



COMMISSARIAT À L'ÉNERGIE ATOMIQUE

**DSM - DAPNIA**

DIRECTION DES SCIENCES DE LA MATIÈRE

DEPARTEMENT D'ASTROPHYSIQUE, DE PHYSIQUE DES  
PARTICULES, DE PHYSIQUE NUCLÉAIRE ET DE  
L'INSTRUMENTATION ASSOCIÉE

SERVICE D'ÉTUDE DES ACCÉLÉRATEURS

Michel PAINCHAULT, Pierre-Emmanuel BERNAUDIN

Réf/DAPNIA/SEA -01-33

21 décembre 2001

# Conception thermo-mécanique d'un tank de DTL

*Destinataires:*

CEA/DSM/DAPNIA/SEA

Pierre-Yves Beauvais  
Gérard Congretel  
Jean-Michel Lagniel  
Didier Uriot

CEA/DIF/SPTA/SP2A

Pascal Balleyguier

ISN Grenoble

Jean-Marie De Conto  
Alain Fontenille  
Michel Fruneau  
Denis Marchand

LANL

Dale Schrage  
Robert Valdiviez

# TABLE DES MATIERES

<b>1.</b>	<b>OBJECTIFS.....</b>	<b>3</b>
<b>2.</b>	<b>ANALYSE DU PROBLEME: PREMIERES OPTIONS.....</b>	<b>3</b>
2.1.	LE MATERIAU .....	3
2.2.	LE REFROIDISSEMENT.....	4
2.2.1.	<i>Baigner l'enveloppe extérieure dans une circulation d'eau.....</i>	<i>4</i>
2.2.2.	<i>Implanter des canaux de refroidissement.....</i>	<i>5</i>
<b>3.</b>	<b>CALCULS ANALYTIQUES.....</b>	<b>6</b>
3.1.	ETUDE DU FLAMBAGE.....	6
3.2.	THERMIQUE D'UNE STRUCTURE PERIODIQUE.....	6
<b>4.</b>	<b>ETUDE 3D.....</b>	<b>11</b>
4.1.	CONDITIONS GENERALES DE CALCULS.....	11
4.2.	BLOC DE POMPAGE .....	12
4.2.1.	<i>Présentation du problème.....</i>	<i>12</i>
4.2.2.	<i>Résultats .....</i>	<i>14</i>
4.2.3.	<i>Design définitif.....</i>	<i>18</i>
4.3.	BRIDE DE POUTRE .....	19
4.3.1.	<i>Présentation du problème.....</i>	<i>19</i>
4.3.2.	<i>Résultats .....</i>	<i>21</i>
4.3.3.	<i>Design définitif.....</i>	<i>26</i>
<b>5.</b>	<b>ECHANGE THERMIQUES AUTOUR DU TUYAU.....</b>	<b>26</b>
5.1.	PROBLEMATIQUE ET PRESENTATION .....	26
5.2.	RESULTATS.....	27
5.2.1.	<i>Conclusion.....</i>	<i>33</i>
<b>6.</b>	<b>DIMENSIONNEMENT SOUS PRESSION.....</b>	<b>34</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSION.....</b>	<b>35</b>

## Résumé :

Cette étude retrace la conception d'une maquette courte du tank de DTL pour le projet IPHI, dont les caractéristiques thermiques, mécaniques et technologiques sont extrapolables à une machine complète de 6 mètres.

Nous avons comparé les propriétés mécaniques, de soudabilité et la compatibilité à l'ultravide pour différents matériaux de base pour ne retenir que l'inox :. L'acier a été rejeté car il est plus difficile de garantir la reproductibilité de ses propriétés à l'ultra-vide. C'est néanmoins un choix possible.

Des calculs analytiques ont permis de balayer différentes configurations et de définir les ordres de grandeur. Les calculs 3D confirment ces valeurs et consolident le design des structures fortement 3D. En particulier, Nous avons vérifié que le design des principales ouvertures du prototype est compatible avec les contraintes mécaniques acceptables.

L'ajout d'une couche de matériau bon conducteur thermique permet d'améliorer notablement le refroidissement et donc de minimiser les contraintes. Le matériau retenu pour cette couche thermique est le cuivre, déposé par électrolyse. Ce choix a des implications sur la longueur des segments du futur DTL.

Enfin, la mise sous pression de l'enceinte ne risque pas d'engendrer de dérive en fréquence gênante.

La maquette conçue est mécaniquement viable et les tests à mener en puissance au CERN permettront de valider les concepts pour un futur DTL complet.

## 1. Objectifs.

Nous allons dimensionner le tank de la maquette de DTL ("Drift Tube Linac") du projet IPHI. Celle-ci est destinée à valider les différentes solutions technologiques retenues pour le DTL final, long d'environ 6 mètres; ce prototype de 10 MeV, 100 mA en continu doit permettre de maîtriser les technologies et les concepts de pilotage de cette nouvelle génération d'accélérateur.

La maquette se compose de 3 tubes de glissement, la platine qui les supporte et une enceinte à vide (tank). Cette dernière est une cavité cylindrique d'environ 400 mm de long et 500 mm de diamètre. Elle comporte:

- ✓ une virole globalement cylindrique,
- ✓ un boîtier de pompage,
- ✓ un piquage pour la fixation de la platine support des tubes de glissement,
- ✓ un piquage d'entrée RF,
- ✓ des piquages de diagnostics et de visualisation,
- ✓ les brides d'extrémité,
- ✓ des tuyaux de refroidissement,
- ✓ les 2 flasques d'extrémité.

## 2. Analyse du problème: premières options.

De la géométrie souhaitée pour le tank et des impératifs d'ultra-vide découlent naturellement les principes de conception suivants:

- ✓ virole de fine épaisseur roulée, soudée;
- ✓ tubes de glissement rapportés sur une platine rectangulaire, cette platine étant fixée sur l'enceinte par l'intermédiaire d'une bride;
- ✓ étanchéité possible par joints métalliques;
- ✓ piquages rapportés par soudures pour les différents sous-ensemble;
- ✓ surface exposée à l'onde HF exclusivement en cuivre pour éviter des dépôts de puissance élevés.

Il reste à déterminer le matériau du tank et les cotes satisfaisant les impératifs thermo-mécaniques.

### 2.1. Le matériau

Nous avons examiné du point de vue de la soudabilité, du fonctionnement et du comportement au vide les matériaux envisagés pour la virole.

Le paramètre critique significatif de la difficulté de souder nous semble être la conductivité thermique, car elle est représentative de l'inertie thermique de la pièce. Pour le fonctionnement, nous avons retenu le rapport conductivité / coefficient de dilatation, symptomatique des déplacements et des contraintes mécaniques générés par le gradient thermique.

Le tableau 2-1 compare les matériaux envisagés en prenant comme référence l'acier inoxydable:

D'autres matériaux sont probablement envisageables. Cependant, nous souhaitons des matériaux ayant déjà été utilisés dans des enceintes ultra-vide afin de bénéficier de l'expérience acquise dans ce domaine.

	Cuivre	Aluminium	Acier	Inox	Inox + couche de cuivre épaisse
<b>1°) Soudabilité</b>					
Conduction thermique (W/m)	400	200	54	17	17
Rapport avec l'inox	20	11	3	1	1
	Pré-chauffage	Pré-chauffage	Très utilisé	Très utilisé	
<b>2°) Fonctionnement</b>					
Rapport de K / $\alpha$ longitudinal	20	10	6	1	5
Rapport de K / $\alpha$ radial	20	10	6	1	1
<b>3°) Compatibilité ultra-vide</b>	Bonne	Bonne	Selon mode d'élaboration	Bonne	Bonne

*Tableau 2-1: Comparatif des matériaux envisagés pour le tank du DTL.*

Nous voyons se dégager deux familles de matériaux. Le cuivre est le représentant typique de la première famille: excellent conducteur thermique, donc excellent pour le fonctionnement, mais subissant des contraintes importantes pendant la phase de soudage. L'aluminium se rattache à cette première famille sans être aussi avantageux que le cuivre.

La deuxième famille se compose de l'acier et de l'inox, nettement moins favorable pour le fonctionnement mais tellement plus facile à souder. On note cependant que, pour cette famille, une couche de cuivre améliore sensiblement les qualités en fonctionnement.

Le caractère défavorable de la seconde famille est néanmoins réduit par le fait que les contraintes et les déplacements générés lors du fonctionnement sont calculables puisque les dépôts de puissance sont connus, alors que le comportement à chaud des matériaux lors de la soudure dépend beaucoup de la mise en œuvre. Nous allons donc nous concentrer sur l'examen du refroidissement d'un tank en acier ou en inox afin d'en vérifier la faisabilité.

