ACOUSTIQUE VIBRATIONS
LOGICIEL SCIENTIFIQUE

NOTICE VIBRATIONS APD

Projet FORGE 2022 – Tranche 1
ZAC Plein'Est à Chaumont (52)

Façade Nord du projet (source : GSE)

Rédaction	Vérification	Approbation
C. Barba Rossa	*E. Laligant*	*A. Fournol*

Date	Etude réalisée à la demande et pour le compte de
7 mai 2020	**GSE**
Etude *VI2612*	**Rapport** *23116_GSE_FORGE-2022_N4_APD_VIB-NOTICE_ind5_VI2612.docx*

Ce document ne peut en aucun cas être utilisé (même par extrait) sans autorisation préalable écrite de la société AVLS

18, RUE CHARLES DE GAULLE 91400 ORSAY– TEL. : (33) 01 64 46 08 08 – FAX : (33) 01 64 46 17 83
E.mail : avls@wanadoo.fr – SITE WEB : http://www.avls-fr.com
SAS AU CAPITAL de 60 000 € – RCS EVRY B 350 283 016 – SIRET 350 283 016 00045 – N° TVA FR 45 350 283 016 – APE 7112B

OPQIBI L'INGÉNIERIE QUALIFIÉE CERTIFICAT N° 05 12 1772

SOMMAIRE

1. Préambule ***3***

2. Documents de référence ***4***

3. Spécificités du projet ***5***

3.1 Localisation et environnement **5**

3.2 Liste des machines de forge génératrices de vibrations **7**

3.3 Liste des équipements sensibles aux vibrations **8**

4. Liste des nuisances d'origine vibratoire, cadre réglementaire et normatif, et valeurs cibles ***9***

4.1 Bruit solidien **9**

4.2 Perception tactile des vibrations par les individus **10**

4.3 Dégradation des structures **12**

4.4 Perturbation des équipements sensibles du Process **14**

5. Dispositions antivibratiles prévues ou envisagées ***15***

5.1 Désolidarisation des machines de forge **15**

5.2 Contrôle de la fréquence propre des planchers de bureaux **17**

5.3 Désolidarisation et/ou déplacement des équipements sensibles du Process **20**

5.4 Dispositions relatives à la structure des bâtiments **21**

5.5 Désolidarisation des sources de vibrations secondaires **23**

6. Impact vibratoire prévisionnel des machines de forge ***24***

6.1 Généralités **24**

6.2 Principe de calcul **25**

7. Mesures de contrôle ***32***

Annexe I : Terminologie ***33***

Annexe II : Caractérisation de la sensibilité vibratoire de deux équipements ***35***

Annexe III : Méthodologie d'évaluation de la force dynamique appliquée par les machines de forge sur leur support ***43***

1. PREAMBULE

LISI AEROSPACE prévoit de transférer le site actuel des forges de Bologne (en Haute-Marne) vers un site voisin situé à Chaumont.

Le nouveau complexe industriel FORGE 2022 abritera des machines de forge destinées notamment à la production de composants pour l'aéronautique.

Certaines de ces machines engendrent des chocs significatifs lors de leur actionnement, qui se propagent ensuite dans le terrain sous la forme d'ondes.

Les vibrations résultantes sont susceptibles de provoquer des nuisances au sein du projet ainsi que dans son environnement.

Le présent document, de niveau APD, vise à répertorier l'ensemble des solutions prévues ou envisagées afin de limiter l'impact vibratoire des machines de forge, pour ce qui concerne la tranche 1 du projet.

2. DOCUMENTS DE REFERENCE

Le tableau suivant synthétise les principaux documents utilisés dans le cadre de la présente étude.

Tableau 1 : Documents de référence

Document	Emetteur	Version	Description
LISI-F2022-NBAT-EXT-230-R08.00	LISI	15/03/2019	Rapport d'essais cross-hole
LISI-F2022-NBAT-EXT-243-R08.00	LISI	05/04/2019	Etude vibratoire INNOGEO
GSE-F2022-NBAT-NT-18-R03	GSE	05/11/2019	Tome technique de l'offre GSE
GSE-F2022-NBAT-DRW-38-R04	GSE	06/11/2019	Repérage rubriques ICPE
GSE-F2022-APD-300-DRW-03-R1	GSE	29/04/2020	Plan du projet (R+1)
–	GSE	17/03/2020	Plans de la charpente du bâtiment Supports
ISO 10137:2007	ISO	15/11/2007	Norme définissant les seuils de gêne vibratoire tactile dans les bâtiments
Arrêté du 14/12/13	JO	24/12/2013	Prescriptions générales applicables aux installations relevant du régime de l'enregistrement au titre de la rubrique n°2560 de la nomenclature des ICPE

3. SPECIFICITES DU PROJET

3.1 LOCALISATION ET ENVIRONNEMENT

Le nouveau complexe FORGE 2022 sera installé au sein de la ZAC Plein'Est à Chaumont.

Le plan de la page suivante permet de visualiser l'emplacement des futurs bâtiments du projet.

Les flèches rouges indiquent la distance entre le bâtiment destiné à accueillir les machines de forge et les constructions voisines existantes (locaux d'entreprises).

Le bâtiment riverain le plus proche est situé à 285 m de la forge.

L'habitation la plus proche est située quant à elle à plus de 800 m (non visible sur le plan).

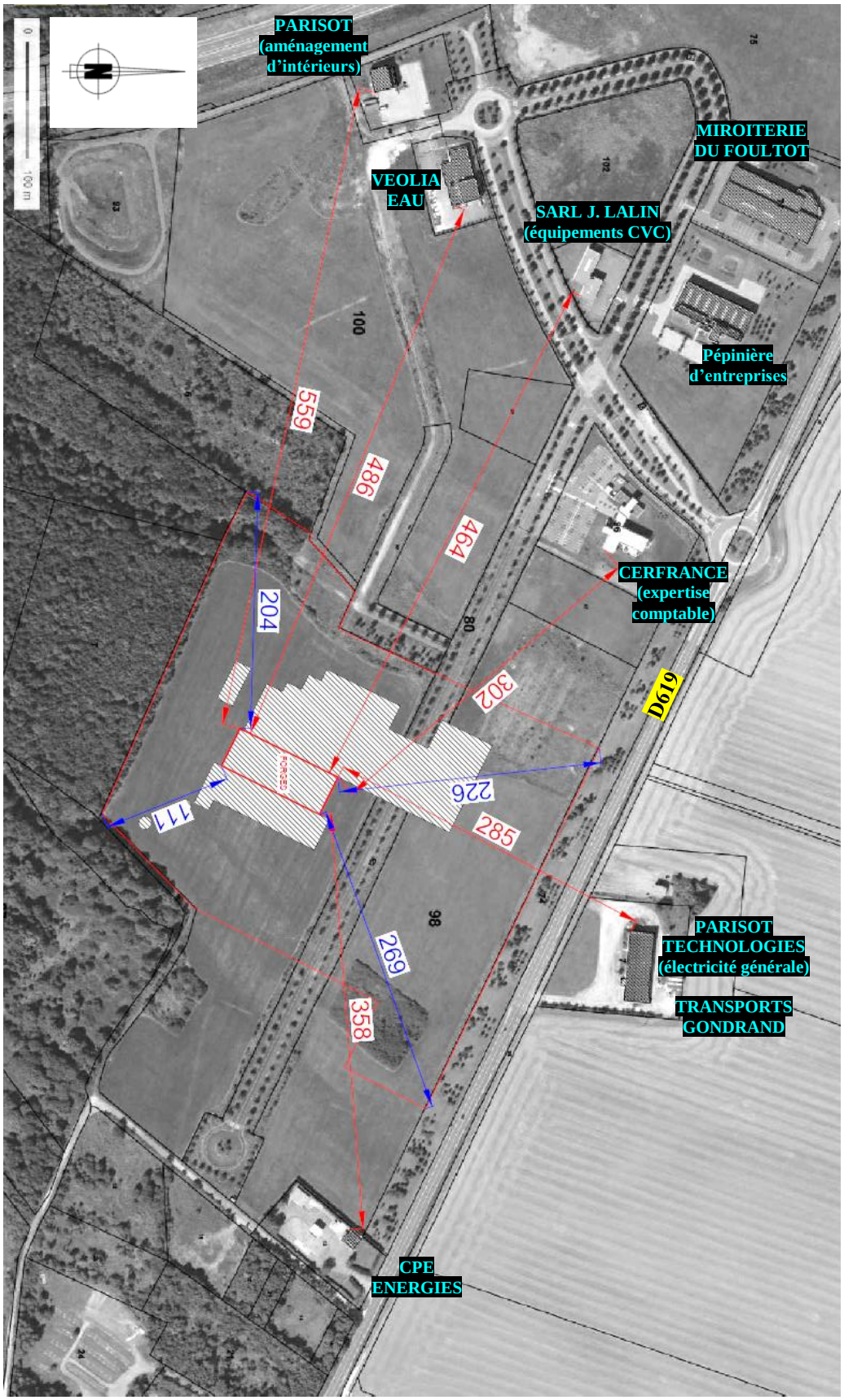


Figure 1 : Implantation du projet et des constructions voisines

3.2 LISTE DES MACHINES DE FORGE GENERATRICES DE VIBRATIONS

Parmi les machines de forge, les principales génératrices de vibrations sont les presses à vis (PAV) et les marteaux pilons. Ces équipements produisent en effet des chocs significatifs, à chaque impact de forgeage.

Pour ce qui concerne les machines de forge associées à la tranche 1 du projet, les principales sources de vibrations sont les suivantes (aucun marteau pilon ne sera transféré dans le cadre de la tranche 1) :

- PAV 1250 t (n°716) ;
- PAV 800 t (n°798) ;
- PAV 1300 t (n°3000) ;
- PAV 1690 t (n°3338).

D'autre part, la liste suivante synthétise les presses à vis et marteaux pilons associées à la tranche 2 du projet :

- Pilon 32000 kgm (n°216) ;
- Martinet 750 kg (n°327) ;
- Martinet 175 kg (n°343) ;
- Pilon 12500 kgm (n°608) ;
- Pilon 3150 kgm (n°664) ;
- PAV 6300 t (n°3287).

N. B. : La grandeur apparaissant dans l'identifiant des presses à vis correspond à la force nominale appliquée lors de l'impact de forgeage (1 t ↔ 10 kN).

La grandeur apparaissant dans l'identifiant des marteaux pilons correspond quant à elle à une énergie de frappe (1 kgm ↔ 10 J).

Enfin, concernant les martinets, la grandeur indiquée correspond à la masse du coulisseau (en kg).

3.3 LISTE DES EQUIPEMENTS SENSIBLES AUX VIBRATIONS

Selon les informations fournies par LISI, le Process comprend également des équipements sensibles aux vibrations, à savoir :

- 30 centres d'usinage ;
- 13 machines à mesurer tridimensionnelles (tridims) ;
- 1 microscope électronique.

4. LISTE DES NUISANCES D'ORIGINE VIBRATOIRE, CADRE REGLEMENTAIRE ET NORMATIF, ET VALEURS CIBLES

4.1 BRUIT SOLIDIEN

4.1.1 Problématique

En-dessous de certaines amplitudes (0.1 mm/s typiquement)[1], les vibrations ne sont pas perceptibles tactilement par les individus.

Cependant, la vibration des structures des bâtiments (planchers, parois, second œuvre) peut produire des niveaux sonores audibles et provoquer une gêne, selon l'occupation des lieux (logements, bureaux…), selon l'émergence par rapport au niveau sonore résiduel préexistant, et selon le niveau sonore atteint en dB(A).

On parle de bruit solidien.

4.1.2 Cadre réglementaire et/ou normatif

En l'absence de réglementation vis-à-vis du bruit solidien, mais en tenant compte des normes acoustiques relatives aux bruits d'équipements dans le tertiaire – NFS 31-080 par exemple – on vise couramment en conception un niveau de bruit solidien de l'ordre de 40 à 45 dB(A) dans les bureaux et locaux assimilés.

4.1.3 Valeurs cibles

Cet ordre de grandeur – 40 à 45 dB(A) – peut être retenu pour estimer le risque de gêne sonore dans les bureaux du projet FORGE 2022 et dans les bureaux des entreprises riveraines.

[1] L'Annexe I définit les termes et les unités employés dans ce rapport.

4.2 PERCEPTION TACTILE DES VIBRATIONS PAR LES INDIVIDUS

4.2.1 Problématique

Au-delà de 0.1 mm/s environ, les vibrations deviennent perceptibles tactilement, et peuvent constituer une gêne selon l'usage des locaux.

Le risque de gêne est plus élevé dans les étages des bâtiments, car les planchers ont tendance à amplifier les vibrations à certaines fréquences, par rapport aux points raides des structures qui les supportent (nœuds structurels poteaux / poutres).

4.2.2 Cadre réglementaire et/ou normatif

Il n'existe pas de réglementation relative au risque de gêne vibratoire tactile.

Néanmoins, il existe des seuils de gêne communément admis, et décrits dans des normes ayant une valeur indicative seulement.

