

Piste pour la modélisation des points soudés par résistance pour le dimensionnement en fatigue de structures automobiles

Y. Ekra^{1,2}, P. Mordillat¹, J. L. Dion²,
O. Klinkova², J. P. Créte²

¹ Renault Group, Direction Ingénierie des Prestations clients, de la Simulation numérique et des Tests {yao-jean-de-dieu.ekra, philippe.mordillat}@renault.com

² Laboratoire QUARTZ, ISAE-SUPMECA, {yao.ekra, jean-luc.dion, olga.klinkova, jean-philippe.crete}@isae-supmeca.fr

Résumé — Cette étude a pour but de proposer une piste pour la modélisation des points soudés par résistance (PSR) en vue d'un dimensionnement en fatigue de caisse de voiture. Nous présenterons tout d'abord le procédé de soudage par résistance et en particulier les différents modes de rupture qui ont pu être observés sur les PCR. Par la suite, les approches classiques issues de la littérature et basées sur la méthode des éléments finis, seront présentées. Enfin, nous développerons l'approche de modélisation que nous souhaitons mettre en œuvre.

Mots clés — Points soudés par résistance, fatigue, éléments finis, réduction de modèle.

1 Introduction

Le soudage de points par résistance, est un procédé très utilisé dans le domaine automobile afin d'assembler deux à trois tôles, du fait de son faible coût par rapport à la qualité de l'assemblage obtenu et de sa facilité d'automatisation (figure 1). Cependant, du fait de l'usure progressive et non négligeable des électrodes après chaque soudure, chaque point de soudure est unique. Cela rend la modélisation des points soudés par résistance complexe. Plusieurs modélisations simplifiées, proposées dans la littérature, certaines employées par des industriels, existent. Néanmoins, comme Mainnemare et al [9] et Reille et al [11] l'ont souligné, aucune de ces modélisations n'arrive à prendre en compte tous les phénomènes physiques actifs au niveau d'un PSR.

Dans cette étude, nous ferons tout d'abord une présentation du procédé, en abordant le principe de celui-ci, puis en décrivant la microstructure généralement observée et enfin en énonçant les modes de rupture des PSR. Par la suite, nous parlerons des modélisations classiques de PSR. Enfin, nous présenterons l'approche que nous proposons de mettre en œuvre pour la modélisation "haute fidélité" d'un PSR en nous basant notamment sur les travaux de Mainnemare et al [9], [10] et Reille et al [11].



FIGURE 1 – Robots utilisés pour l'assemblage des caisses de voiture [12]

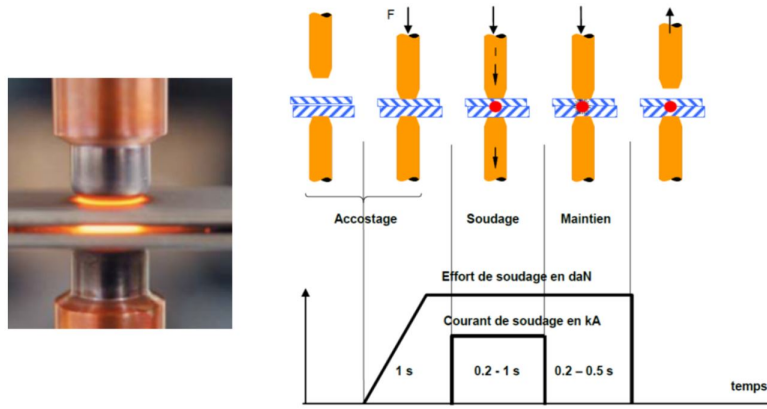


FIGURE 2 – Principe du soudage de points par résistance [1]

2 Le procédé de soudage de points par résistance

2.1 Principe

Le principe du soudage de points par résistance est présenté figure 2. En général, les ordres de grandeurs des paramètres sont les suivants :

- Intensité de soudage : 7 à 10 kA
- Effort de serrage : entre 230 et 600 daN en fonction du comportement mécanique des matériaux des tôles assemblées