## **2.2. Le refroidissement.**

C'est le mode de refroidissement qui est critique. Nous en avons envisagé plusieurs:

### **2.2.1. Baigner l'enveloppe extérieure dans une circulation d'eau.**

L'avantage de cette méthode est évident: pas de conduction transverse (azimutale). Le gradient de température ne dépend que de l'épaisseur de l'enceinte, qui est à l'origine d'une élévation de température de toute façon inévitable.

Cette solution se subdivise en deux selon que l'écoulement autour du tank est turbulent ou laminaire. Le premier cas est plus naturel car il procure un échange convectif plus important. Néanmoins, il conduit à des vitesses de circulation d'eau élevées, de fortes pertes de charge et augmente par conséquent la pression subie par l'enceinte. L'écoulement laminaire est performant si la surface d'échange est importante, ce qui est possible grâce à des structures relativement complexes mais difficiles à dimensionner. Pour cette raison, cette option bien que très séduisante n'a pas été retenue dans le cadre de cette étude de faisabilité. Cette solution demande cependant une autre étude.

### 2.2.2. Implanter des canaux de refroidissement.

Les idées sont multiples:

- ✓ braser des tuyaux sur l'extérieur de l'enceinte; ou
- ✓ braser des U en inox sur la paroi extérieur; ou
- ✓ percer longitudinalement l'épaisseur de la virole.

Leur dénominateur commun est une structure périodique de canaux de refroidissement, donc une succession discontinue de zones d'échange de chaleur par convection (zones convectives) et de zones de conduction pure (zones conductives).

Les différences entre ces techniques reposent sur la qualité de l'échange au voisinage du canal à comparer avec la difficulté technologique de mise en œuvre.

Si la distance entre deux canaux est plus grande que l'épaisseur de la paroi, le phénomène prépondérant est la conduction azimutale (dans le cas où les tuyaux sont alignés dans l'axe du tank). Ajouter une épaisseur de cuivre améliore alors la conduction, diminue le gradient thermique et soit améliore les performances mécaniques soit permet d'écarter les canaux pour faciliter la fabrication et l'exploitation.

Nous avons donc modélisé une structure périodique de canaux afin de garantir la faisabilité de ce type de refroidissement. Les réponses attendues portent sur la détermination du rapport entre la surface convective et le pas de la structure, les contraintes maximales et l'évolution des cotes.

Les zones les plus critiques pour un DTL sont les "gaps", espaces entre deux tubes de glissement. Ils sont figés par la platine support des tubes de glissement. Le premier et le dernier gaps entre les demi tubes de glissement des brides d'extrémité et les tubes de glissement extrêmes dépendent de l'allongement du tank. Il est donc préférable que le tank opère à basse température.

Ce n'est néanmoins pas absolument nécessaire: un dispositif ou une disposition de rattrapage de distance pourrait être envisagé. Par contre, si le tank se dilate trop, il exercera des contraintes élevées sur les différents piquages et en particulier sur celui des ouvertures de pompage, sur celui de la platine support de poutre des tubes de glissement ou sur les brides d'extrémité. Comme ces deux dernières sont conçues rigides pour encaisser les efforts dus au vide et éviter le mouvement des tubes de glissement, des contraintes importantes peuvent naître à l'intersection de ces piquages avec la virole où, justement, les dépôts de puissance HF sont plus élevés qu'ailleurs.

Les trois critères de validation d'une géométrie sont donc les contraintes issues de la structure périodique, les contraintes provoquées par une différence de comportement entre le tank, les principaux piquages (celui de la poutre et celui du dispositif de pompage) et les brides d'extrémité, et enfin, dans une moindre mesure, l'allongement du tank.

Nous commençons cette étude par un dimensionnement analytique afin de dégager les tendances et les ordres de grandeur. Des calculs 3D confirmeront ces premières estimations et détermineront l'impact des piquages sur les contraintes. Ces 2 étapes permettent de s'assurer de la viabilité de l'objet.

Nous examinerons ensuite les différentes configurations possibles pour la couche de cuivre puis nous vérifierons que la pression appliquée sur l'enceinte ne décale pas l'axe des tubes de glissement.

### 3. Calculs analytiques.

#### 3.1. Etude du flambage.

La contrainte maximale qui s'exerce sur un cylindre soumis aux forces radiales dues à une pression uniforme s'exprime par la formule:

$$p D = \sigma 2 e$$

où:

- e est l'épaisseur.
- $\sigma$  est la contrainte.
- p est la pression
- D est le diamètre

Nous trouvons, dans notre cas, une épaisseur minimum de 0,25 mm pour une contrainte maximum de 100 MPa.

Le calcul axial multiplie par deux cette valeur: 0,5 mm.

L'enceinte est sujette au flambage. Nous nous plaçons dans la perspective de l'enceinte de 6 mètres de long.

Nous utilisons la formule de pression maximale admissible:

$$P_a = 4/3 B e / D$$

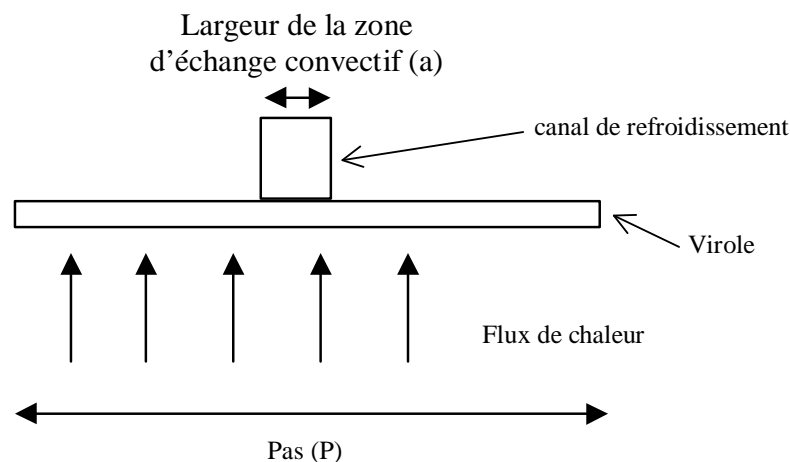
donnée paragraphe C4.2 du CODAP, que nous appliquons à l'inox.

Nous trouvons une pression maximale admissible de 0,8 bars pour une épaisseur de 4 mm soit quasiment la pression atmosphérique. Une épaisseur de 3 mm divise par deux cette valeur et une épaisseur de 5 mm permet de passer à 1,4 bars. Nous choisissons l'épaisseur de 4 mm qui supporterait la pression atmosphérique si nous plaçons des renforts régulièrement répartis sur toute la longueur.

Pour 400 mm de long, l'épaisseur de 4 mm convient sans renfort supplémentaire.

#### 3.2. Thermique d'une structure périodique.

La géométrie de la structure périodique du refroidissement est présentée sur la figure 3-1.



*Figure 3-1: Structure périodique du refroidissement.*

Nous retrouvons les deux zones précédemment mentionnées: la zone purement conductive où le flux s'écoule longitudinalement sur une longueur (P-a) et la zone convective située sous le canal de refroidissement de longueur a. Il convient de leur ajouter la conduction à travers l'épaisseur e de la paroi.

L'écart de température totale est donc la somme de ces trois phénomènes:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3$$

Le bilan de flux de la conduction longitudinale est le suivant:

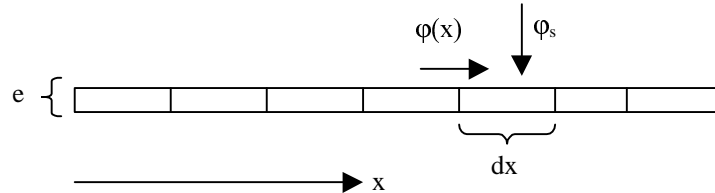


Figure 3-2: Bilan de la conduction longitudinale.

Nous écrivons l'équation de conservation de flux et celle de la conduction thermique à une dimension en régime stationnaire:

- $\varphi(x+dx) = \varphi(x) + \varphi_s dx$
- $dT/dx = \varphi(x) e/k$

où k est la conductivité thermique.

Nous intégrons pour trouver:

$$\Delta T_1 = (\varphi_s / 2ke) b^2$$

avec:

$$b = (P-a) / 2.$$

Lors de l'échange convectif, le flux total s'échange avec l'eau. L'augmentation de température est donnée par la formule suivante:

$$h \Delta T_2 = s1/s2 \varphi_s$$

où s1/s2 est le rapport de surface entre la zone convective et le pas total.