La norme la plus couramment utilisée est la norme ISO 10137:2007 : « Bases du calcul des constructions – Aptitude au service des bâtiments et des passerelles sous vibrations » reprenant la norme ISO 2631-2:1989 : « Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps – Vibrations continues et induites par les chocs dans les bâtiments ».

Les seuils proposés dans ces normes sont présentés sous forme de spectres tiers d'octave de vitesse ou d'accélération vibratoire entre 1 Hz et 80 Hz.

Sur la figure suivante, ces seuils sont exprimés par convention en termes de vitesse vibratoire, en décibels référence 5.10^{-8} m/s – notés par la suite dB_V pour les distinguer des décibels de pression acoustique (niveau sonore en dB(A)).

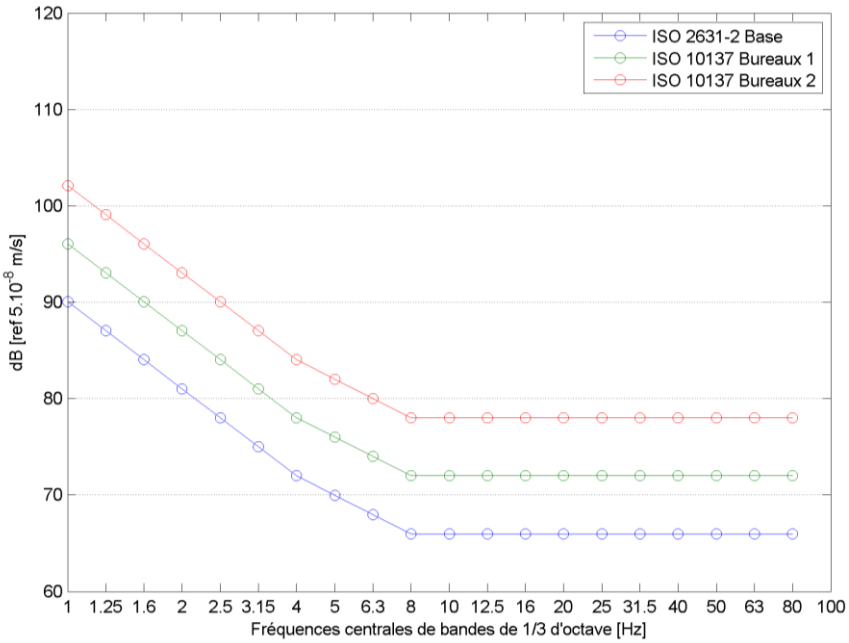


Figure 2 : Gabarits « Base », « Bureaux 1 » et « Bureaux 2 » des normes ISO 10137 et ISO 2631 (direction verticale)

Ainsi, comme le montre ce graphique, le seuil de perception tactile des individus (gabarit Base) est situé à 66 dB_V dans les bandes de tiers d'octave comprises entre 8 Hz et 80 Hz.

Le seuil de gêne vibratoire dans des bureaux courants se situe à 78 dB_V sur cette même plage de fréquences (gabarit Bureaux 2).

Le gabarit Bureaux 1 (72 dB_V) correspond quant à lui à des bureaux « de haut standing ».

4.2.3 Valeurs cibles

Le gabarit Bureaux 2 de la norme ISO 10137 (bureaux courants) peut être retenu pour quantifier le risque de gêne vibratoire tactile dans les bureaux du projet FORGE 2022 et dans les bureaux des entreprises riveraines.

4.3 DEGRADATION DES STRUCTURES

4.3.1 Problématique

Au-delà de certaines amplitudes, les vibrations peuvent entraîner une dégradation des structures.

Ce risque n'est toutefois pas redouté dans les configurations semblables à celles du présent projet, car les amplitudes vibratoires susceptibles d'induire des dégradations sont relativement élevées.

4.3.2 Cadre réglementaire et/ou normatif

En tant qu'Installation Classée pour la Protection de l'Environnement[2], la nouvelle usine est soumise aux prescriptions de la circulaire du 23 juillet 1986.

Cette circulaire fixe des amplitudes vibratoires limites à ne pas dépasser sur les parties rigides des constructions riveraines, lors de l'exploitation du site.

Les seuils de la circulaire correspondent à des amplitudes de vitesse vibratoire en-dessous desquelles la probabilité de dégradation des structures est jugée négligeable.

Ceux-ci dépendent de la nature des vibrations générées (continues ou impulsionnelles), de la bande de fréquences et de la sensibilité de la construction considérée.

Tableau 2 : Seuils de vitesse vibratoire de la circulaire du 23/07/1986
Cas de sources continues

FRÉQUENCES	4 Hz - 8 Hz	8 Hz - 30 Hz	30 Hz - 100 Hz
Constructions résistantes	5 mm/s	6 mm/s	8 mm/s
Constructions sensibles	3 mm/s	5 mm/s	6 mm/s
Constructions très sensibles	2 mm/s	3 mm/s	4 mm/s

Tableau 3 : Seuils de vitesse vibratoire de la circulaire du 23/07/1986
Cas de sources impulsionnelles

FRÉQUENCES	4 Hz - 8 Hz	8 Hz - 30 Hz	30 Hz - 100 Hz
Constructions résistantes	8 mm/s	12 mm/s	15 mm/s
Constructions sensibles	6 mm/s	9 mm/s	12 mm/s
Constructions très sensibles	4 mm/s	6 mm/s	9 mm/s

Par exemple, dans le cas de constructions dites « très sensibles » – monuments historiques par exemple – les seuils les plus contraignants sont de 2 mm/s crête aux fréquences les plus basses.

[2] Rubrique ICPE n°2560 E pour le bâtiment accueillant les machines de forge.

N. B. : La circulaire du 23 juillet 1986 porte uniquement sur les bâtiments riverains du projet. Pour ce qui concerne la structure de l'usine elle-même, il n'existe aucune réglementation applicable. Toutefois, les seuils fournis dans la circulaire peuvent également être considérés afin d'évaluer le risque de dégradation.

4.3.3 Valeurs cibles

Les vibrations générées lors de l'actionnement de presses à vis ou de marteaux pilons entrent dans la catégorie des vibrations impulsionnelles.

Les constructions voisines du projet (cf. § 3.1) n'étant pas sensibles au sens de la circulaire, les seuils à respecter varient donc entre 8 et 15 mm/s crête selon la bande de fréquences.

Ces seuils peuvent également être retenus pour évaluer le risque de dégradation des structures de l'usine.

4.4 PERTURBATION DES EQUIPEMENTS SENSIBLES DU PROCESS

4.4.1 Problématique

Certains équipements sensibles peuvent être perturbés par des vibrations d'amplitudes trop importantes : l'image d'un microscope peut être brouillée, la précision d'une balance dégradée, etc.

4.4.2 Cadre réglementaire et/ou normatif

Les seuils de sensibilité varient fortement d'un équipement à l'autre, et dépendent de la fréquence de sollicitation.

Il n'existe pas de norme permettant de définir a priori le seuil de sensibilité d'un équipement de façon précise.

4.4.3 Valeurs cibles

Le document LISI-F2022-NBAT-EXT-243-R08.00 propose des objectifs de vitesse vibratoire à respecter au pied de certains équipements sensibles du Process (tridims et centres d'usinage)[3] dans la future installation FORGE 2022.

Ces objectifs, exprimés sous forme de spectres tiers d'octave, sont supposés correspondre aux niveaux vibratoires ambiants mesurés sur le site actuel de Bologne, au pied de ces équipements.

Les objectifs indiqués sont toutefois très conservateurs, et conduiraient à surdimensionner les dispositions antivibratiles du projet.

Par exemple, l'objectif proposé dans la direction verticale pour le tridim « hydroformage » varie entre 20 et 30 dB_V sur la bande de fréquences [1 ; 160] Hz. Cet objectif est nettement plus contraignant que les objectifs habituellement visés pour les laboratoires de recherche nécessitant une extrême stabilité vibratoire (nanotechnologies, optique…).

AVLS a réalisé des mesures les 29 et 30 janvier 2020 sur un tridim et un centre d'usinage à Bologne, dans le but de rehausser raisonnablement les objectifs proposés.

L'annexe II détaille le protocole de mesure employé et les résultats obtenus en termes de sensibilité vibratoire de ces équipements.

[3] Aucun objectif n'est fourni pour le microscope mentionné au § 3.3.

5. DISPOSITIONS ANTIVIBRATILES PREVUES OU ENVISAGEES

5.1 DESOLIDARISATION DES MACHINES DE FORGE

5.1.1 Principe

La mise en place d'un étage de ressorts et amortisseurs sous les machines de forge permet de filtrer efficacement les vibrations « à la source ».

Le système masse-ressort-amortisseur ainsi constitué est caractérisé en premier lieu par sa fréquence de suspension verticale[4] et son facteur d'amortissement.

En général, une fréquence de suspension de l'ordre de 5 Hz et un amortissement de l'ordre de 20 % à 30 % de l'amortissement critique sont recherchés.

Pour les machines de forge les plus énergétiques, il peut s'avérer nécessaire de prévoir un massif d'inertie en béton (situé au-dessus des ressorts et des amortisseurs) afin de limiter les débattements de la machine elle-même au cours du forgeage.

Dans les autres cas, la machine peut être installée soit sur une plaque métallique reposant sur les ressorts et les amortisseurs, soit directement sur les ressorts et les amortisseurs.

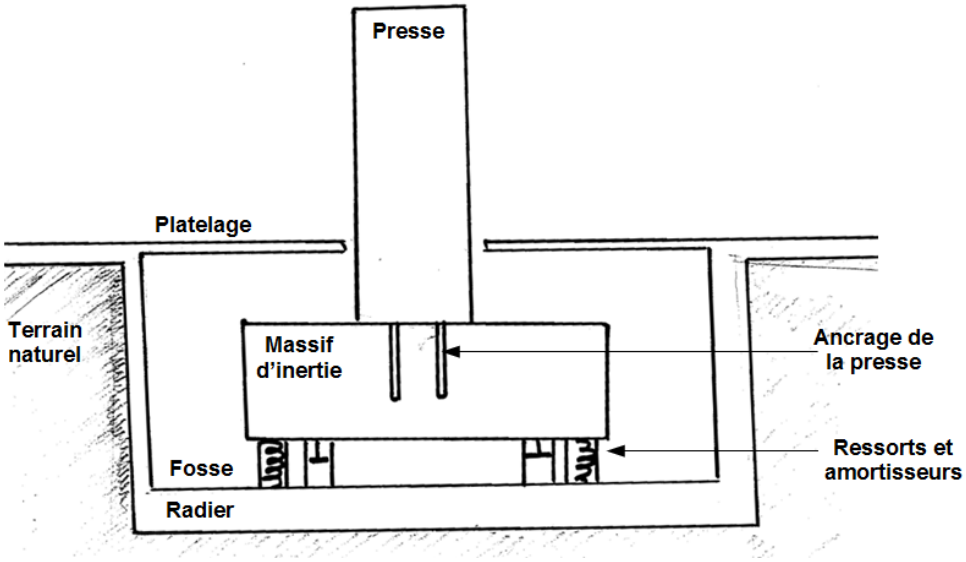


Figure 3 : Principe de désolidarisation des machines de forge (ici : cas d'une désolidarisation avec massif d'inertie)

---

[4] La fréquence de suspension f_0 du système est reliée à la raideur K de l'étage élastique et à la masse « suspendue » M, selon la formule $f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{K/M}$.

5.1.2 Solution(s) envisagée(s)

Pour ce qui concerne les machines de forge de la tranche 1 :

- La PAV 1300 t et la PAV 1690 t sont déjà désolidarisées sur le site de Bologne (sans massif d'inertie en béton) et seront également désolidarisées dans la nouvelle usine ;

- La PAV 1250 t et la PAV 800 t ne sont pas désolidarisées à Bologne. LISI prévoit de les désolidariser (sans massif d'inertie en béton) à l'occasion de leur transfert.

Le dimensionnement, la fourniture des ressorts et des amortisseurs, ainsi que le contrôle de leur bon fonctionnement, sont à la charge de LISI – GSE se chargeant de réaliser les fosses adéquates pour accueillir les presses.

Les fosses seront fondées sur la couche de calcaire présente sur la parcelle du projet.

LISI devra préciser les caractéristiques des dispositifs d'isolation vibratoire, afin que GSE puisse ajuster les dimensions des fosses.

5.2 CONTROLE DE LA FREQUENCE PROPRE DES PLANCHERS DE BUREAUX

5.2.1 Principe

L'installation des machines de forge sur ressorts et amortisseurs a pour effet de transformer la sollicitation impulsionnelle appliquée sur la fosse au moment de l'impact de forgeage (choc) en une sollicitation essentiellement basse fréquence, proche de la fréquence de suspension verticale de la machine.

Il existe un risque de coïncidence entre les fréquences propres des planchers des bureaux et la fréquence de suspension des machines de forge. Le cas échéant, la mise en résonance des planchers est susceptible d'entraîner un inconfort vibratoire pour les occupants. Les planchers doivent donc être conçus de façon à ce que leurs fréquences propres soient suffisamment élevées.