2.2 Microstructure d'un point soudé par résistance

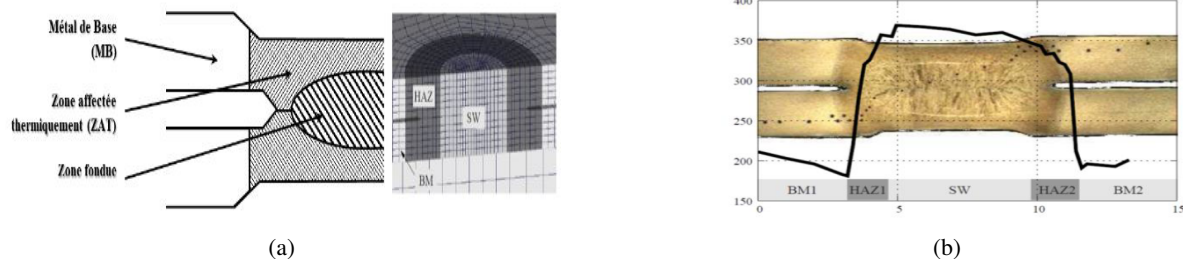


FIGURE 3 – Microstructure (a) et microdureté de Vickers (b) d'un PSR [1]

Sur la figure 3(a), nous pouvons observer les trois principales zones considérées pour la modélisation d'un PSR :

- Le noyau du point de soudure (**ZF** : Zone Fondue, **SW** : Spot Weld)
- La zone affectée thermiquement (**ZAT**, **HAZ** : Heat Affected Zone) qui se situe autour du noyau
- La zone du métal de base (**MB**, **BM** : Base Material) qui n'a pas été impactée par le procédé

On remarque sur la figure 3(b) que la ZF est plus dure que le MB. La ZAT est une zone de transition entre les deux zones. L'opération de soudage a l'effet d'une trempe et donc améliore les caractéristiques matériaux au niveau de la ZF.

2.3 Modes de rupture des points soudés par résistance

Les modes de rupture d'un PSR sont multiples (figure 4), on en compte jusqu'à huit. Ils sont encadrés par deux cas limites : le déboutonnage (rupture de la tôle au niveau de la ZAT), mode A et la rupture interfaciale (rupture du point au niveau de la ZF), mode C. Les autres modes, Bi, sont des modes mixtes des deux cas extrêmes A et C.



FIGURE 4 – Modes de rupture des PSR [1]

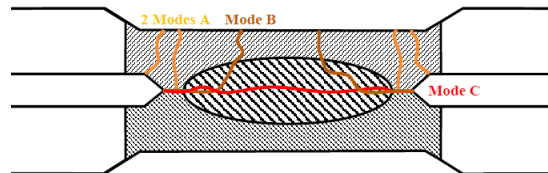


FIGURE 5 – Propagation des fissures dans un PSR en fonction du mode de rupture [1]

On observe sur la figure 5 que le déboutonnage (mode A) a lieu au niveau de la ZAT tandis que la rupture interfaciale (mode C) a lieu au niveau du noyau. Cette dernière intervient le plus souvent quand le diamètre de la ZF est faible devant l'épaisseur des tôles. Les constructeurs automobiles définissent donc des critères pour un diamètre minimal du PSR. Cela explique aussi le fait que les critères de rupture de PSR ne prennent en compte que la rupture par déboutonnage, la rupture interfaciale étant considérée comme un défaut de fabrication.

3 Modèles éléments finis issues de la littérature

3.1 Modèles à partir d'éléments poutres

3.1.1 Modèles utilisant une seule poutre

On peut observer sur la figure 6(a) le modèle le plus classique de PSR. Dans la *modélisation poutre simple* [2], le noyau du PSR est représenté par une poutre (rigide ou flexible). Il n'y a aucune distinction faite entre la ZAT et le reste des tôles liées. Pour le *modèle Bolt*[3] (figure 6(b)), on définit sur chaque plaque, une zone qui est la projection de la ZF et une zone représentant la ZAT. A ces deux zones on attribue des paramètres différents de ceux du matériau de base. Ces deux modélisations nécessitent des maillages coïncidents des tôles liées.