Nous ajoutons la conduction à travers la paroi.

$$\Delta T_3 = e/k \varphi_s$$

Ce système d'équations très simple se complique si nous plaquons une couche de cuivre supplémentaire. Sa résolution passe par l'équivalence électrique (figure 3-3) en remarquant que les 3 équations sont de la forme:

$$\Delta T = R \varphi_s.$$

- r représente la conduction transverse de  $\varphi_s$  à travers le 1er matériau.
- R1 représente la conduction longitudinale à travers le premier matériau.
- R2 représente la conduction longitudinale à travers le second matériau. (couche externe)

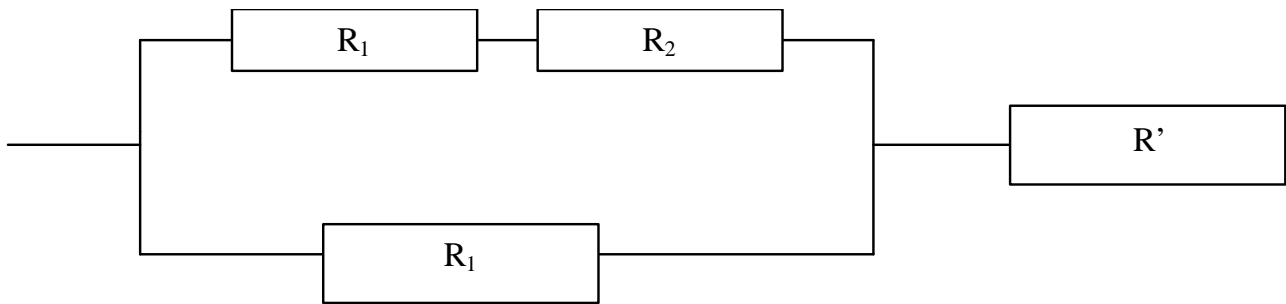
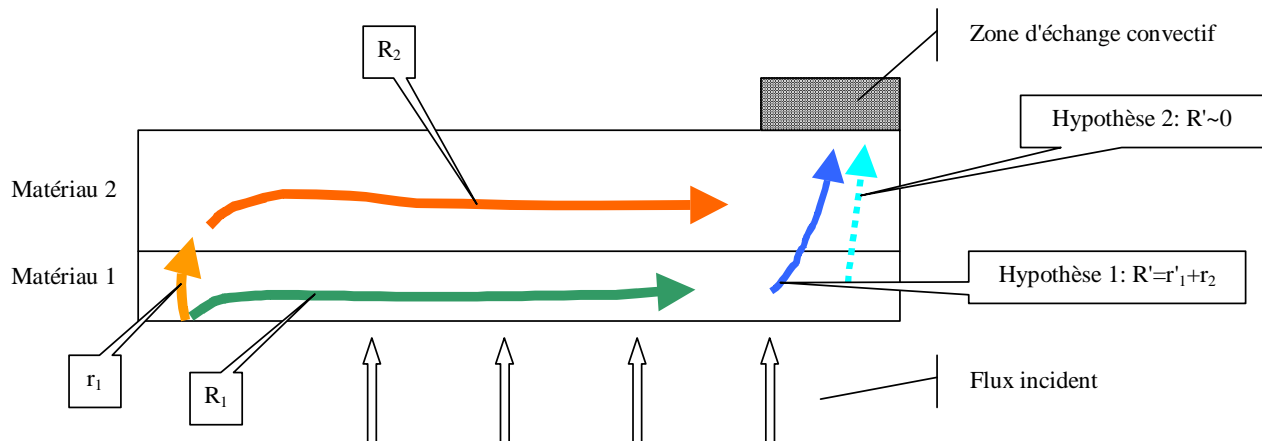


Figure 3-3: Schéma d'équivalence électrique du système inox ou acier + cuivre et interprétation physique.



Dans le cas d'une enceinte mixte inox + cuivre, on considère deux hypothèses:

- ✓ l'hypothèse 1 considère qu'en final tout le flux traverse les 2 couches (matériau 1 et 2);
- ✓ l'hypothèse 2 que le flux a déjà traversé le matériau résistif (l'inox) et que la traversée du cuivre est négligeable.

Les paramètres intervenant dans le dimensionnement sont nombreux. Il faut en figer quelques-uns. Le paramètre important étant le rapport entre le pas et la largeur conductive; nous figeons cette dernière à une valeur qui nous semble raisonnable compte tenu des dimensions de l'enceinte: 20 mm. Cette valeur est compatible avec un diamètre hydraulique équivalent de 8 mm expérimenté pour le RFQ, ce qui permet de déterminer une valeur typique pour le coefficient de convection:  $1,2 \text{ W/cm}^2$ . Cette valeur correspond à une vitesse de l'eau de 4 m/s obtenue par la formule de Colburn, que nous savons pessimiste mais dimensionnante.

Le flux surfacique résulte directement des calculs hyperfréquence:  $2,3 \text{ W/cm}^2$ . L'épaisseur de paroi de l'inox ou de l'acier est la conséquence des calculs mécaniques présentés ci-dessus: 4 mm.

Il reste le pas, le matériau et l'éventuelle épaisseur de la couche de cuivre. Les courbes comparatives d'élévation de température sont présentées sur la figure 3-4.

Cet écart de température se traduit en terme de dilatation (pour une longueur de 350 mm), plus représentatif du comportement du matériau. Ces dilatations sont représentées sur la figure 3-5.



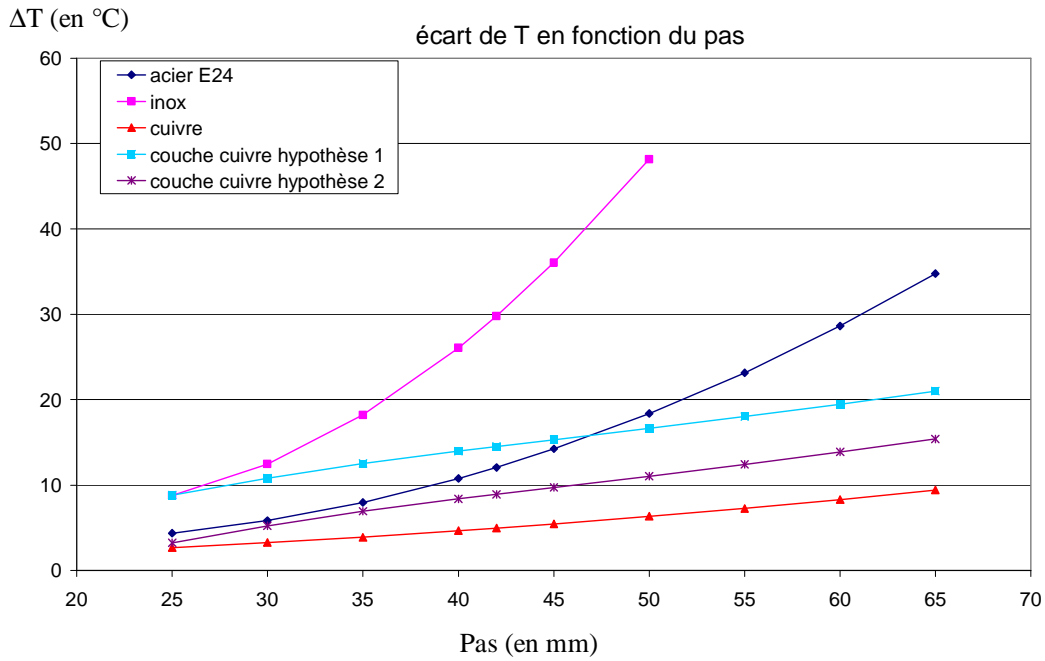


Figure 3-4: Elévation de température maximum en fonction du pas de refroidissement et du matériau constitutif de l'enceinte.