A ce jour, des planchers sont prévus :

- Dans la partie Nord de la forge (en bleu sur le plan suivant) ;
- Sur l'ensemble du bâtiment « Supports », situé à 56 m de la forge (en violet) ;

Les premiers accueilleront des locaux techniques. Le risque d'inconfort vibratoire ne concerne donc que les planchers du bâtiment Supports.

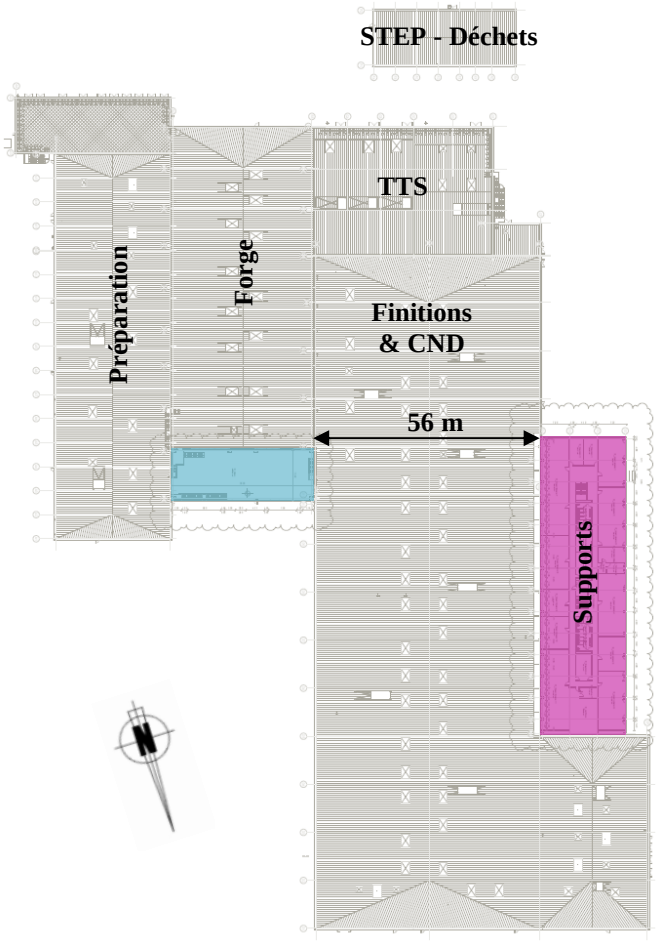


Figure 4 : Localisation des zones de planchers

5.2.2 Solution(s) envisagée(s)

Une structure mixte acier-béton est actuellement prévue pour les planchers du bâtiment Supports.

La dalle est composée d'un bac acier Cofraplus® 60 surmonté d'une épaisseur maximale de béton de 13 cm (au niveau des creux du bac acier).

Le bac repose sur une structure poteaux-poutres composée de profilés métalliques.

La poutraison du plancher a été renforcée spécifiquement vis-à-vis du risque de mise en résonance :

- Les solives **IPE330** initialement prévues ont été remplacées par des **IPE400** ;
- Les poutres principales **IPE500** ont été remplacées par des **HEB600**.

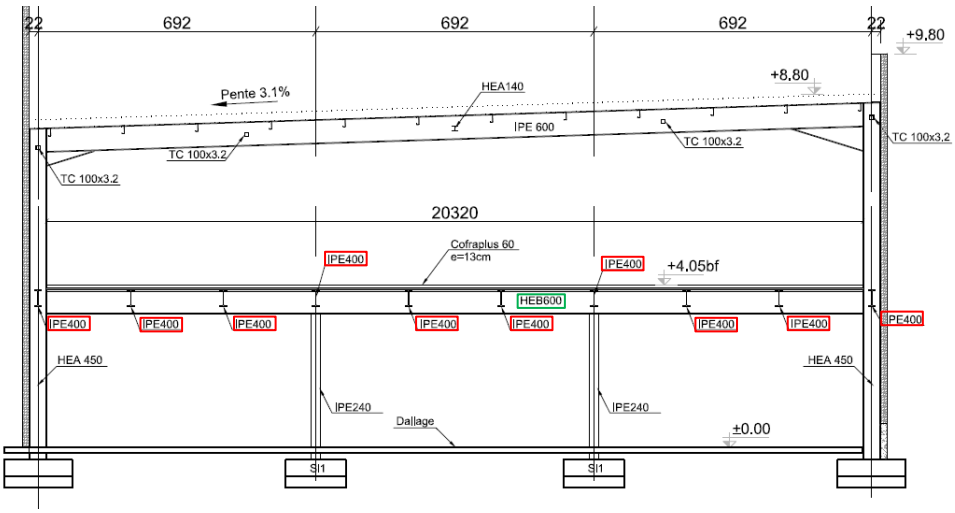


Figure 5 : Coupe de la structure du bâtiment Supports (après renforcement)

Un modèle simplifié de la structure du plancher a été élaboré à l'aide du code de calcul à éléments finis ANSYS Mechanical, afin d'évaluer ses premières fréquences propres.

Etant donné sa régularité, seule une portion de 21 m x 32 m a été modélisée, soit une moitié du bâtiment.

Les poteaux et les poutres ont été modélisés à l'aide d'éléments finis de poutre, tandis que la dalle a été modélisée par des éléments finis de plaque orthotrope.

Les poteaux sont articulés en pied, toutefois l'ensemble des liaisons de la structure ont été modélisées par des encastrements – ce qui correspond à leur comportement dynamique réel.

Des charges permanentes additionnelles et des charges d'exploitation ont été prises en compte via une masse surfacique ajoutée correspondant à la combinaison quasi-permanente G+0.3Q, avec G = 100 kg/m² et Q = 250 kg/m².

La figure suivante illustre le modèle réalisé.

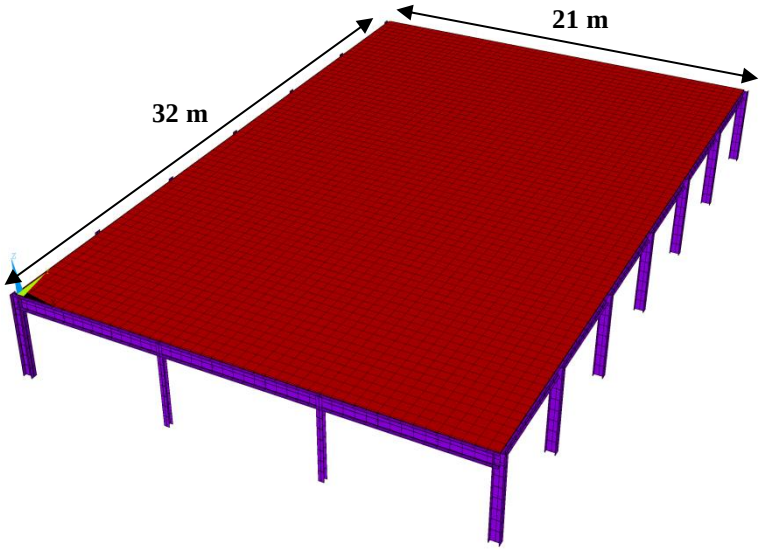


Figure 6 : Modèle du plancher du bâtiment Supports (après renforcement)

Une analyse modale permet de constater que la fréquence propre prévisionnelle du premier mode de flexion s'élève à 13.8 Hz (contre 9 Hz avant renforcement).

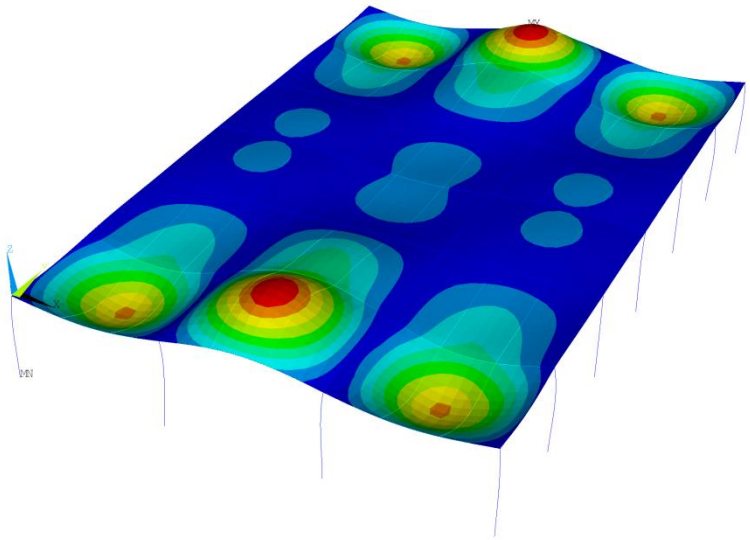


Figure 7 : Premier mode de flexion calculé (13.8 Hz)

Cette fréquence est suffisamment éloignée de la fréquence de suspension recherchée en général pour les machines de forge, pour considérer comme négligeable le risque de mise en résonance.

5.3 DESOLIDARISATION ET/OU DEPLACEMENT DES EQUIPEMENTS SENSIBLES DU PROCESS

5.3.1 Principe

Dans l'hypothèse où la désolidarisation des machines de forge ne s'avèrerait pas suffisante pour protéger les équipements sensibles du Process, deux solutions devront être envisagées, au cas par cas :

- Eloignement des équipements sensibles vis-à-vis des machines de forge ;
- Désolidarisation des équipements.

La seconde solution consiste à filtrer les vibrations « côté récepteur », en installant l'équipement à protéger sur une suspension antivibratile.

Le cas échéant, afin d'éviter le risque de coïncidence avec la fréquence de suspension des machines de forge désolidarisées, une suspension à très basse fréquence devra être envisagée – inférieure à 3 Hz typiquement – ce qui suppose l'utilisation de plots pneumatiques (actifs ou passifs).

Figure 8 : Illustration d'un plot pneumatique
(source : bilz.com)

Dans certains cas, un massif d'inertie doit être prévu au-dessus des plots pneumatiques, afin de limiter les débattements de l'équipement lors de son propre fonctionnement (sous l'effet des déplacements d'un bras de mesure par exemple).

5.3.2 Solution(s) envisagée(s)

Une étude de l'impact vibratoire des machines de forge sera menée en phase LIVRABLE, sur la base de simulations numériques.

Les simulations doivent permettre de déterminer les zones de l'usine à l'intérieur desquelles l'installation d'un équipement sensible nécessitera de prévoir un traitement antivibratile.

AVLS spécifiera alors la fréquence de résonance et l'amortissement des systèmes d'isolation à prévoir.

La fourniture des systèmes d'isolation (plots pneumatiques et massifs d'inertie éventuels) ainsi que leur dimensionnement précis sont à la charge de LISI.

5.4 DISPOSITIONS RELATIVES A LA STRUCTURE DES BATIMENTS

5.4.1 Principe

Il n'existe pas de moyen réaliste d'atténuer la propagation des ondes vibratoires générées dans le sol lors de l'actionnement des machines de forge par des dispositions constructives portant sur les bâtiments eux-mêmes.

En particulier, la désolidarisation du béton des fosses par rapport au dallage périphérique, ainsi que la désolidarisation des dallages entre les différentes zones du bâtiment auront un effet marginal.

Toutefois, les dispositions constructives suivantes seront respectées.

5.4.2 Solution(s) envisagée(s)

- Un vide de désolidarisation de 5 cm sera mis en œuvre sur le pourtour des fosses des machines citées au § 3.2, de façon à ce qu'elles soient désolidarisées du dallage périphérique.

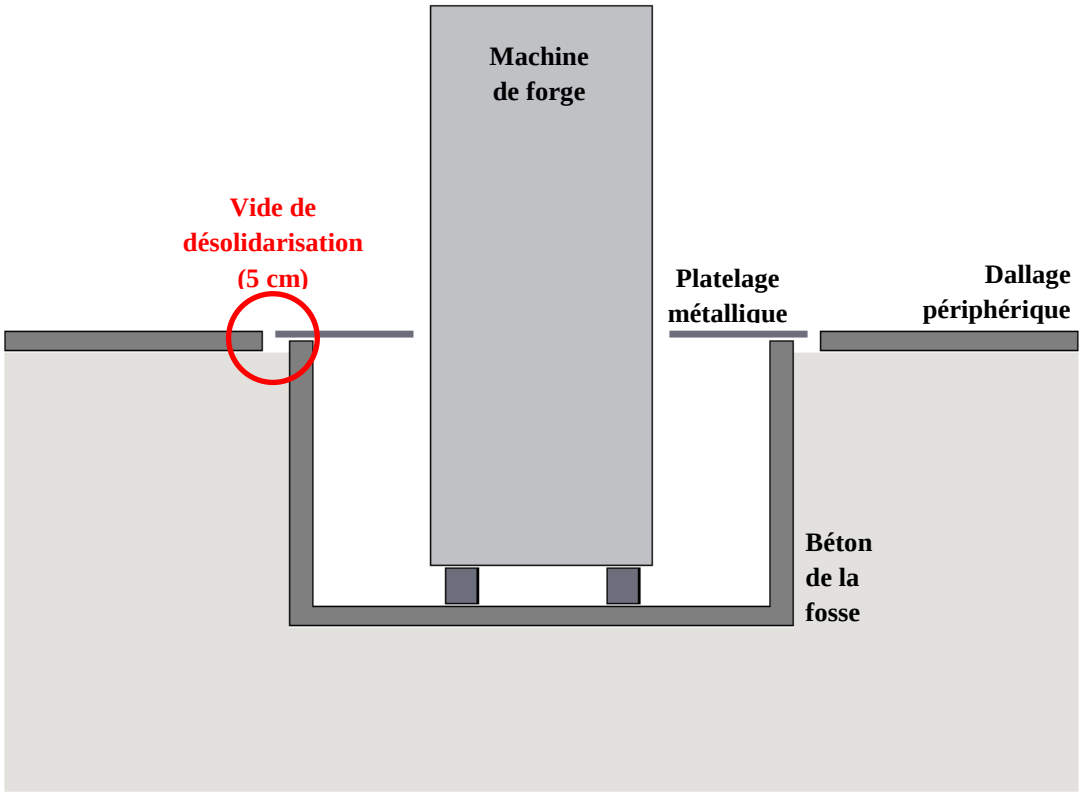


Figure 9 : Principe de désolidarisation des fosses

- Pour ce qui concerne les joints situés à la périphérie des dallages accueillant des équipements sensibles aux vibrations, une solution de type Permaban Wave® (ou équivalent) sera mise en œuvre.