Une autre modélisation de PSR utilisant une seule poutre est le connecteur CWELD[4] (figure 6(c)) du logiciel MSC Nastran. Ce connecteur ne nécessite pas de maillages coïncidents des plaques : il relie les deux tôles par un élément poutre développé pour la modélisation de PSR. Cet élément poutre possède deux nœuds et 12 degrés de liberté. Chacun de ses nœuds est relié à un nœud d'un élément tôle coïncident avec l'emplacement du centre du point soudé par des fonctions d'interpolation. Ce type de connecteur peut être implémenté sur Abaqus avec la possibilité de définir sa propre loi de comportement [5].

3.1.2 Modèles à partir de plusieurs poutres

La modélisation par des *poutres parallèles*[2] (figure 7(a)) est une amélioration de la modélisation poutre simple (figure 6(a)). Elle représente le PSR par un ensemble de poutres (rigides ou flexibles) parallèles sur sa circonférence.

Un autre type de modélisation, utilisé le plus souvent pour des simulations de crash, est la modélisation de type *Spider*[2]. Celle-ci représente le PSR par un motif que l'on peut observer sur les figures 7(b), 7(c) et 7(d) en fonction de la configuration choisie.

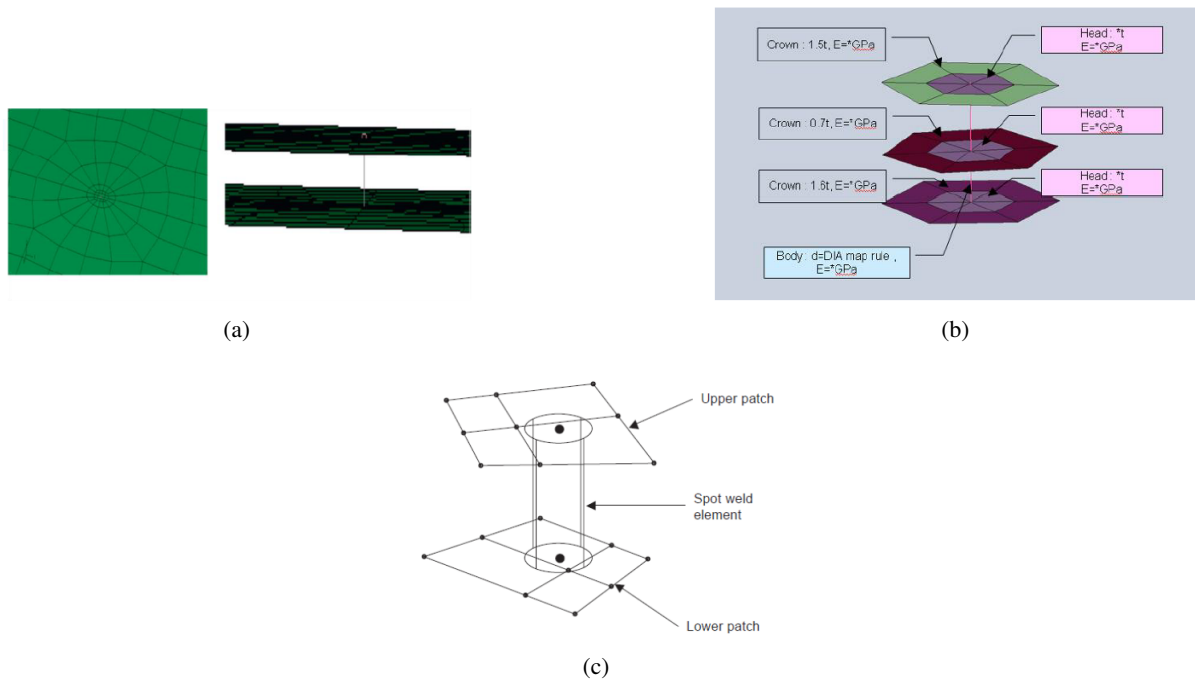


FIGURE 6 – Modèle poutre simple [2] (a) : vue de dessus(gauche) et vue de côté(droite) ; modèle Bolt [3] (b) de Renault sur ANSA (représenté ici pour la modélisation d'un assemblage à trois tôles) et Modèle CWELD [4](c)

Le modèle Vivio[6] (figure 7(e)) est particulier dans la mesure où il utilise des formules analytiques déduites de la théorie des plaques minces pour calculer la raideur des poutres utilisées pour représenter le PSR en fonction du chargement que celui-ci subit. Pour plus de détails consulter [6].