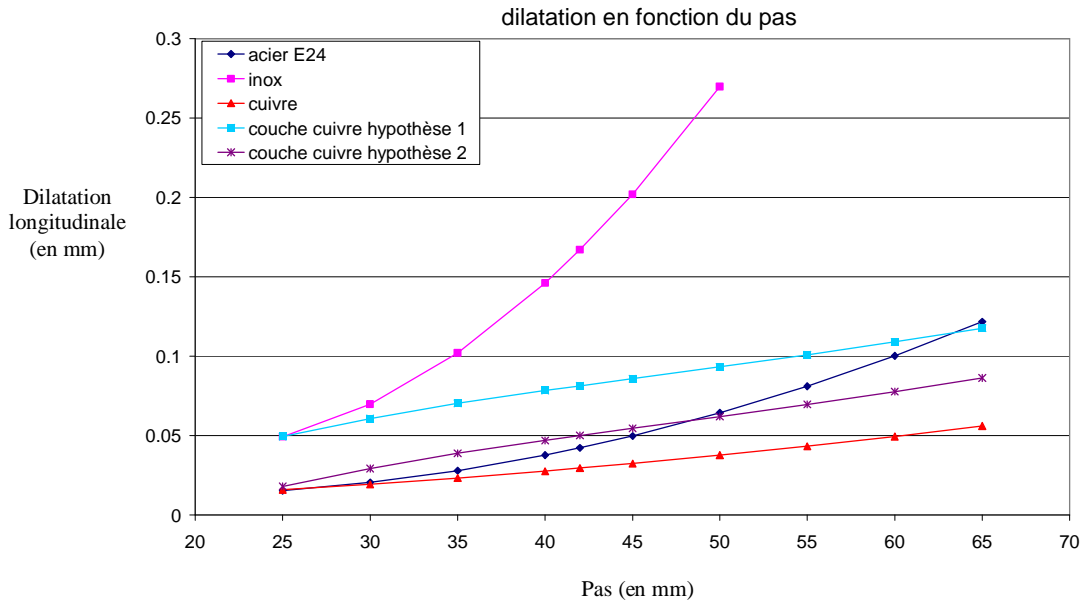


Figure 3-5: Dilatation maximum (sur 350 mm) en fonction du pas de refroidissement et du matériau constitutif de l'enceinte.

Nous remontons aux contraintes par l'intermédiaire de la loi de Hooke appliquée unidirectionnellement, ce qui introduit un caractère approximatif à ces calculs dont il ne faut retenir que les ordres de grandeur. Ces contraintes sont présentées sur la figure 3-6.

Ces courbes amènent quelques commentaires.

L'acier a un comportement qui se rapproche de celui du cuivre car son coefficient de dilatation est faible et il est meilleur conducteur que l'inox. Ce dernier garde une dilatation tolérable lorsque le pas est de 40 mm. On voit

en effet qu'avec un pas de 50 mm, la contrainte est moitié de la limite élastique. Prendre une marge ne semble pas exagéré compte tenu du type de calculs effectués.

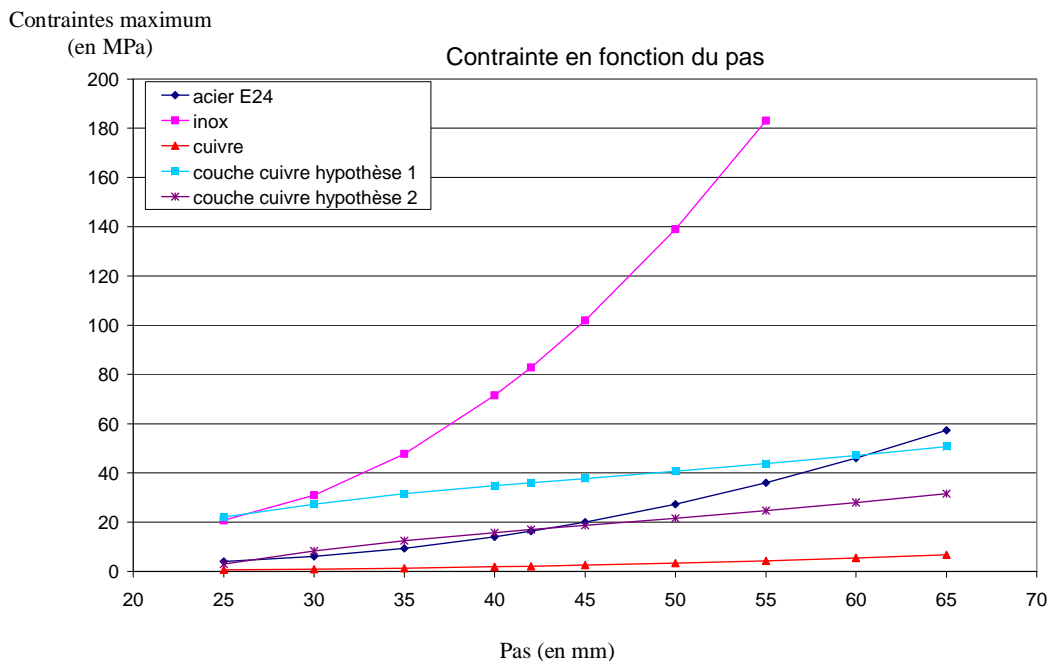


Figure 3-6: Contraintes maximum approximatives en fonction du pas de refroidissement et du matériau constitutif de l'enceinte.

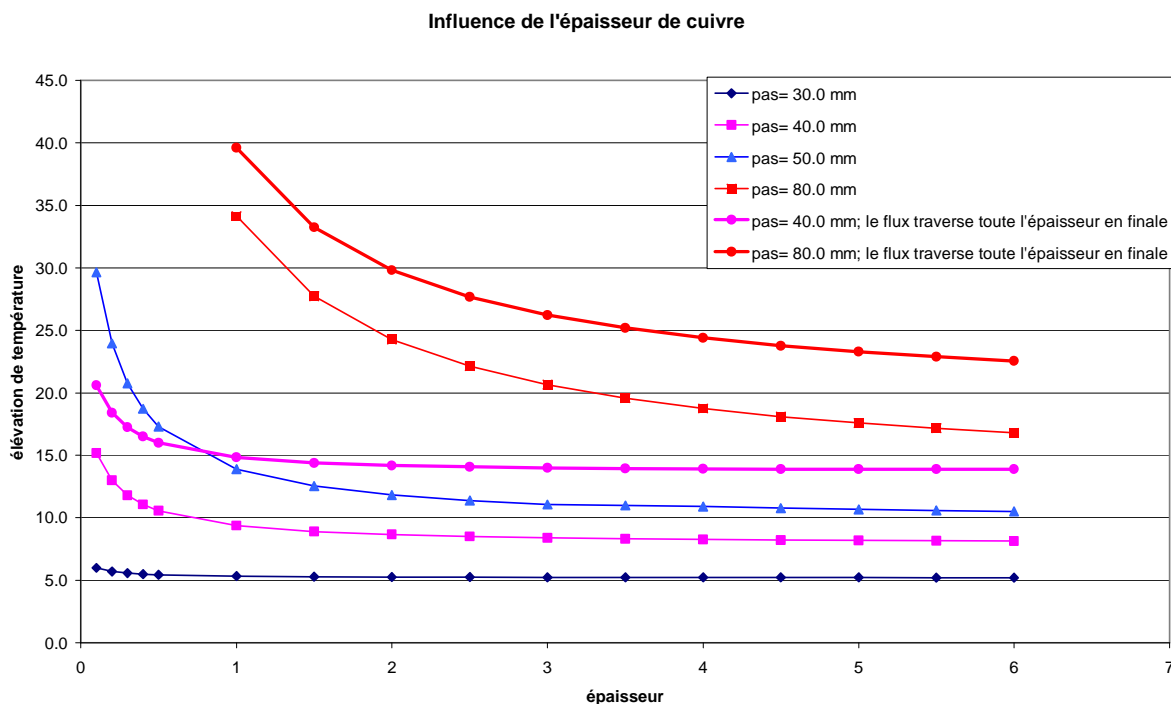


Figure 3-7: Influence de l'épaisseur de cuivre sur le refroidissement.

Enfin, l'épaisseur de cuivre corrige nettement la mauvaise conduction de l'inox. Les courbes de la figure 3-7 utilisent une couche de cuivre épaisse: 3 mm. (Les contraintes sont calculés avec le coefficient de dilatation et le module d'Young le plus défavorable des deux matériaux). Nous la faisons varier pour voir son influence:

Pour le pas de 40 mm, une épaisseur supérieure à 1 mm est inutile pour la couche de cuivre. Par contre, une épaisseur de 1,5 mm permet au pas double (80 mm) d'avoir sensiblement le même comportement que l'inox seul.

Le tank revêtu d'une couche de cuivre sera donc prévu de façon à ce que même si la couche de cuivre est inopérante (mauvaise liaison, par exemple), celui-ci reste exploitable.