  Ce type de produit permet de limiter les chocs générés lors du franchissement du joint par les divers engins de manutention. Dans le cas contraire, ces chocs risqueraient de perturber les équipements sensibles installés à proximité.

  Cette solution ne nécessite d'être mise en œuvre qu'au niveau des allées de circulation potentielles.

Figure 10 : Illustration de la solution Permaban Wave®
(source : permaban.com)

- Le dallage béton sera coulé à même le terrain, sur toute la surface du projet. **En particulier, l'installation d'une couche d'isolant thermique en sous-face du dallage est proscrite.**

- Enfin, il est prévu que les superstructures de la forge et du bâtiment Supports soient désolidarisées des superstructures adjacentes.

5.5 DESOLIDARISATION DES SOURCES DE VIBRATIONS SECONDAIRES

5.5.1 Principe

Les machines de forge constituent la principale source de vibrations sur ce projet.

Néanmoins, les sources de vibrations « secondaires » (CTA, pompes, groupes froids, etc.) devront également être désolidarisées de leur support, afin de filtrer les vibrations à la source.

5.5.2 Solution(s) envisagée(s)

Les spécifications techniques correspondantes sont indiquées dans la notice acoustique du projet.

La désolidarisation des équipements techniques du bâtiment est à la charge de GSE.

La désolidarisation des équipements du Process sources de vibrations (groupes hydrauliques de certaines presses par exemple) est à la charge de LISI.

6. IMPACT VIBRATOIRE PREVISIONNEL DES MACHINES DE FORGE

6.1 GENERALITES

Il est prévu d'évaluer en phase LIVRABLE l'impact vibratoire des machines de forge sur leur environnement.

L'objectif est de déterminer – au moyen de simulations numériques – les amplitudes vibratoires transmises au niveau des structures voisines et au niveau des équipements sensibles du Process.

Les simulations numériques prendront en compte l'ensemble des machines de forge citées au § 3.2, qu'elles soient associées à la tranche 1 ou à la tranche 2 du projet.

LISI devra fournir à cet effet l'implantation prévisionnelle des machines de forge de la tranche 2, au début de la phase LIVRABLE.

A défaut, une hypothèse sera réalisée par AVLS.

N. B. : Toute modélisation constitue une simplification et une idéalisation de la réalité, et comporte inévitablement une incertitude dans ses résultats. Des différences peuvent donc apparaître entre les résultats calculés et les résultats mesurés dans le futur. Néanmoins ces écarts sont minimisés par la maîtrise des hypothèses et des données d'entrée.

6.2 PRINCIPE DE CALCUL

L'étude d'impact vibratoire sera réalisée en phase LIVRABLE.

Les hypothèses de calcul et les conclusions de l'étude seront donc présentées en détail ultérieurement.

Néanmoins, on présente ici le principe du calcul ainsi que des exemples de résultats provisoires, permettant de donner une première tendance.

Le calcul des niveaux vibratoires transmis dans l'environnement des machines de forge nécessite avant tout de caractériser « l'intensité » de ces sources de vibrations.

En principe, cette donnée devrait être fournie avec le programme de l'opération, cependant les mesures de *vitesse vibratoire* réalisées à Bologne – à l'initiative de LISI – dans les fosses de certaines machines ne peuvent pas être utilisées à cet effet : ce sont des constatations de la réponse des structures, et non une donnée d' « entrée ».

Pour mener l'étude d'impact de manière satisfaisante, il est nécessaire d'évaluer la *force dynamique* appliquée par chaque machine sur sa fosse au cours du forgeage (unité : Newtons, N).

La figure suivante illustre le principe de l'étude d'impact.

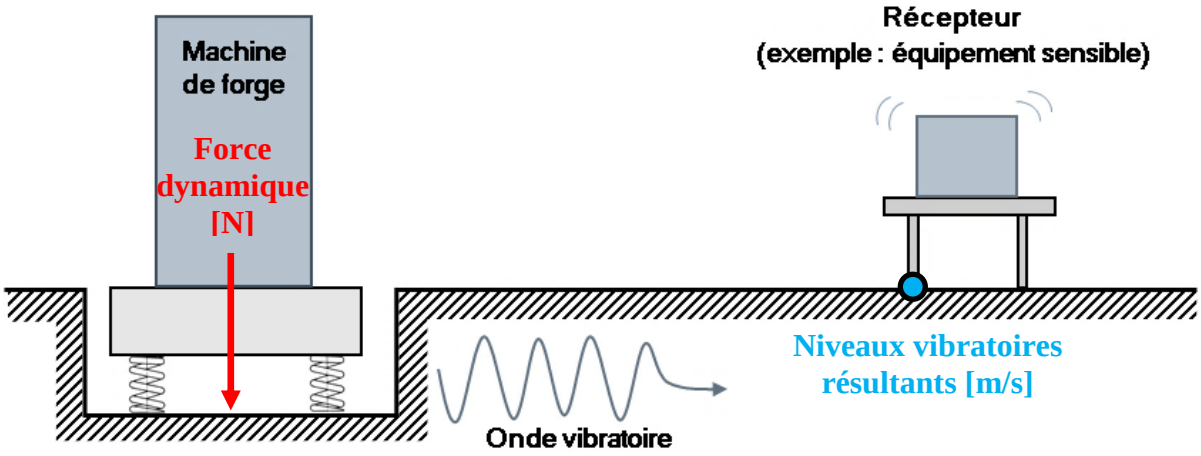


Figure 11 : Illustration du principe de l'étude d'impact

Les données de force dynamique requises ne peuvent pas être trouvées en l'état dans les fiches techniques des machines de forge.

Il est en revanche possible de les évaluer par une approche analytique, à partir leurs caractéristiques, telles que la masse du coulisseau et sa vitesse juste avant l'impact de forgeage (cf. détails de la méthodologie en annexe III).

On synthétise ci-dessous les caractéristiques des machines de forge considérées à cet effet.

Ce tableau a été construit à partir de données ou d'hypothèses provenant de LISI, du fournisseur de ressorts / amortisseurs GERB, et de mesures effectuées par AVLS à Bologne.

Tableau 4 : Caractéristiques des machines de forge considérées dans le cadre de l'étude d'impact vibratoire

Machine de forge	Id	Tranche	Vitesse du coulisseau avant impact [m/s]	Masse des éléments à translation verticale [t]	Masse totale de la machine [t]	Masse du bâti ou liée au bâti [t]	Masse du massif d'inertie éventuel [t]	Durée entre deux impacts successifs [s]	Fréquence de suspension [Hz]	Ratio d'amortissement [-]	Hypothèse de désolidarisation dans la future usine
PAV 1250 t FPRN 355	716	1	0.5	16	79	63	32	4.6	5	0.2	oui
PAV 800 t FPR 280	798	1	0.7	10	40	30	17	3.5	5	0.2	oui
PAV 1300 t PSS 360	3000	1	0.7	12	67	55	25	2	5	0.2	oui
PAV 1690 t SPR 1600	3338	1	0.71	15	130	115	0	20	7	0.2	oui
Pilon 32000 kgm Béché DG 32	216	2	Sup : 2.9 Inf : 2.9	Sup : 37.9 Inf : 42.4	170	90	260	1	2.7	0.2	oui
Martinet 750 kg PENSOTTI	327	2	5	1	20	19	130	0.6	5	0.2	oui
Martinet 175 kg DEMOOR	343	2	5	0.230	15	15	100	0.6	5	0.2	oui
Pilon 12500 kgm KGK 1250	608	2	4.3	12	148	136	0	1.2	6	0.2	oui
Pilon 3150 kgm KGK 315	664	2	5	3.5	64	61	0	1	5	0.2	oui
PAV 6300 t HSPRZ 800	3287	2	0.7	160	619	459	620	10	5	0.2	oui

<u>Origine des données :</u>

- **Vert** : Données ou hypothèses fournies par LISI ;
- **Bleu** : Fiches techniques et plans transmis par LISI ;
- **Jaune** : Informations ou hypothèses provenant d'échanges avec GERB ou de plans émis par GERB ;
- **Rose** : Observations ou mesures effectuées par AVLS à Bologne ;
- **Rouge** : Hypothèses effectuées par AVLS en l'absence de données disponibles ;
- **Noir** : Données déduites des autres.

On représente ci-après un exemple de signal temporel de force dynamique obtenu à partir de ces données. Le signal correspond à la force verticale appliquée par la PAV 1250 t sur sa fosse au cours du forgeage (6 impacts successifs).

Seule la composante dynamique de la force est susceptible d'induire des vibrations dans le sol. La composante statique – c'est-à-dire le poids propre de la machine – n'est pas représentée ici.

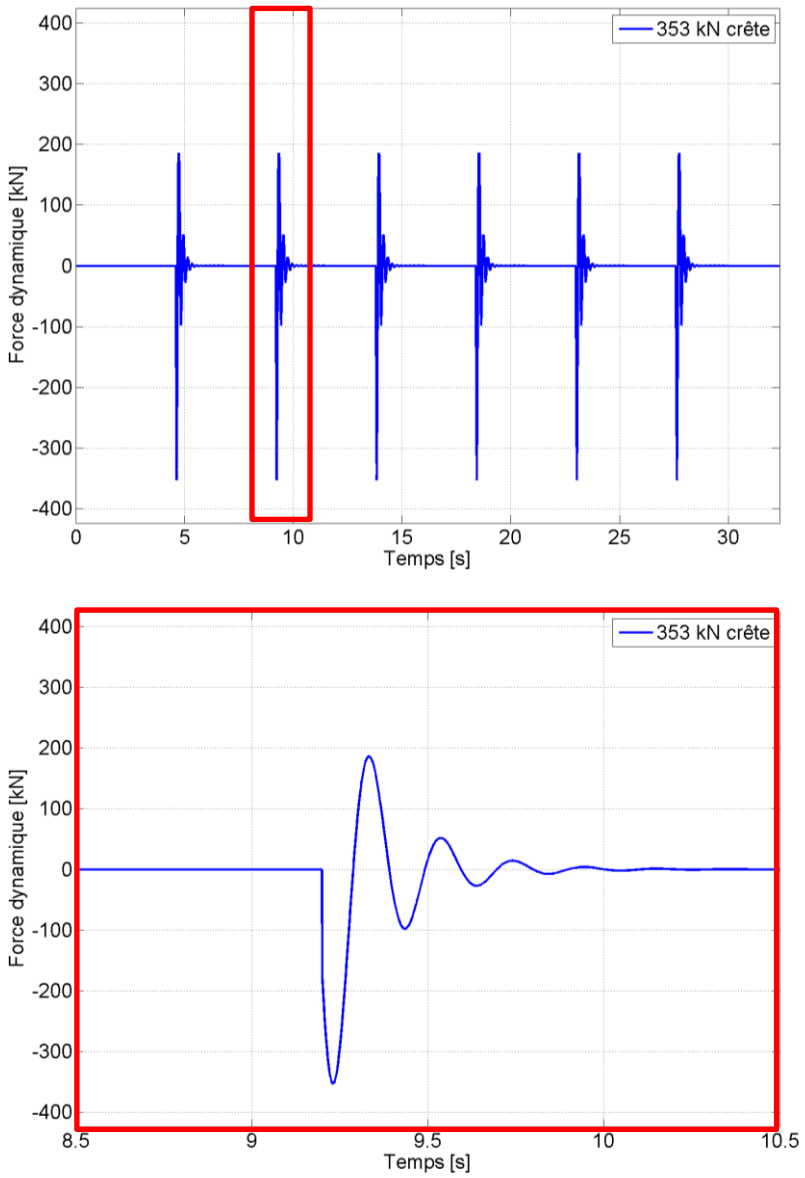


Figure 12 : Exemple de signal temporel de force dynamique

Les oscillations visibles sur ce graphique correspondent à la fréquence de suspension de la presse (5 Hz). La durée caractéristique du signal transitoire (0.5 s) est reliée quant à elle à l'amortissement de la suspension.