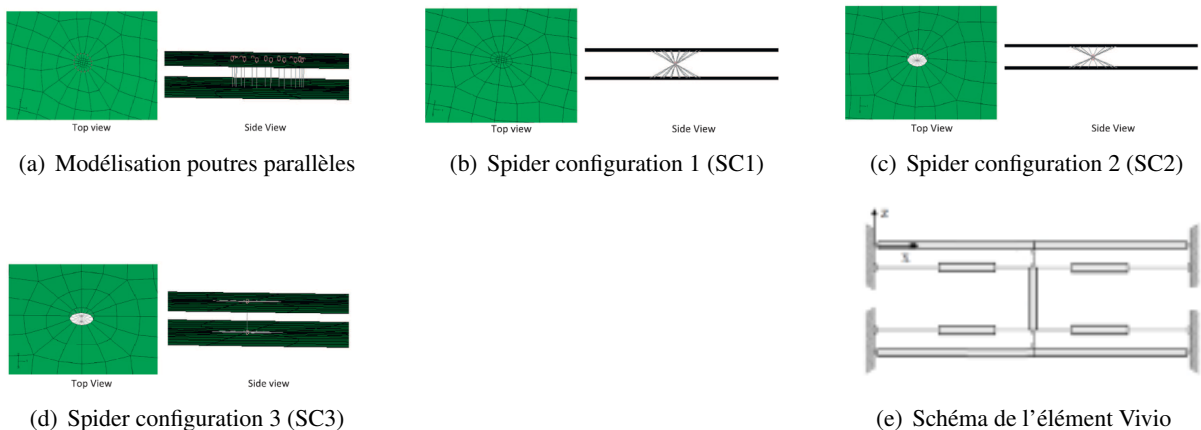


FIGURE 7 – Différentes modélisations utilisant plusieurs poutres [2],[6]

3.2 Modèles à partir d'éléments 3D

Ces modèles représentent le PSR entier (pour les modèles Brick : figures 8(a), 8(b)) ou juste le noyaux et sa projection sur les plaques (pour le modèle sörbe3 : figure 8(c)) par des éléments 3D :

- Le modèle *Brick "basique"* [7] (figure 8(a)) ne nécessite pas de maillage coïncident des plaques entre elles. Les efforts et déplacements en un nœud de l'élément hexaédrique sont calculés à partir des nœuds de l'élément plaque dans lequel il se trouve.
- Le modèle *Brick modifié* [8] (figure 8(b)) applique le même principe sauf qu'il étend un "rayon d'influence" dans le but d'être moins dépendant de la taille du maillage.
- Le modèle *sörbe3* [1] (figure 8(c)) représente le noyau du PSR et sa projection sur les plaques

par six éléments pentaédriques. La ZAT est représentée par des quadrilatères. Ceux-ci sont liés à des éléments des plaques dans le but de prendre en compte la raideur apporté par l'effet de la *cataphorèse*¹.