En conclusion, l'inox semble acceptable avec un pas de 40 mm avec la ressource de prévoir une couche de cuivre de 1,5 mm et de la tester en n'alimentant en eau qu'un canal sur deux. L'acier est une autre alternative parfaitement recevable.

## 4. Etude 3D.

### 4.1. Conditions générales de calculs.

Le tank comporte outre la structure périodique des canaux de refroidissement des ouvertures fortement 3D comme le bloc de pompage et la bride support de poutre. L'ensemble est lui-même relativement 3D puisque sa longueur interne est de 350 mm à comparer aux 500 mm de diamètre.

Afin d'analyser chacune des zones critiques, le problème est étudié successivement selon 3 hypothèses différentes:

- ✓ Hypothèse 1. Etude du comportement du cylindre sans les brides mais muni de l'une ou l'autre des excroissances critiques: soit le boîtier de pompage, soit la bride support de poutre. L'enceinte n'est alors bloquée que par ces conditions de symétrie. Elle subit les contraintes thermiques seules (obtenues à partir du calcul de thermique). Cette hypothèse peut être comparée avec les calculs analytiques.
- ✓ Hypothèse 2. On ajoute à l'hypothèse 1 un blocage radial des extrémités du cylindre, afin de modéliser alors le cas extrême où le flasque est tellement bien refroidi qu'il ne se dilate pas. Cette hypothèse n'est pas nécessairement très loin de la réalité dans la mesure où les flasques en cuivre sont a priori plus froids. Néanmoins on ignore dans ce cas la bride en inox. Par convention on bloque la face où la bride se rattache à l'enceinte
- ✓ Hypothèse 3. Plus réaliste, et à mi-chemin entre les deux précédentes, elle inclut les brides de flasque et la face de contact avec le flasque est alors bloquée. L'échange thermique est supposé parfait alors que la liaison est une soudure constituée d'un cordon d'étanchéité et d'une chaînette de maintien mécanique discontinue. Inversement on considère qu'il n'y a aucun échange thermique entre le flasque et la bride. Cette hypothèse ne sera étudiée que dans la configuration finale retenue et est présentée en annexe.

Afin de simplifier le modèle, nous traitons distinctement le bloc de pompage et le support de poutre.

Nous envisageons deux méthodes pour relier ces singularités au tank cylindrique: soit nous rigidifions au maximum en les taillant dans un bloc percé des canaux de refroidissement, soit nous utilisons une tôle souple de l'épaisseur du reste du tank dont le rôle est de se déformer pour éviter les contraintes élevées. Les avantages et inconvénients de ces deux solutions sont les suivantes:

- ✓ Le bloc assure un meilleur refroidissement, plus homogène car le tuyau noyé dans le bloc est au plus près et échange directement avec la surface chaude. Cette solution est cependant un peu plus complexe à fabriquer (usinages, rebouchage des perçages).
- ✓ La solution "tôles" est mécaniquement plus souple, autorisant les dilatations et générant moins de contraintes, mais le tuyau de refroidissement n'est pas en contact direct avec la zone chaude. De plus, il risque d'être brasé sur une soudure d'étanchéité ce qui empêche son contrôle d'étanchéité.

Il n'est pas possible de trancher a priori entre les deux options: bloc ou tôles souples. C'est un des buts des calculs 3D.

Les deux solutions sont extrapolables à un DTL plus long dans la mesure où les blocs de pompage sont des entités individuelles discontinues dont la longueur n'est pas liée à celle du DTL. Cette extrapolation est prise en compte dans la conception de la bride de poutre (en particulier, pas de perçages de 6 mètres de long).

Le modèle numérique se compose dans les deux cas d'un huitième de l'enceinte en 3D (inox, 4 mm), c'est-à-dire une demi-longueur de maquette sur un angle de 90°, incluant une moitié du piquage étudié. Des conditions de symétrie sont appliquées sur les plans de coupe (translation bloquée dans le plan perpendiculaire à la coupe et rotations bloquées dans le plan de la coupe); la structure simulée est donc périodique.

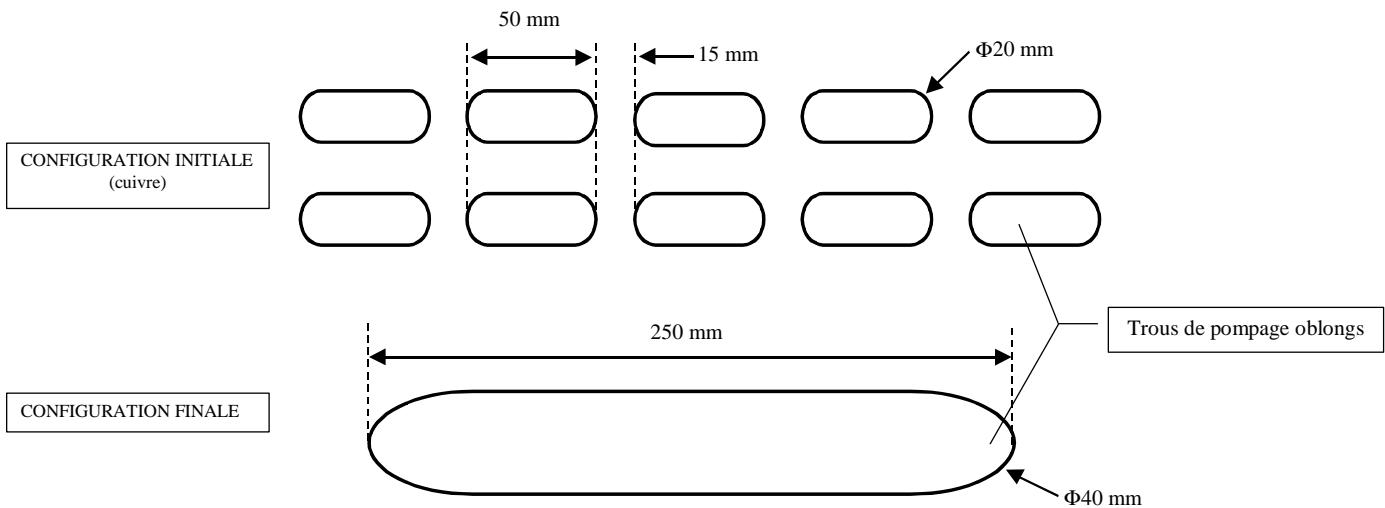
Les tuyaux de refroidissement sont modélisés par des bandes de coefficient de convection (12 500 W/m<sup>2</sup>), dont la largeur est égale au plat d'un tuyau (soit 20 mm) et espacés avec le pas retenu précédemment de 40 mm. Là encore l'approximation est acceptable, à ceci près que le contact est supposé parfait entre le tube et la paroi et que l'effet de l'épaisseur du tuyau est négligée. De même, le refroidissement est considéré constant sur la longueur du tuyau (pas d'échauffement de l'eau).

Par ailleurs, plusieurs configurations de matériaux ont été étudiées (acier, inox seul, cuivre...). Néanmoins, n'est présentée ici que la solution retenue, enceinte en inox (avec et sans cuivrage).

## 4.2. Bloc de pompage

### 4.2.1. Présentation du problème

Comme l'inox est un mauvais conducteur thermique, une seule ouverture a remplacé les multiples trous oblongs habituels pour le cuivre. La section totale est comparable et vaut 90,3 cm<sup>2</sup>. Les dimensions obtenues permettent de rapprocher notablement les tuyaux de pompage et surtout de supprimer la portion de tank isolée thermiquement entre les deux rangées de trous de pompage (figure 4-1).