Le calcul de l'impact vibratoire des machines de forge à partir de ces données de force dynamique nécessite d'élaborer un modèle numérique du terrain.

En l'occurrence, le modèle de sol est réalisé en 3D à l'aide du code de calcul à éléments finis ANSYS Mechanical. Il représente les différentes strates de terrain, surmontées d'un dallage béton représentatif du projet. Une fosse est également modélisée.

Les propriétés mécaniques considérées pour les différentes strates géologiques proviennent des essais cross-hole effectués par INNOGEO sur le site de la future usine.

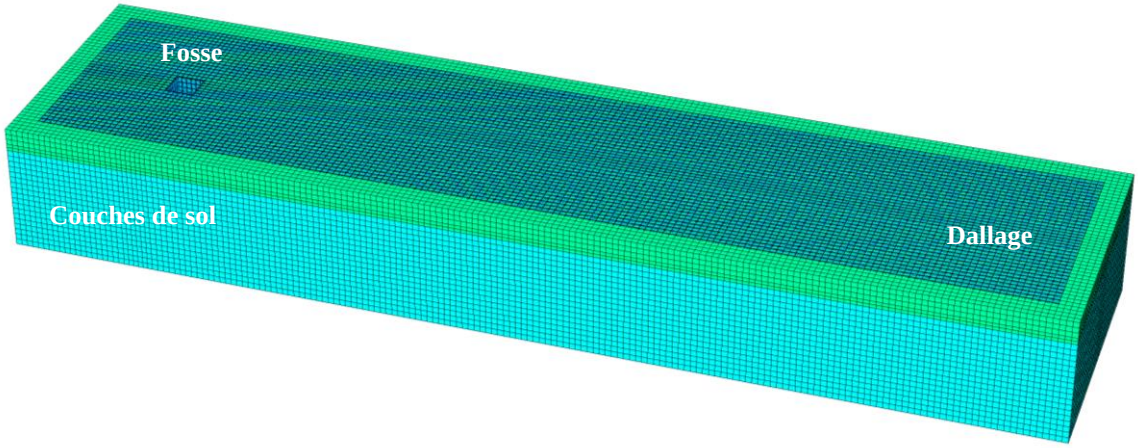


Figure 13 : Illustration du modèle à éléments finis du terrain

Le modèle a pour but de quantifier l'aptitude du terrain à transmettre les vibrations, pour une force appliquée verticalement en fond de fosse.

Plus précisément, il permet de calculer les Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF) entre la force appliquée et l'amplitude de la vitesse vibratoire résultante en différents points du dallage.

En combinant les FRF ainsi obtenues avec les données de force dynamique associées à chaque machine de forge, il devient possible d'évaluer l'impact vibratoire de ces dernières sur l'environnement.

On fournit ci-dessous une première estimation des niveaux de vitesse vibratoire verticale attendus à différentes distances de la machine de forge la plus pénalisante (PAV 6300 t ou Pilon 32000 kgm selon la bande de fréquences considérée).

Les résultats, exprimés sous la forme de spectres tiers d'octave max 0.5 s, sont ici comparés au seuil de sensibilité du tridim mesuré par AVLS à Bologne (courbe en pointillés rouges).

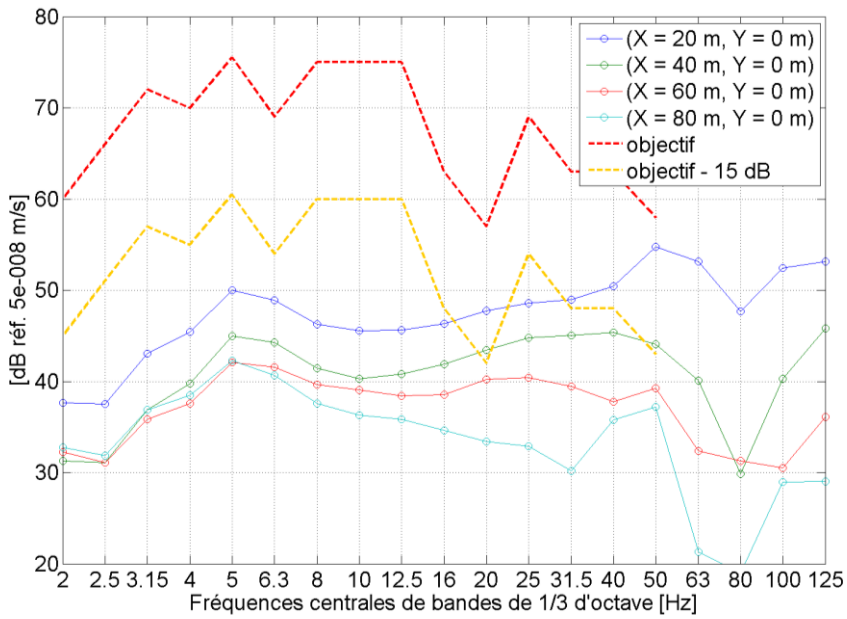


Figure 14 : Niveaux vibratoires prévisionnels sur le dallage et comparaison au seuil de sensibilité du tridim

Ces résultats provisoires sont favorables, car ils tendent à montrer que les niveaux vibratoires transmis au sol lors de l'actionnement des machines de forge resteront inférieurs au seuil de sensibilité des tridims.

Les seuils de sensibilité des centres d'usinage et du microscope électronique sont quant à eux inconnus. A ce stade, il n'est donc pas possible de les comparer aux niveaux vibratoires attendus dans l'environnement des machines de forge.

On peut néanmoins indiquer que les centres d'usinage sont a priori moins sensibles que les tridims. En effet, il s'agit d'équipements eux-mêmes générateurs de vibrations, alors que les tridims sont des instruments de contrôle extrêmement précis.

S'agissant du risque de gêne dans les bureaux, on fournit ci-après une première estimation des niveaux de vitesse vibratoire verticale attendus sur les planchers du bâtiment Supports – qu'on suppose être positionnés à 60 m de la machine de forge la plus pénalisante.

L'estimation tient compte de l'amplification dynamique du plancher, calculée à partir du modèle à éléments finis présenté au § 5.2.

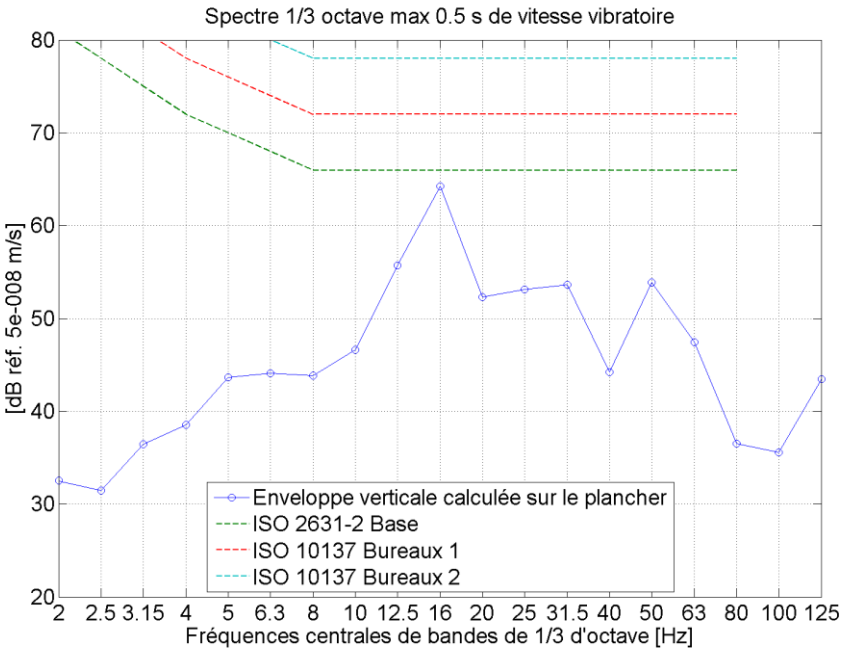


Figure 15 : Niveaux vibratoires attendus sur les planchers du bâtiment Supports et comparaison aux gabarits des normes ISO 10137 et ISO 2631

Ces premiers résultats sont favorables, car ils tendent à montrer que les niveaux vibratoires générés lors de l'actionnement des machines de forge resteront inférieurs au seuil de gêne (gabarit Bureaux 2).

Enfin, les simulations ne permettent pas d'évaluer les niveaux vibratoires sur les planchers des bâtiments riverains, car ceux-ci sont trop éloignés des machines de forge.

Cependant il est possible d'en obtenir un majorant, visible sur la figure suivante.

Ce majorant tient compte d'une hypothèse d'amplification de plancher pénalisante.

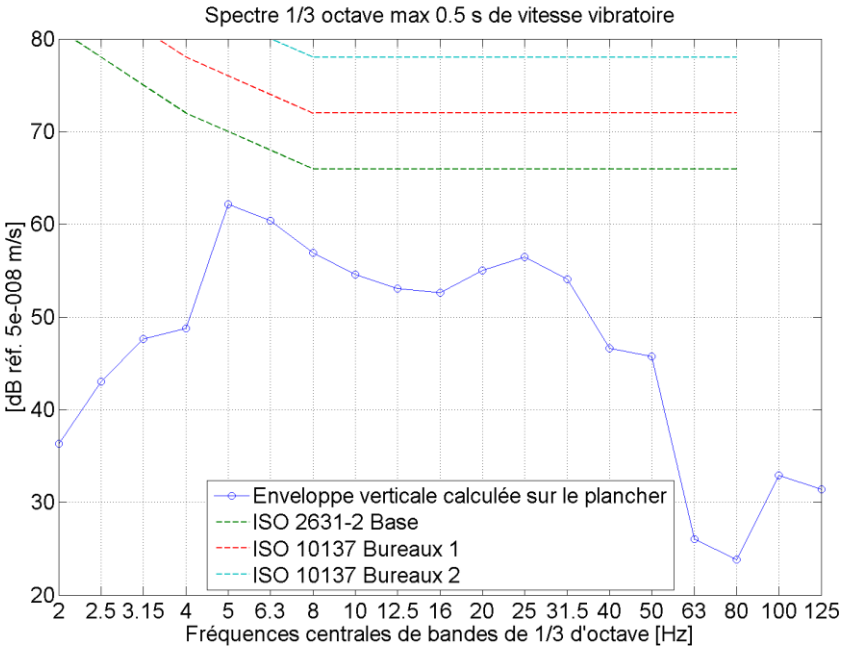


Figure 16 : Majorant des niveaux vibratoires attendus sur les planchers des bâtiments riverains et comparaison aux gabarits des normes ISO 10137 et ISO 2631

Là encore, les résultats restent inférieurs au seuil de gêne – et même au seuil de perception des individus.

7. MESURES DE CONTROLE

En phase de réception des travaux, en l'absence des machines de forge, il ne sera pas possible de mesurer directement leur impact vibratoire sur les structures voisines et sur les équipements sensibles du Process.

A ce jour, il est prévu de mesurer le comportement dynamique d'une fosse, afin de contrôler la propagation des ondes vibratoires dans le terrain après réalisation des ouvrages de génie civil.

A cet effet, un excitateur dynamique de type machine à balourd sera installé au fond d'une fosse. Les vibrations résultantes seront relevées en plusieurs points de la fosse et du dallage périphérique, de façon à déterminer les Fonctions de Réponse en Fréquence correspondantes, en m/s/N.

Les FRF ainsi mesurées seront comparées aux FRF calculées lors des simulations numériques de la phase LIVRABLE.

D'autre part, une mesure de la première fréquence propre d'un plancher de bureaux sera effectuée, pour comparaison avec les valeurs attendues en conception.

Enfin, les niveaux vibratoires engendrés par les équipements techniques livrés avec le bâtiment (CTA, groupes froids…) seront contrôlés en plusieurs points de la structure, par exemple à l'emplacement prévisionnel de certains équipements sensibles, et sur les planchers de bureaux. Les points de mesure seront sélectionnés ultérieurement.

ANNEXE I : TERMINOLOGIE

Bande de fréquences de tiers d'octave

Une bande de fréquences de tiers d'octave est une bande de fréquences vérifiant la relation :

$$f_{MAX} = 2^{1/3} f_{MIN}$$

Les fréquences centrales de bandes de tiers d'octave sont normalisées : 1 1.25 1.6 2 2.5 3.15 4 5 6.3 8 10 12.5 16 20 25 31.5 40 50 63 80 100 125 160 200 Hz, etc.

Vitesse vibratoire

Dans le présent document, la grandeur physique utilisée pour quantifier les vibrations est la vitesse vibratoire (unité : m/s).

Etant donné un point d'une structure, l'évolution temporelle de sa vitesse vibratoire dans une direction donnée est représentée par une fonction $v(t)$, appelée « signal temporel de vitesse vibratoire ».