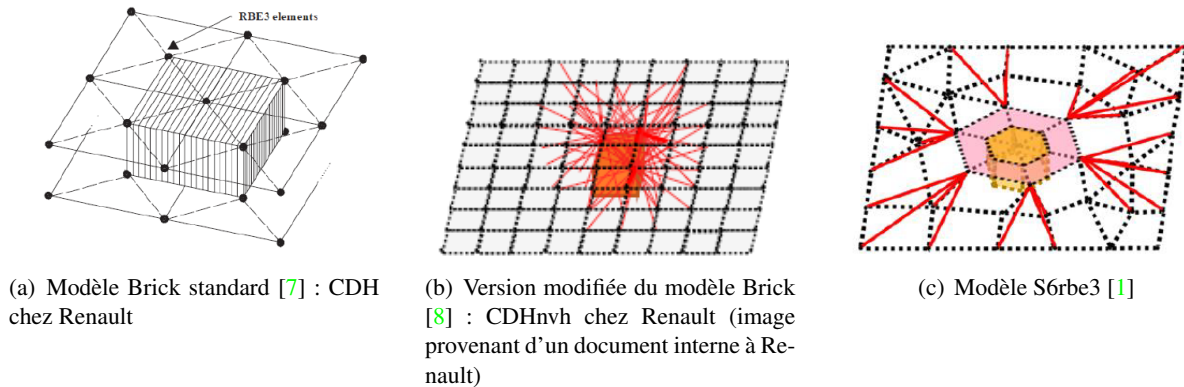


FIGURE 8 – Différentes modélisations à partir d'éléments 3D

Les modèles CDH et CDHnvh (figures 8(a), 8(b)) sont actuellement utilisées chez Renault respectivement pour les simulations de durabilité et NVH (Noise, Vibration, Harshness) des véhicules.

3.3 Bilan

Les modèles présentés précédemment ne permettent pas de représenter toute la physique d'un PSR. Par exemple, aucun d'entre eux, même le s6rbe3, n'arrive à prendre en compte l'effet de la cataphorèse qui selon des tests réalisés chez Renault à un effet non négligeable sur la raideur de la caisse de voiture. Il semble donc que la solution pour représenter le comportement d'un PSR soit une modélisation fine 3D. C'est la voie qu'ont notamment employé Mainnemare et al [9] et Reille et al [11]. Dans la suite de cette étude, on parlera de leurs travaux.

4 Proposition d'une approche afin de modéliser le comportement mécanique des PSR

4.1 Taille du connecteur

Cette problématique est abordée par Mainnemare et al [9], [10]. Il existe une zone de déformation quasi-nulle nommée *Cœur Rigide* (CR) qui représente le noyau et une zone dans laquelle l'hypothèse des plaques épaisses n'est plus valide nommée *Zone d'Influence Mécanique* (ZIM) qui représente la taille minimale du connecteur. Connaître la taille du CR permettrait alors de le modéliser uniquement avec des éléments rigides, permettant ainsi une réduction du coût numérique. Par ailleurs, la ZIM est la zone dans laquelle à lieu la rupture par déboutonnage qui est le mode de rupture le plus attendu en cas de rupture d'un PSR. Bien qu'il n'y ait aucune conclusion sur la taille du CR, la taille minimale d'un connecteur est donnée :

$$R_{min_{connecteur}} = R_{PSR} + 1.07 \times E_{plaque} \quad [10]$$

4.2 Méthode de calcul

Une modélisation fine de PSR par des éléments finis 3D (figure 9) pose plusieurs problèmes [11] et en particulier, l'augmentation du nombre d'éléments et de ddl à l'échelle de la structure globale, une caisse de voiture contenant environ 5000 PSR. Par exemple, le modèle de PSR figure 9 contient 150000 éléments. Si on l'utilise pour représenter tous les PSR d'une caisse de voiture, le modèle contiendrait plusieurs centaines de millions d'éléments pour modéliser uniquement les PSR. De plus, le temps caractéristique d'une simulation numérique dépendant de la taille du plus petit élément présent dans le

1. traitement de surface qui consiste à déposer électro-chimiquement une peinture de type époxy sur la caisse de voiture

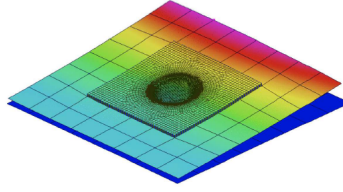


FIGURE 9 – Modèle méso-échelle de PSR [11]