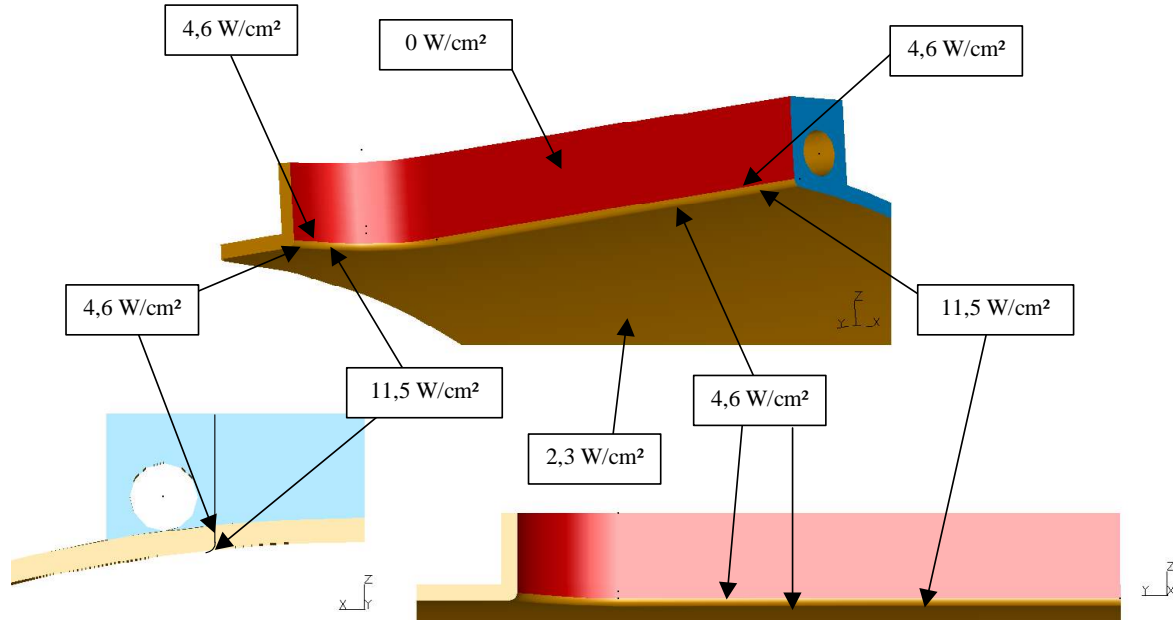


**Figure 4-1: Comparatif des deux grilles de pompage: en haut, pompage sur deux rangées pour enceinte en cuivre; en bas, pompage par trou unique pour enceinte en acier.**

La charge thermique induite par la RF a été calculée par P. Balleyguier à l'aide du code *MAFIA*. La géométrie se prête assez mal à une modélisation *MAFIA*, dans la mesure où l'arrondi de l'enceinte et ceux des congés des piquages s'interceptent dans des plans différents. Aussi, malgré la finesse du maillage, *MAFIA* crée des effets de pointe artificiels liés au type de maillage 2x1D et tend donc à majorer les dépôts de puissance dans la

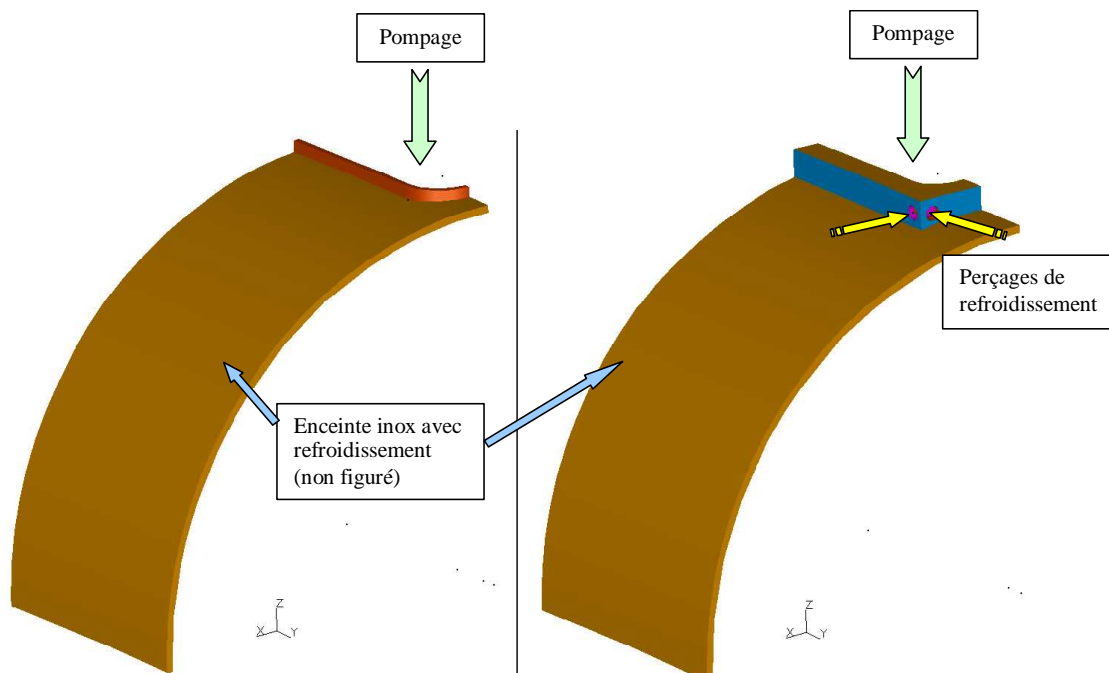
zone critique, dans une mesure difficile à estimer. Aussi, avons nous majoré les résultats sur les arrondis avant de dresser la carte des dépôts de puissance pour le modèle *IDEAS*.

Les dépôts de puissance sur les arêtes sont indiqués sur la figure 4-2. Ils sont divisés en trois secteurs: sur l'arrondi et sur les portions planes au-dessus et en dessous. Sur l'arrondi on considère que la puissance déposée est supérieure d'un facteur 5 à la puissance appliquée sur les parois, et sur les sections planes voisines d'un facteur 2. Pour mémoire, la puissance appliquée sur les parois de l'enceinte est  $2,3 \text{ W/cm}^2$ .



**Figure 4-2: Dépôts de puissance appliqués sur le piquage de pompage.**

Les deux modes de réalisation du bloc de pompage (bloc ou tôles) sont dépeints sur la figure 4-3. Le dessin de gauche représente les tôles souples où sont brasés des tuyaux aplatis ou carrés. Celui de droite est le bloc massif décrit ci-dessus.

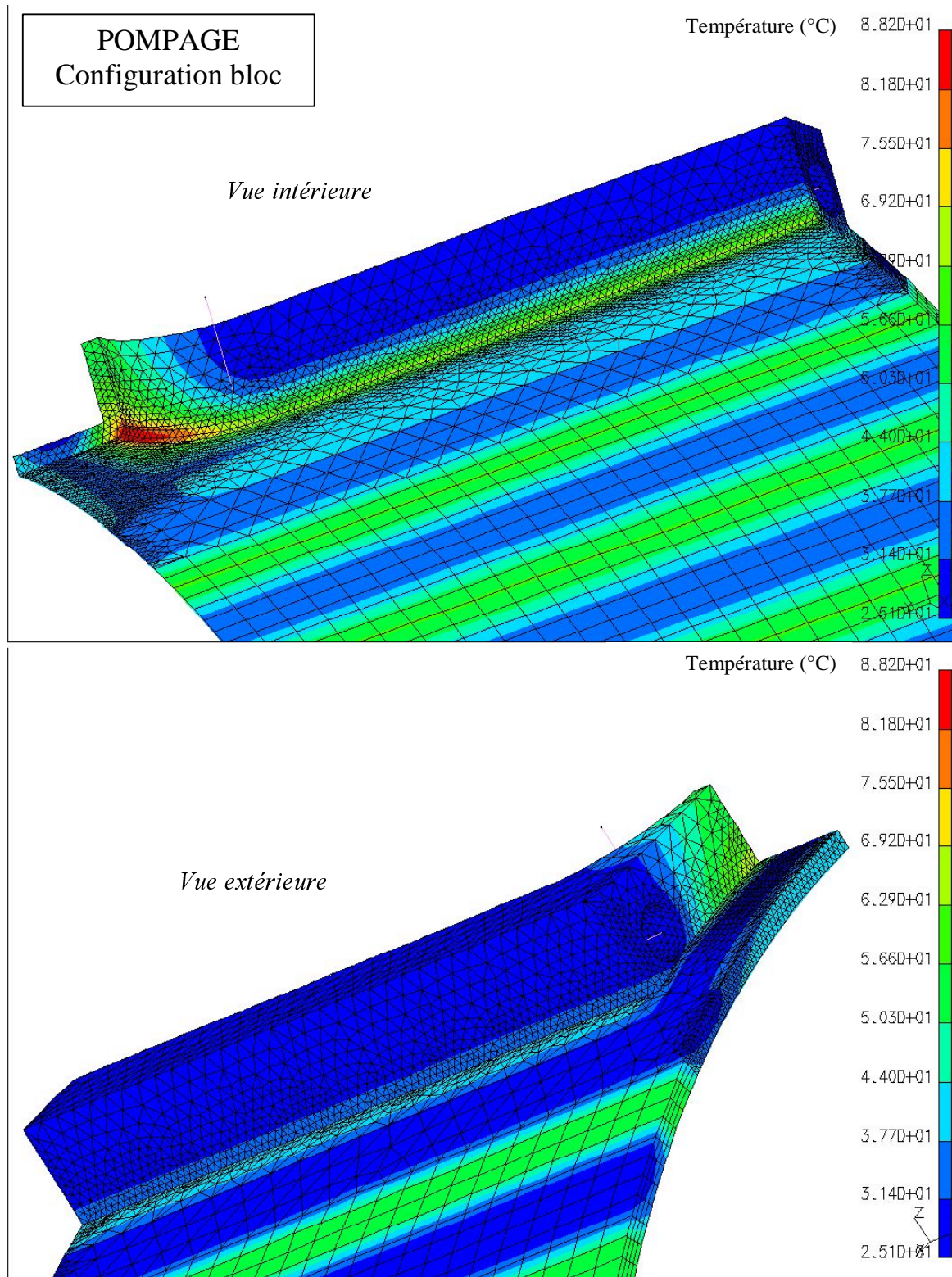


**Figure 4-3: Options pour le piquage de pompage. A droite, bloc massif avec perçages pour le refroidissement; à gauche, piquage standard, le refroidissement étant assuré par tuyaux brasés.**