A partir du signal temporel de vitesse vibratoire, on peut calculer la vitesse vibratoire efficace par la formule :

$$v_{RMS} = \sqrt{< v(t)^2 >_t}$$

Où $<.>_t$ désigne la moyenne temporelle.

Si l'on restreint ce calcul à une bande de tiers d'octave donnée, on parlera de valeur efficace de vitesse vibratoire dans la bande de fréquences considérée.

Niveau de vitesse vibratoire

Dans chaque bande de tiers d'octave, le niveau de vitesse vibratoire est défini par :

$$L_V = 20.\log_{10}\left(\frac{v_{RMS}}{v_{REF}}\right)$$

où $v_{REF} = 5.10^{-8}\, m/s$ désigne la vitesse de référence, et v_{RMS} désigne la valeur efficace de vitesse vibratoire dans la bande de tiers d'octave considérée.

Le niveau de vitesse vibratoire correspond donc à la valeur efficace de vitesse vibratoire exprimée en décibels référence $5.10^{-8}\, m/s$ (notés dB_V).

Niveau de pression acoustique

De même, on définit le niveau de pression acoustique par :

$$L_P = 20.\log_{10}\left(\frac{P_{RMS}}{P_{REF}}\right)$$

où $P_{REF} = 2.10^{-5}\ Pa$ désigne la pression acoustique de référence, et P_{RMS} désigne la valeur efficace de pression acoustique dans la bande de fréquences considérée.

Le dB(A)

L'oreille n'est pas sensible de la même manière aux différentes fréquences du domaine audible [20 ; 20 000] Hz : sa sensibilité maximum est constatée autour de 1 000 Hz, et décroît dès que la fréquence devient plus grave ou nettement plus aiguë.

Pour tenir compte de cette sensibilité et après de nombreuses mesures et études, les acousticiens ont mis au point une série de filtres de pondération : les filtres A, B, C et D.

Pour les bruits standards autres que le bruit des avions, le filtre utilisé est le filtre A.

Le dB(A) correspond donc à une somme pondérée du spectre en octave ou en tiers d'octave d'un bruit, tenant compte de la sensibilité de l'oreille humaine en fonction de la fréquence.

ANNEXE II : CARACTERISATION DE LA SENSIBILITE VIBRATOIRE DE DEUX EQUIPEMENTS

AVLS a réalisé des mesures vibratoires sur le site de Bologne les 29 et 30 janvier 2020.

Les essais, menés avec l'appui de LISI, avaient pour but de caractériser au mieux la sensibilité vibratoire de deux équipements du Process, à savoir une machine tridim et un centre d'usinage.

Caractérisation de la sensibilité du tridim

Les essais ont porté sur le tridim Mitutoyo Crysta Apex S7106 n°64421223.

Cet équipement est actuellement installé sur un marbre, reposant lui-même en 3 points d'un châssis mécano-soudé.

Des appuis résilients sont installés sous les pieds du châssis, ce qui induit une fréquence de résonance verticale du système de 25 Hz.

Un excitateur électrodynamique type APS SPECKRA 400 composé de masses mobiles a été installé sur le marbre. L'oscillation verticale des masses coulissantes permettait d'appliquer une force excitatrice sinusoïdale sur le marbre (par action / réaction).

Un vélocimètre (capteur de vitesse vibratoire 3D IDETEC 29 V/ms^{-1} 1 Hz) a également été positionné sur le marbre afin de relever sa réponse dans la direction verticale.

Les essais ont consisté, pour chaque fréquence d'excitation testée, à augmenter progressivement l'intensité des vibrations générées jusqu'à observer une perturbation du tridim. La perturbation était constatée au moyen d'une expérimentation test mise en place par un opérateur de LISI.

Cette méthode permet de déterminer – fréquence par fréquence – le seuil de sensibilité de l'équipement, en termes de vitesse vibratoire verticale admissible sur le marbre support. Ce seuil correspond à la sensibilité intrinsèque de l'équipement (c'est-à-dire hors dispositif antivibratile).

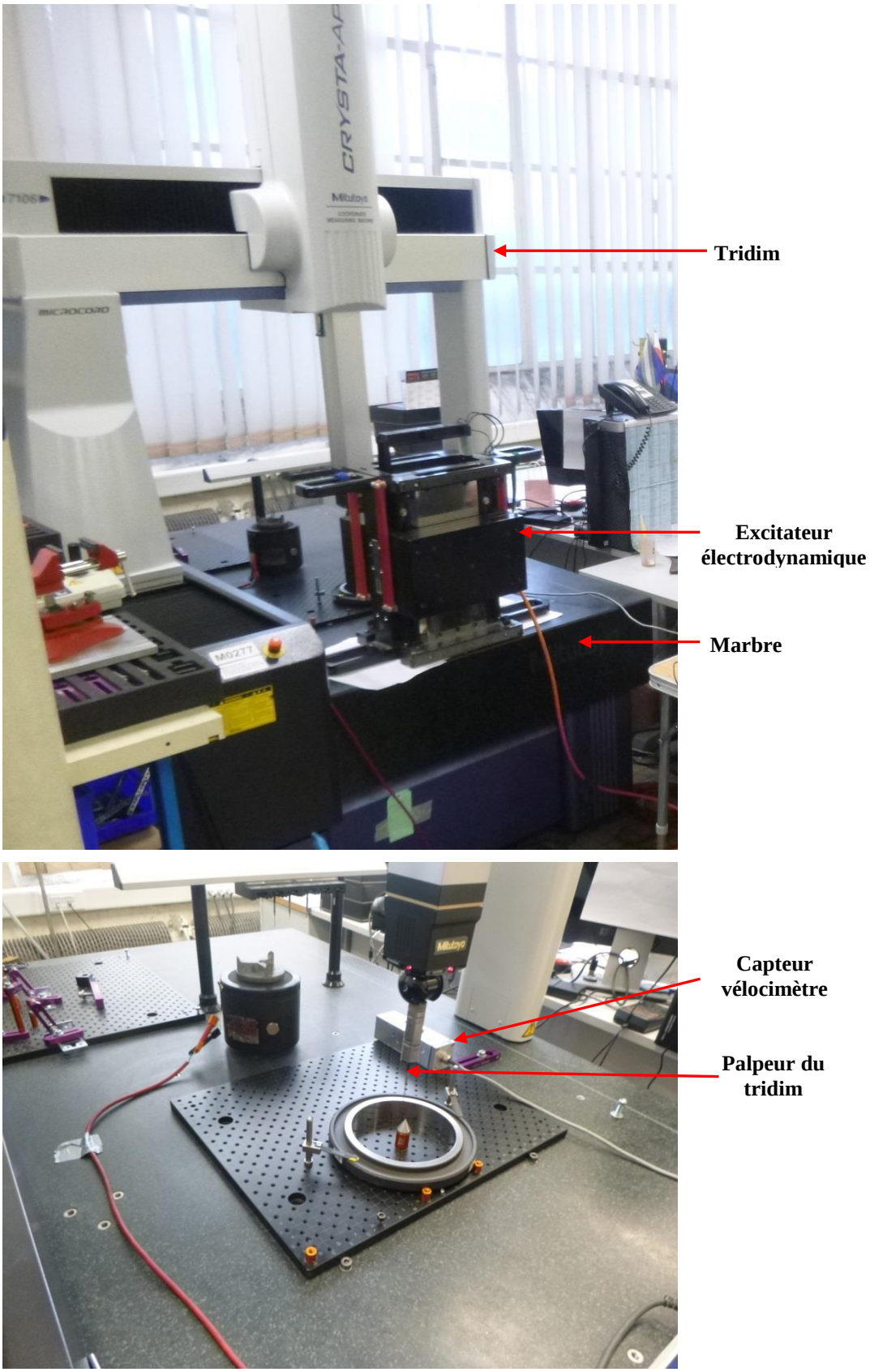


Figure 17 : Photographies des essais

La figure suivante représente le seuil de sensibilité ainsi obtenu. Ce seuil correspond au niveau de vitesse vibratoire limite admissible sur le marbre support, dans la direction verticale.

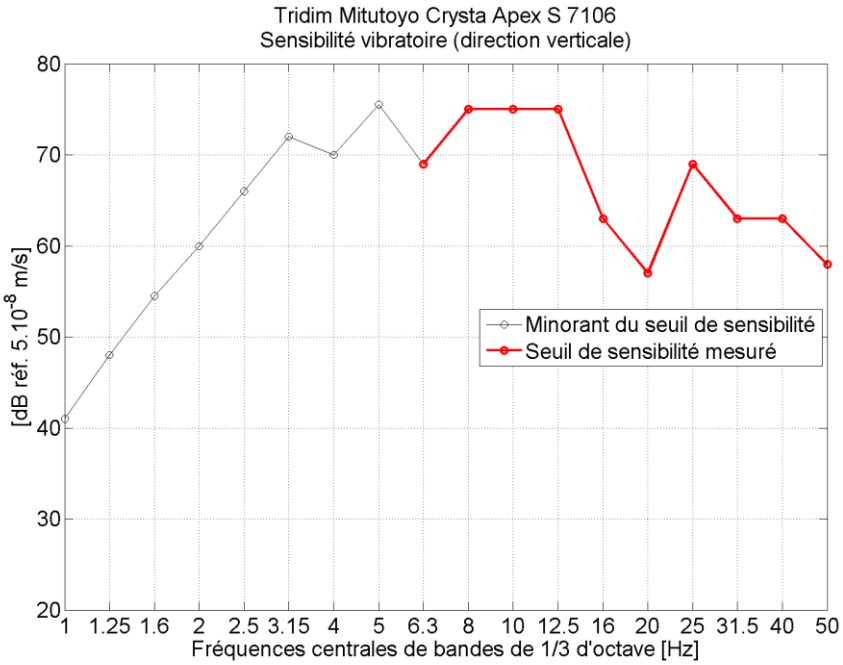


Figure 18 : Seuil de sensibilité du tridim mesuré

On constate – entre 6.3 Hz et 50 Hz – que le seuil de sensibilité mesuré varie entre 55 et 75 dB_V.

En-dessous de 5 Hz, les amplitudes vibratoires générées par l'excitateur électrodynamique sont restées inférieures au seuil de sensibilité du tridim, c'est-à-dire qu'aucune perturbation n'a été constatée dans son fonctionnement.

De ce fait, sur cette plage de fréquences, seul un minorant du seuil de sensibilité a été obtenu par cette méthode (en noir sur la figure).

Enfin, on rappelle à titre de comparaison les objectifs proposés dans le document LISI-F2022-NBAT-EXT-243-R08.00 pour trois tridims entre 1 Hz et 50 Hz.

Ces objectifs sont à considérer dans la direction verticale, sur le dallage béton situé au pied de l'équipement – c'est-à-dire en amont du système d'isolation vibratoire éventuel.

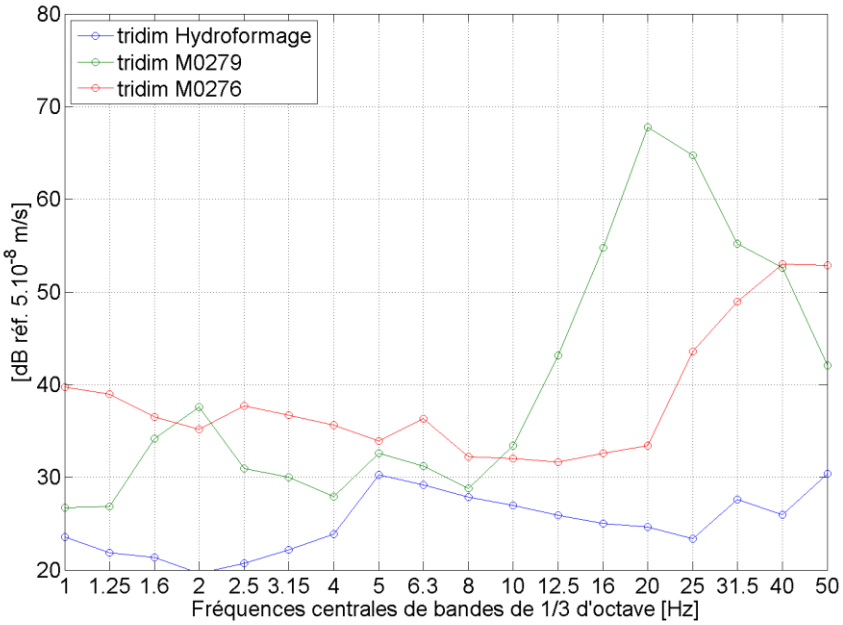


Figure 19 : Rappel des objectifs proposés pour trois tridims (direction verticale)

La comparaison avec le seuil de sensibilité de la Figure 18 permet de constater que ces objectifs sont extrêmement conservateurs.

Caractérisation de la sensibilité du centre d'usinage

Les essais ont porté sur le centre d'usinage Optimab900 n°78101.

Il s'agit d'un tour simplement posé au sol, sans dispositif antivibratile.