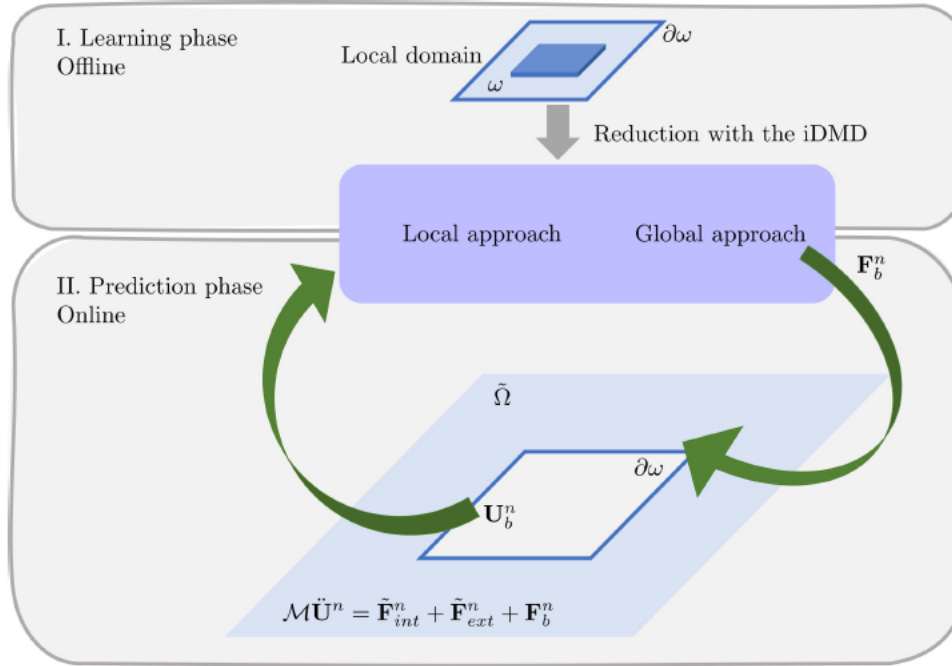


FIGURE 10 – Méthode d'utilisation du modèle réduit [11]

modèle, une modélisation fine des PSR, implique donc un faible temps caractéristique. Pour remédier à ces deux problèmes, Reille et al [10] utilisent une modélisation de type "super-élément". Bien que nous n'ayons pas de contrainte de temps caractéristique de notre côté, car ce problème n'existe pas dans les codes de calcul implicites utilisés pour les simulations d'endurance, le grand nombre d'éléments reste un problème non négligeable.

Le modèle de PSR sur la figure 9 est utilisé pour obtenir des paires (déplacements, efforts) qui sont sauvegardées dans un dictionnaire utilisé pour entraîner un modèle réduit de PSR. Ce processus schématisé figure 10 permet d'éviter d'utiliser le modèle méso-échelle dans le modèle global. On conserve donc un nombre d'éléments et un temps caractéristique raisonnables pour le calcul. L'exemple présenté dans [11] est très simple comparé à une caisse de voiture mais il s'agit tout de même d'une piste intéressante pour la modélisation de PSR.

4.3 Perspectives

Dans un premier temps, on fait l'hypothèse que le comportement d'un point de soudure est *faiblement non-linéaire*. Cette hypothèse nous permet de représenter un PSR par un super-élément construit à partir de la méthode de *Craig-Bampton* [14]. Cette méthode, basée sur la méthode de *Guyan* [13] permet comme cette dernière d'éliminer du modèle globale les ddl auxquels aucune force n'est appliquée. En partant de l'équation stationnaire du système et en considérant x_I et x_C respectivement les ddl d'interface et les ddl complémentaires (auxquels aucune force n'est appliquée), le principe de la méthode de Guyan est le suivant :

$$\begin{bmatrix} K_{II} & K_{IC} \\ K_{CI} & K_{CC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_I \\ x_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_I \\ 0 \end{bmatrix}$$

On a :

$$x_C = -K_{CC}^{-1}K_{CI}.x_I(t)$$

Ce qui donne la base de réduction :

$$\Phi = \begin{bmatrix} -K_{CC}^{-1}K_{CI} \\ \mathbb{I} \end{bmatrix}$$

La méthode de Craig-Bampton va plus loin en ajoutant des modes propres internes (ϕ) à la base de réduction statique :

$$\begin{bmatrix} x_I \\ x_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbb{I} & 0 \\ -K_{CC}^{-1}K_{CI} & \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_I \\ \tilde{x} \end{bmatrix}$$

Cette dernière nous permettra de modéliser de façon détaillée le comportement local au niveau de chaque PSR en conservant un nombre d'éléments "raisonnable" au niveau de la structure globale.

Concernant le comportement local au niveau des PSR, en plus des phénomènes qui sont déjà plus ou moins pris en compte dans la littérature comme les comportements élastique ou élasto-plastique des différentes zones présentes dans un PSR, nous voulons aussi modéliser l'effet de la *cataphorèse*. Car, à l'issue des tests réalisés chez Renault, des différences de comportement sont observées entre deux assemblages soudés identiques mais l'un ayant subi une cataphorèse.

