50x1,5	70	44	54	11	6	2,5	225	0,82

07460 Rondelle de compensation à rotule

Description de l'article/illustrations du produit



Exemple d'utilisation:



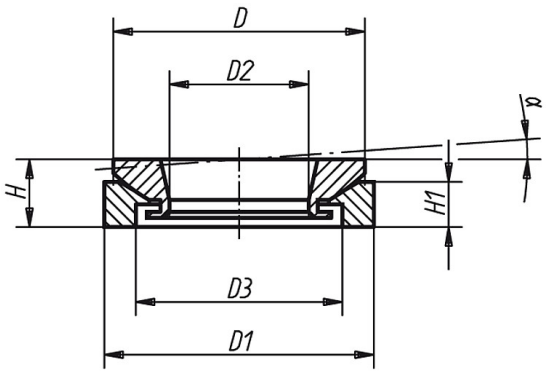
Description

Matière :
Acier 1.7225. Inox 1.4305.

Finition :
Acier : bichromaté bleu. Inox : naturel.

Nota :
La rondelle de compensation à rotule permet de caler avec précision des surfaces d'appui obliques, jusqu'à un angle d'inclinaison d'environ 4°. Pour des inclinaisons de D3 > 1°, l'appui homogène des vis nécessite le calage d'une deuxième rondelle de compensation à rotule, à titre de support. Ainsi, les parties supérieures et inférieures du montage, bien bloquées, ne risquent pas de se désolidariser.

Dessins



Aperçu des articles

Référence Acier	Référence Inox	H	H1	D	D1	D2	D3	
07460-151	07460-152	8	5,5	23	25	8,5	15	4°
07460-201	07460-202	10	6,2	30	32	13	20	4°
07460-301	07460-302	12,5	9	40	45	20	30	4°
07460-401	07460-402	16	13	52	58	29	38	4°
07460-501	07460-502	20	14	65	70	36	48	4°

Résumé

Conception et optimisation mécanique du transport laser de puissance du futur instrument HED sur l'installation Européenne XFEL.

Lors de mon stage au XFEL, j'ai conçu la partie transport d'un faisceau laser de puissance pour l'installation HED. Celle-ci sera située dans la salle d'expérience de ce futur accélérateur à particule. Le but était de concevoir les supports miroirs ainsi que les structures environnantes : bâtis, enceinte à vide etc., le tout avec une très haute stabilité. En effet, le faisceau laser de 100 mm de diamètredoit parcourir une vingtaine de mètres, descendre d'un étage tout en ayant, une fois focalisé dans l'enceinte d'expérience, une stabilité temporelle suffisante pour garantir que le point focal ne se déplace tir à tir qu'au sein d'un cercle de répétabilité de 2 microns. Pour garantir ce cahier des charges, qui sera la clef de la nouvelle installation, j'ai allié à la fois la conception de différents ensembles mécaniques tout en faisant de l'analyse modale pour éviter tout couplage entre des excitations vibratoires extérieures et les supports optiques.

Mots-clés : XFEL, laser, opto-mécanique, stabilité, vibrations.

Abstract

Design the delivery system of optical laser beams will be installed at the HED instrument at the European XFEL.

During my internship at the European XFEL, I designed the delivery system of optical laser beams will be installed at the HED instrument. It will be located in the experimental room of this future particle accelerator. The goal was to design optical mounts as well as supporting structures : frames, vacuum vessel etc., all elements bearing very high stability. Indeed, the 100 mm diameter laser must go through twenty meters, go down one floor, while having, once focused in the experimental chamber, enough temporal stability so as to secure that the focal point moves from shot to shot only within a circle of repeatability of 2 microns.In order to fulfill all these conditions, I simultaneously carried out the designing of different mechanical assemblies while also producingmodal analysis. With this method, I was able to avoid any coupling between external excitations and optical mounts.

Keywords : XFEL, laser, optical mount, stability, vibrations.