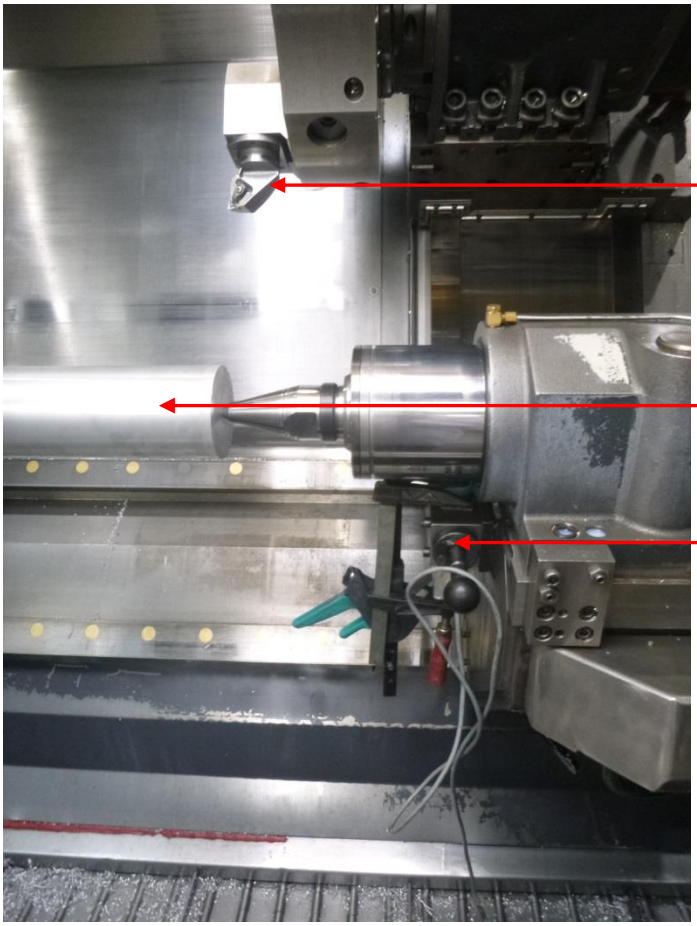
Un vélocimètre (IDETEC 29 V/ms^{-1} 1 Hz) a été fixé sur la machine au plus proche de l'outil d'usinage, au moyen d'un serre-joint.

Un second vélocimètre a été fixé – au plâtre – au pied de l'équipement, sur le dallage au sol.

Les essais ont consisté à enregistrer les vibrations propres de l'équipement lors de l'usinage d'un cylindre en aluminium d'environ 10 cm de diamètre, à 800 tr/min.

L'objectif était de caractériser les vibrations naturellement générées par l'équipement lors de l'usinage, ce qui permet d'obtenir une première indication sur sa sensibilité vibratoire.

Centre d'usinage



Outil (mobile)

Cylindre usiné

Capteur vélocimètre

Figure 20 : Photographies des essais

La figure suivante représente les niveaux de vitesse vibratoire verticale max 1 s enregistrés par le vélocimètre situé à proximité de l'outil d'usinage.

Les 6 spectres représentés en bleu correspondent à 6 essais d'usinage successifs, durant lesquels aucune sollicitation extérieure n'a été appliquée. Ainsi, seules les vibrations propres de l'équipement ont été enregistrées.

Les spectres représentés en vert correspondent quant à eux aux niveaux vibratoires mesurés lorsque le tour était à l'arrêt (vibrations « résiduelles »).

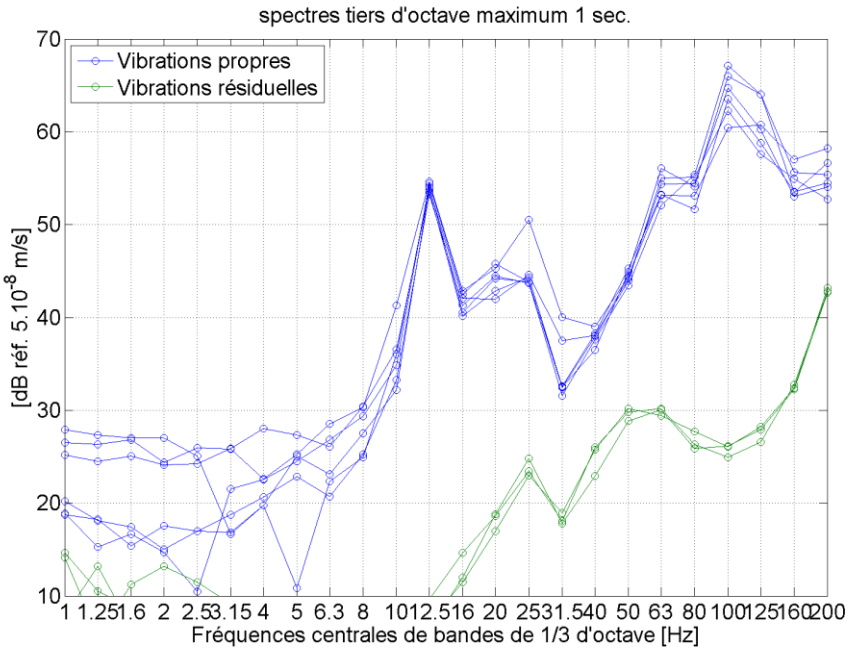


Figure 21 : Niveaux de vitesse vibratoire verticale mesurés à proximité de l'outil d'usinage

Si l'enveloppe de ces spectres ne caractérise pas forcément les niveaux vibratoires maximaux admissibles par la machine, elle en donne cependant un minorant.

Ce minorant a été converti en termes de niveaux vibratoires <u>au pied de l'équipement</u> (en retranchant un gabarit d'amplification moyen sol → outil constaté expérimentalement, de 8 dB au-delà de 10 Hz).

On représente ci-après le minorant du seuil de sensibilité du centre d'usinage obtenu par cette méthode. Ce seuil est à considérer au pied de l'équipement, dans la direction verticale.

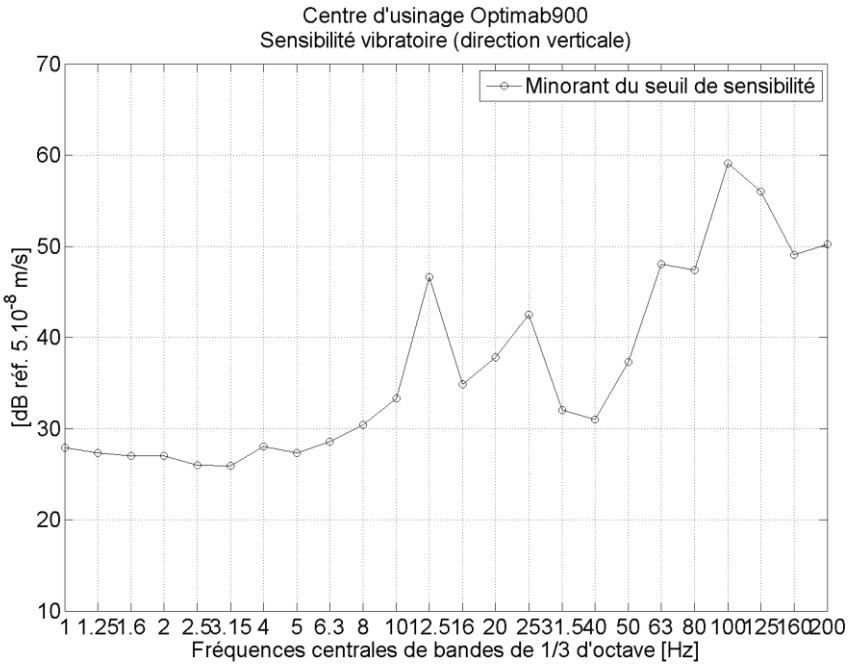


Figure 22 : Minorant du seuil de sensibilité du centre d'usinage

Enfin, on rappelle à titre de comparaison l'objectif proposé dans le document LISI-F2022-NBAT-EXT-243-R08.00 pour le centre d'usinage Optimab900.

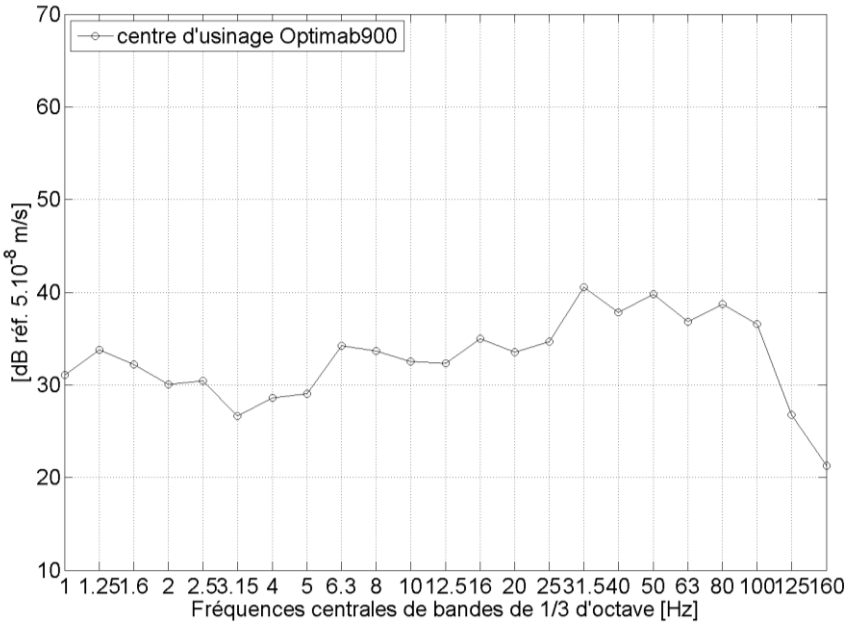


Figure 23 : Rappel de l'objectif proposé pour le centre d'usinage (direction verticale)

ANNEXE III : METHODOLOGIE D'EVALUATION DE LA FORCE DYNAMIQUE APPLIQUEE PAR LES MACHINES DE FORGE SUR LEUR SUPPORT

Méthodologie d'évaluation

Par des considérations dynamiques et énergétiques, on peut montrer que la vitesse verticale V_{ap} du bâti d'une machine de forge désolidarisée juste après l'impact de forgeage est reliée à la vitesse du coulisseau u_{av} juste avant impact, via la formule[5] :

$$V_{ap} = u_{av}\frac{m}{m+M}\left(1+\sqrt{1-e}\right)$$

Où :

- m désigne la masse des éléments « à translation verticale » : coulisseau et ensemble vis/volant d'inertie pour certains types de presses à vis ;
- M désigne la masse solidaire du bâti de la machine (qui inclut le massif d'inertie éventuel) ;
- e est un coefficient adimensionnel variant entre 0 et 1, le cas $e = 0$ correspondant au cas d'un choc élastique (absence de dissipation énergétique), le cas $e = 1$ correspondant au cas d'un choc parfaitement inélastique (ou « choc mou »).

Une fois déterminé V_{ap}, il est possible de calculer le signal temporel de vitesse vibratoire du bâti après impact (oscillations libres de retour à l'équilibre de la machine sur ses ressorts et amortisseurs).

Le signal temporel de force dynamique appliqué sur la fosse s'en déduit alors immédiatement : il s'agit de la force transmise par les ressorts et les amortisseurs – dont les caractéristiques sont connues.

AVLS a réalisé le 28/01/2020 des mesures sur un marteau pilon et une presse à vis (à Bologne), afin de corroborer l'approche présentée.

On détaille ci-après le protocole de mesure employé et les résultats obtenus.

[5] Cette relation est valable aussi bien pour les presses à vis que pour les marteaux pilons.

Essais réalisés sur le marteau pilon 12500 kgm

Les essais ont consisté à mesurer la réponse vibratoire verticale du bâti du marteau pilon 12500 kgm, juste après un impact de forgeage.

A cet effet, un capteur de déplacement optique MATSUSHITA NAIS ANR1215 +/- 50 mm a préalablement été installé.

De plus, une caméra rapide permettait de déterminer la vitesse du coulisseau juste avant impact.

Les essais de forgeage ont été menés en conditions réelles, c'est-à-dire sur des pièces de métal chauffées à la température appropriée.

Le marteau, de masse totale estimée à 148 tonnes est désolidarisé sur ressorts et amortisseurs à environ 6 Hz (sans massif d'inertie).

La masse du coulisseau estimée lors des essais est de 9 tonnes.