Le modèle de PSR et la méthode de Craig-Bampton seront utilisés au sein du code de calculs par éléments finis Abaqus, afin de calculer la tenue mécanique de l'assemblage soudé par PSR représenté sur la figure 11.

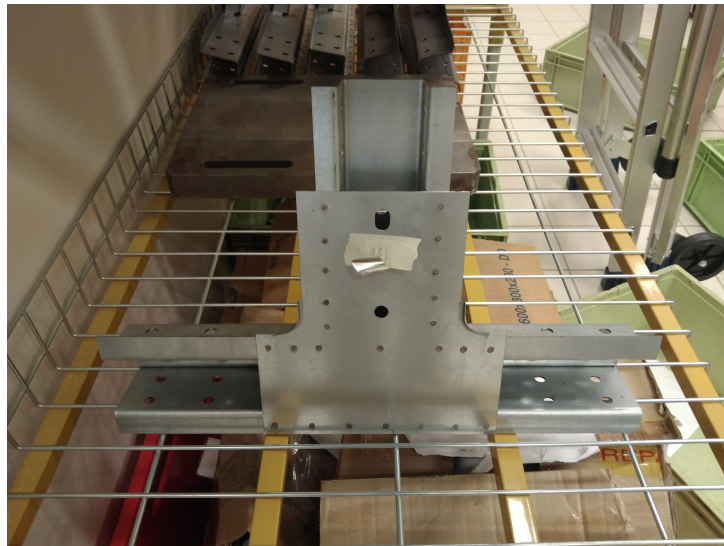


FIGURE 11 – Assemblage soudé par PSR

Références

- [1] S. Duraffourg. *Analyse de tenue en endurance de caisses automobiles soumises à des profils de mission sévères*, Thèse de doctorat, l'Université Paris-Est, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées PARISTECH, 2015
- [2] N. Khandoker, M. Takla. *Tensile strength and failure simulation of simplified spot weld models*, Materials and Design, 323–330, 2014.
- [3] Y. Baik. *Spot weld modeling for vehicle durability performance with ANSA*, 4th ANSA and μ ETA International Conference, 2011.
- [4] MSC Nastran 2021.3 Quick Reference guide
- [5] R. Chtourou. *Tenue mécanique des assemblages soudés par point multi-tôles et acier multigrades : étude expérimentale, modélisation macroscopique et procédure d'identification*, Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, École nationale d'ingénieurs de Sfax (Tunisie), 2017
- [6] F. Vivio. *A new theoretical approach for structural modelling of riveted and spot welded multi-spot structures*, International Journal of Solids and Structures, 4006-4024, 2009

- [7] D. Heiserer, M. Chargin, J. Sielaff. *High Performance, Process Oriented, Weld Spot Approach*, 1999
- [8] S. Joseph, M. Hofmann, A. Schick, T. Wallmersperger. *A mesh insensitive finite element spot-weld model : Development and verification*, Conference paper, 2014
- [9] F. Mainnemaire, Bt Delattre, I. Raoult, O Villars, P. A. Boucard, P. A. Guidault. *comA numerical analysis to investigate the spot weld local influence*, MATEC Web of Conferences, 2018
- [10] F. Mainnemaire, B. Delattre, I. Raoult, O. Villars, P. A. Boucard, et P. A. Guidault. *Éléments préalables à l'élaboration d'un modèle de connecteur pour le Point de Soudure Électrique*. CSMA 2019 - 14ème colloque national en calcul de structures, 2019
- [11] A. Reille *Réduction de modèle dans une intégration locale-globale, application aux points de soudure pour la simulation des crash-tests*. Thèse de doctorat, HESAM Université, 2021
- [12] eurolab.net *Volkswagen VW TL 801 01 Electrical and Electronic Parts in Automobiles*
- [13] R.J. Guyan. *Reduction of stiffness and mass matrices*. AIAA Journal, 3(2) :380, 1965.
- [14] R. Craig and M.C.C. Bampton. *Coupling of substructures for dynamic analyses*. AIAA, 6(7) :1313–1319, 1968.