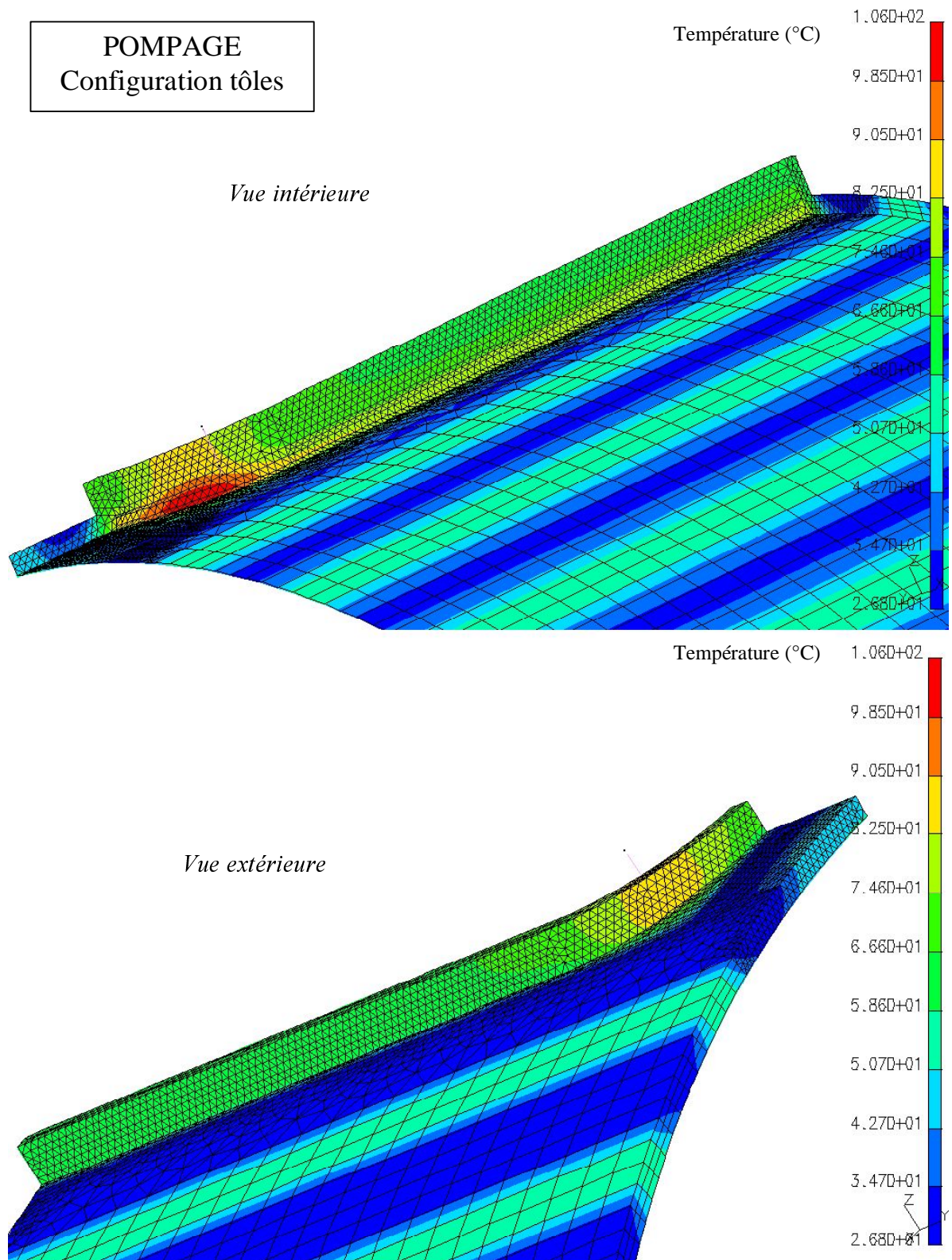
Ces schémas montrent clairement que le boîtier de pompage est nettement moins long que la tôle cylindrique. La souplesse entre la bride d'extrémité et le dispositif de pompage est donc également assuré avec la géométrie "bloc", quoique a priori dans une moindre mesure.

### 4.2.2. Résultats

Les résultats des calculs thermiques liés aux deux solutions sont présentés sur les figures 4-4 et 4-5.



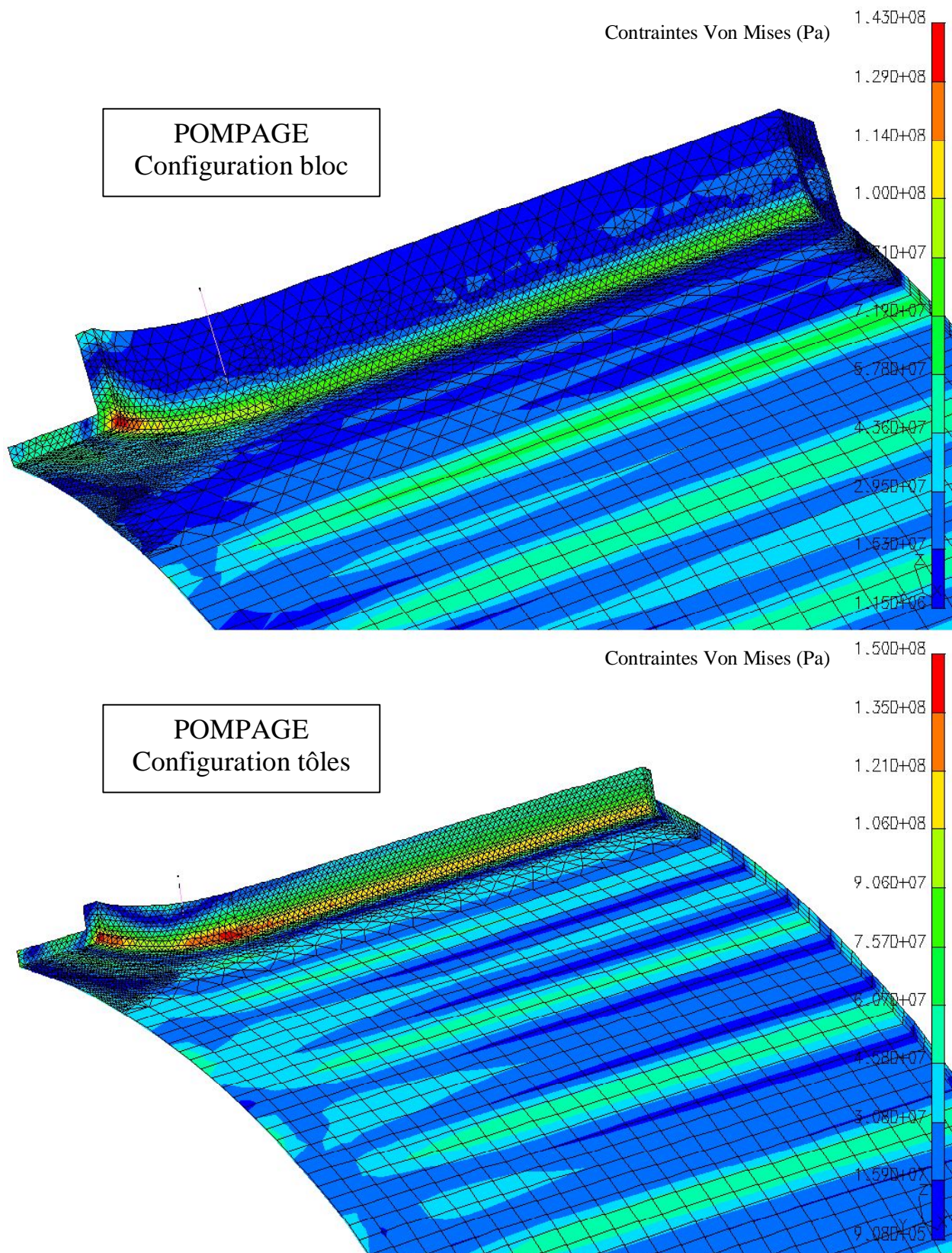
**Figure 4-4: Thermique du piquage de pompage dans la configuration bloc.**