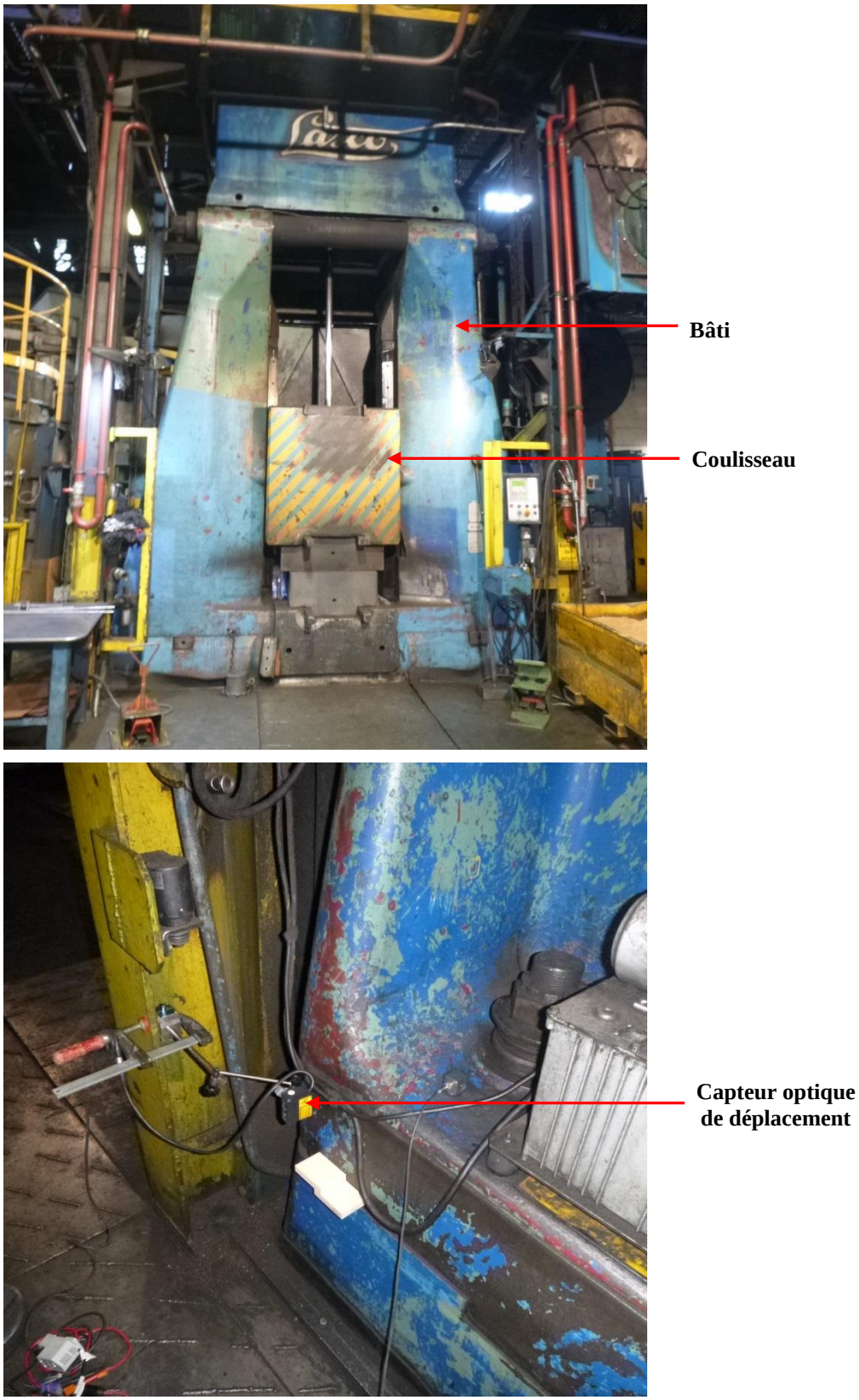


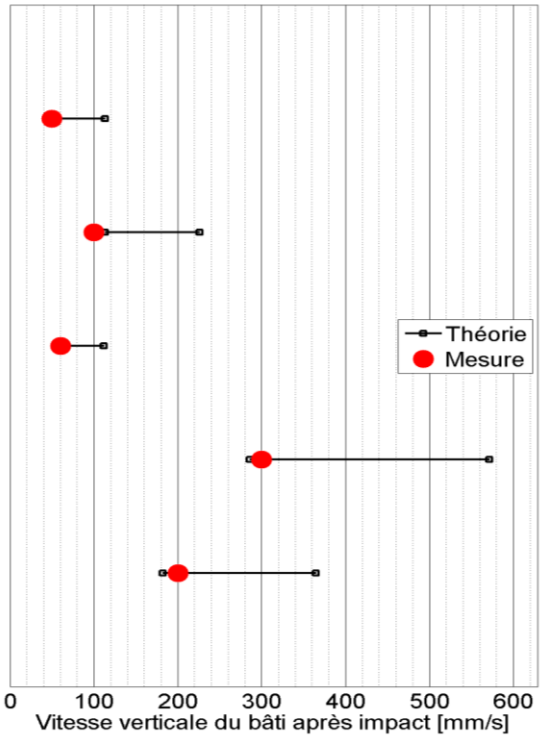
Figure 24 : Photographies des essais

La mesure a été reproduite pour 5 impacts de forgeage plus ou moins énergétiques.

Les résultats sont représentés dans le tableau suivant (en rouge), en termes de vitesse verticale du bâti juste après impact.

On représente également en noir la fourchette théorique de la vitesse du bâti après impact, dont les valeurs extrêmes correspondent aux cas limites de chocs élastiques (haut de la fourchette) ou parfaitement inélastiques (bas de la fourchette).

Tableau 5 : Résultats expérimentaux et comparaison avec les valeurs théoriques

Essai	Vitesse du coulisseau u_{av} mesurée juste avant impact (selon caméra rapide)	Vitesse verticale du bâti V_{ap} mesurée juste après impact et comparaison avec la fourchette théorique
		
1	930 mm/s	
2	1 860 mm/s	
3	920 mm/s	
4	4 700 mm/s	
5	3 000 mm/s	

Les résultats mesurés sont en accord avec les valeurs théoriques.

Il s'avère que le modèle de choc parfaitement inélastique représente le mieux les essais de forgeage réalisés.

On constate que l'hypothèse de choc élastique est toujours conservatrice.

Essais réalisés sur la PAV 1690 t

Les essais ont consisté à mesurer la réponse vibratoire verticale du bâti de la presse à vis 1690 t, juste après un impact de forgeage.

A cet effet, les capteurs suivants ont été fixés à la colle cyanoacrylate sur le bâti de la presse :

- vélocimètre IDETEC 29 V/ms^{-1} 1 Hz ;
- accéléromètre PCB 3713B11 30g 6.9mV/ms^{-2} ;
- accéléromètre PCB 3713D1FD 20g 10.3mV/ms^{-2}.

La vitesse du coulisseau juste avant impact était relevée quant à elle sur l'écran de contrôle de la presse.

Les essais de forgeage ont été menés en conditions réelles, c'est-à-dire sur des pièces de métal chauffées à la température appropriée.

La presse, de masse totale estimée à 130 tonnes est désolidarisée sur ressorts et amortisseurs à environ 7 Hz (sans massif d'inertie).

La masse estimée du coulisseau est de 15 tonnes.

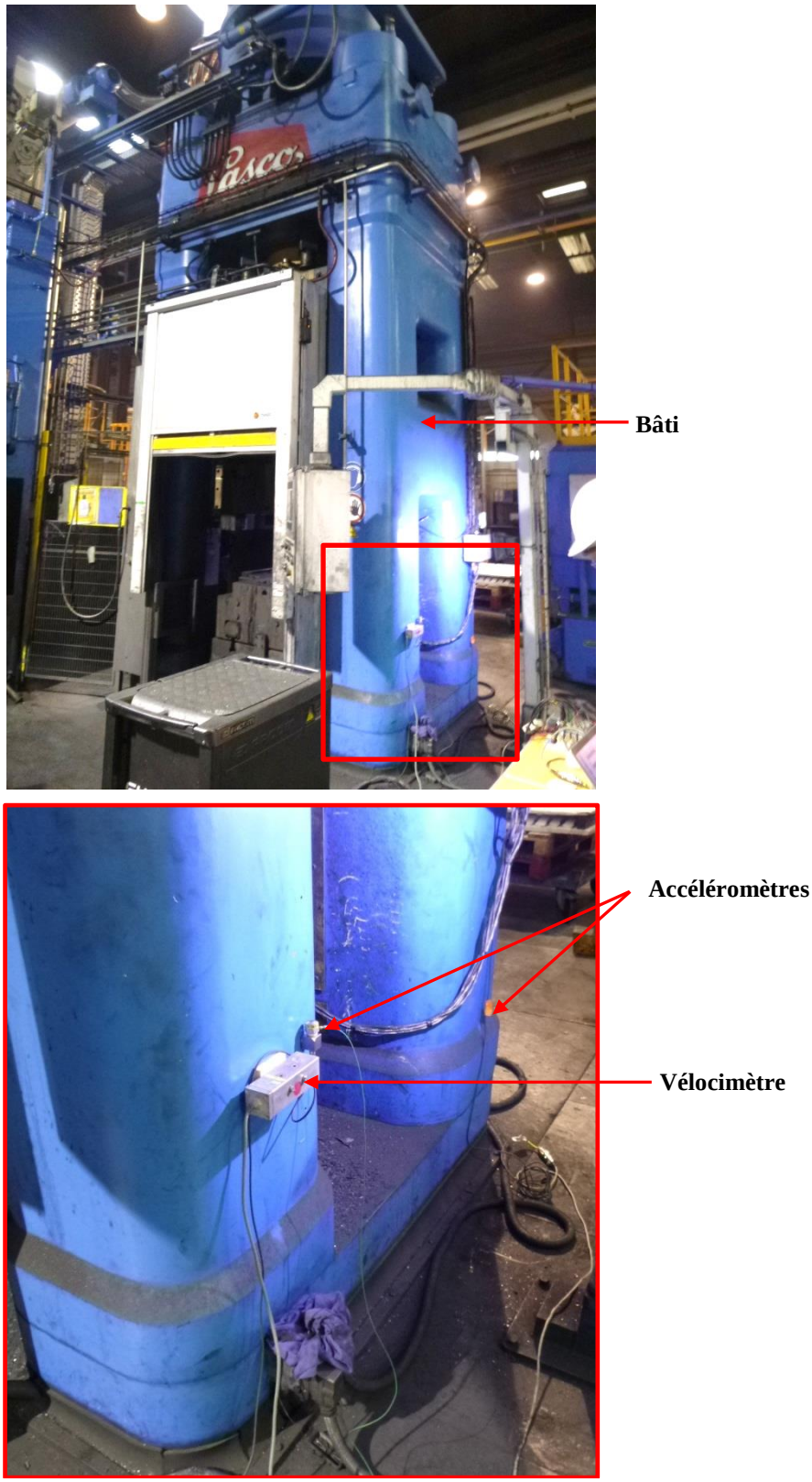


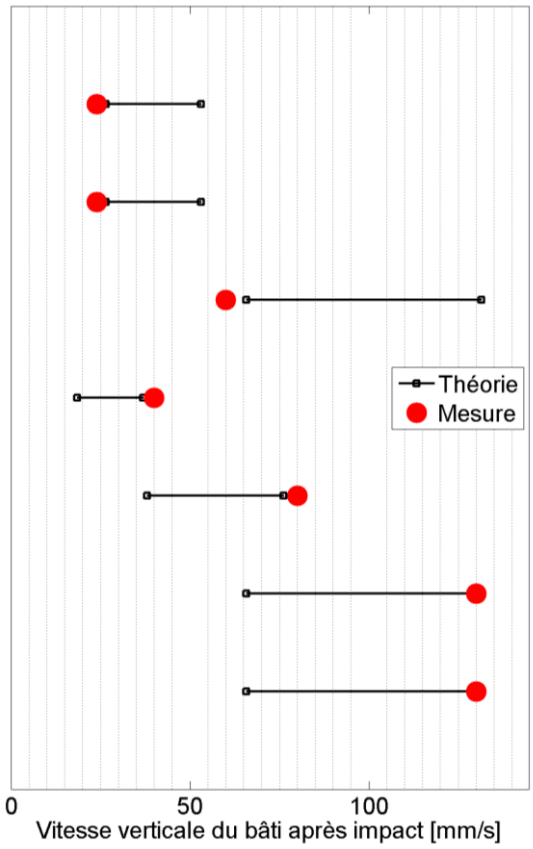
Figure 25 : Photographies des essais

La mesure a été reproduite pour 7 impacts de forgeage plus ou moins énergétiques.

Les résultats sont représentés dans le tableau suivant (en rouge), en termes de vitesse verticale du bâti juste après impact.

On représente également en noir la fourchette théorique de la vitesse du bâti après impact, dont les valeurs extrêmes correspondent aux cas limites de chocs élastiques (haut de la fourchette) ou parfaitement inélastiques (bas de la fourchette).

Tableau 6 : Résultats expérimentaux et comparaison avec les valeurs théoriques

Essai	Vitesse du coulisseau u_{av} juste avant impact (selon écran de contrôle)	Vitesse verticale du bâti V_{ap} mesurée juste après impact et comparaison avec la fourchette théorique
		
1	230 mm/s	
2	230 mm/s	
3	570 mm/s	
4	160 mm/s	
5	330 mm/s	
6	570 mm/s	
7	570 mm/s	

Les résultats mesurés sont en accord avec les valeurs théoriques.

Il s'avère que le modèle de choc parfaitement inélastique représente le mieux les trois premiers essais de forgeage réalisés.

Les deux suivants, réalisés sur des pièces déjà écrasées, s'approchent du cas élastique.

On constate que l'hypothèse de choc élastique est toujours conservatrice.