**Figure 4-5: Thermique du piquage de pompage dans sa configuration tôles.**

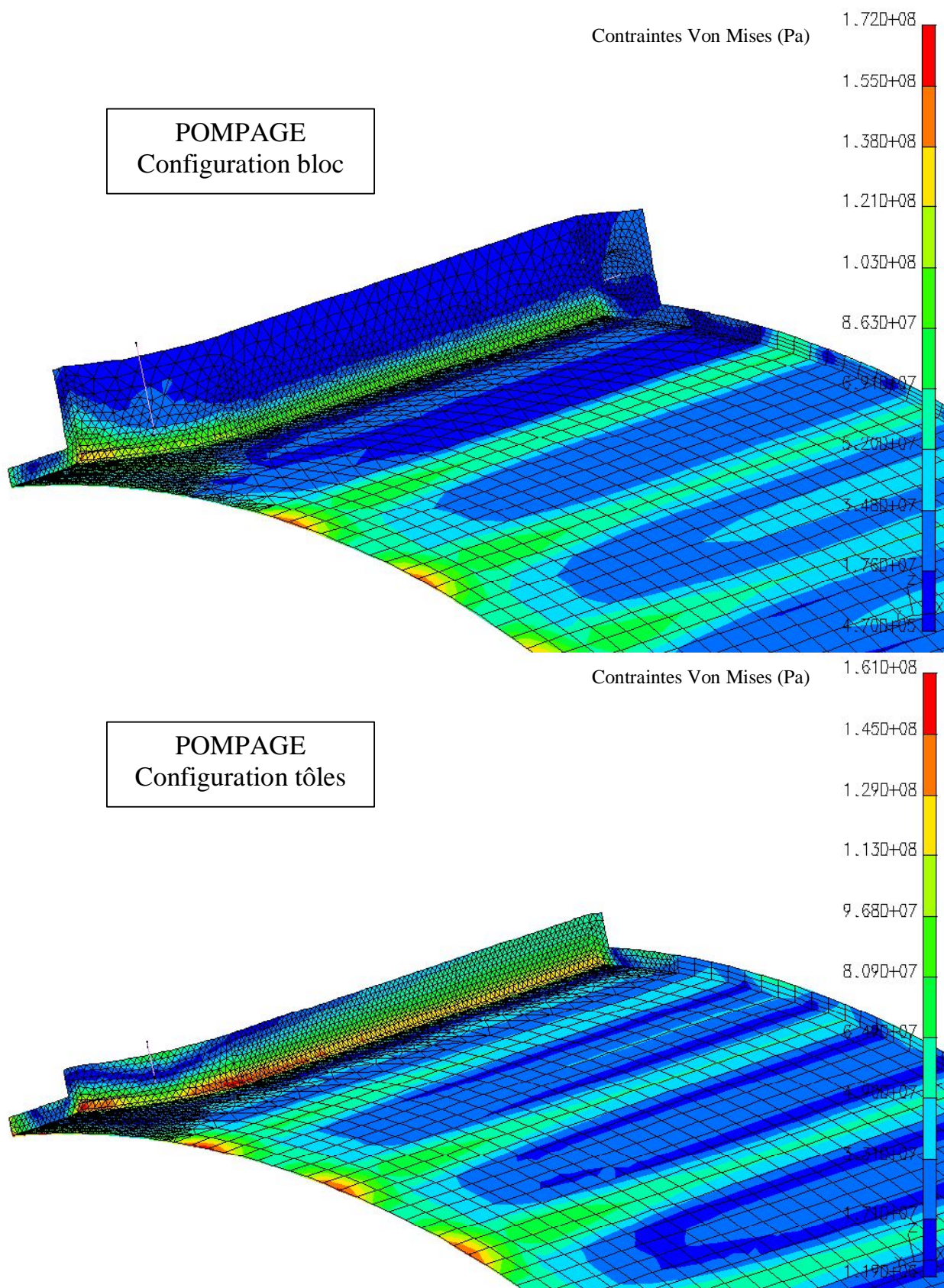
Le refroidissement est meilleur dans le cas du bloc, d'autant que le point chaud dans ce cas peut être éliminé facilement. Dans le cas du piquage en tôle, non seulement le point le plus chaud est à 80°C au dessus de la température de fluide, mais tout au long de l'arête où les dépôts de puissance sont maximum l'élévation ( $\Delta T$ ) est supérieure à 50°C.

Les contraintes mécaniques engendrées sont indiquées sur les figures suivantes.



**Figure 4-6: Comparatif des contraintes Von Mises engendrées par les seuls effets thermiques (Hypothèse 1) pour le piquage de pompage dans ses configurations bloc et tôles.**





*Figure 4-7: Comparatif des contraintes Von Mises engendrées dans l'hypothèse 2 (contraintes thermiques et blocage radial de la bride d'extrémité) pour le piquage de pompage dans ses configurations bloc et tôles.*

Les figures 4-6 et 4-7 indique les contraintes Von Mises pour les deux configurations (bloc et tôles) dans les hypothèses 1 et 2 respectivement.

Pour faciliter la comparaison, ces données sont résumées sur le tableau 3-1. Pour mémoire, la limite d'élasticité à 0,2% de l'acier 304L est de 200 MPa.

		<i>Configuration "bloc"</i>	<i>Configuration "tôle"</i>
$\Delta T$ maximum		63,2°C	81°C
Hypothèse 1	Contraintes Von Mises	143 MPa	150 MPa
	Contraintes en x	154 MPa	160 MPa
	Contraintes en y	105 MPa	154 MPa
	Dilatation radiale au niveau du piquage	151 $\mu\text{m}$	389 $\mu\text{m}$
	Dilatation radiale à 90° du piquage	100 $\mu\text{m}$	~90 $\mu\text{m}$
	Dilatation longitudinale	65 $\mu\text{m}$	78 $\mu\text{m}$
Hypothèse 2	Contraintes Von Mises	172 MPa	161 MPa
	Contraintes en x	179 MPa	176 MPa
	Contraintes en y	189 MPa	165 MPa

**Tableau 4-1: récapitulatif comparatif.**

On voit qu'en l'absence de contraintes autres que thermiques (hypothèse 1), la configuration "bloc" est un peu meilleure que la configuration "tôle". Le gain en contrainte n'est pas aussi net que la qualité du refroidissement le laisserait supposer: la rigidité du "bloc" concentre les contraintes. Ceci explique aussi que, dans l'hypothèse 2, les contraintes soient trouvées légèrement supérieures pour la configuration "bloc" que pour la configuration "tôle". Cependant, les résultats des deux solutions sont en fait très proches l'une de l'autre.

La solution « bloc » est cependant la meilleure car la souplesse avec la bride d'extrémité est malgré tout assurée par la tôle de l'enceinte cylindrique sur une distance de l'ordre de 50 mm, que les dilatations sont plus faibles (minimisation de la dérive en fréquence), et qu'il est préférable à contraintes équivalentes de fonctionner avec la température la plus basse possible.

#### 4.2.3. Design définitif.

Nous retenons donc la configuration « bloc » qui refroidit mieux tout en conservant la souplesse. Nous remarquons cependant que la température est environ 10°C au dessus des autres zones sur l'arrondi transversale intérieur du bloc (voir la figure 4.4). En effet, à cet endroit la température est de 88°C alors qu'ailleurs elle est plutôt inférieure à 75°C. Nous avons donc ajouté au bloc de pompage un tuyau transverse.

Par ailleurs, nous avons augmenté la distance de souplesse, c'est à dire la distance entre le bloc de pompage et l'extrémité du cylindre.

La configuration définitive a été calculée dans les 3 hypothèses mentionnées ci-dessus. L'ensemble de ces résultats est présenté dans l'annexe 1.

Nous observons alors bien que les températures baissent. La valeur maximale est de 79°C.

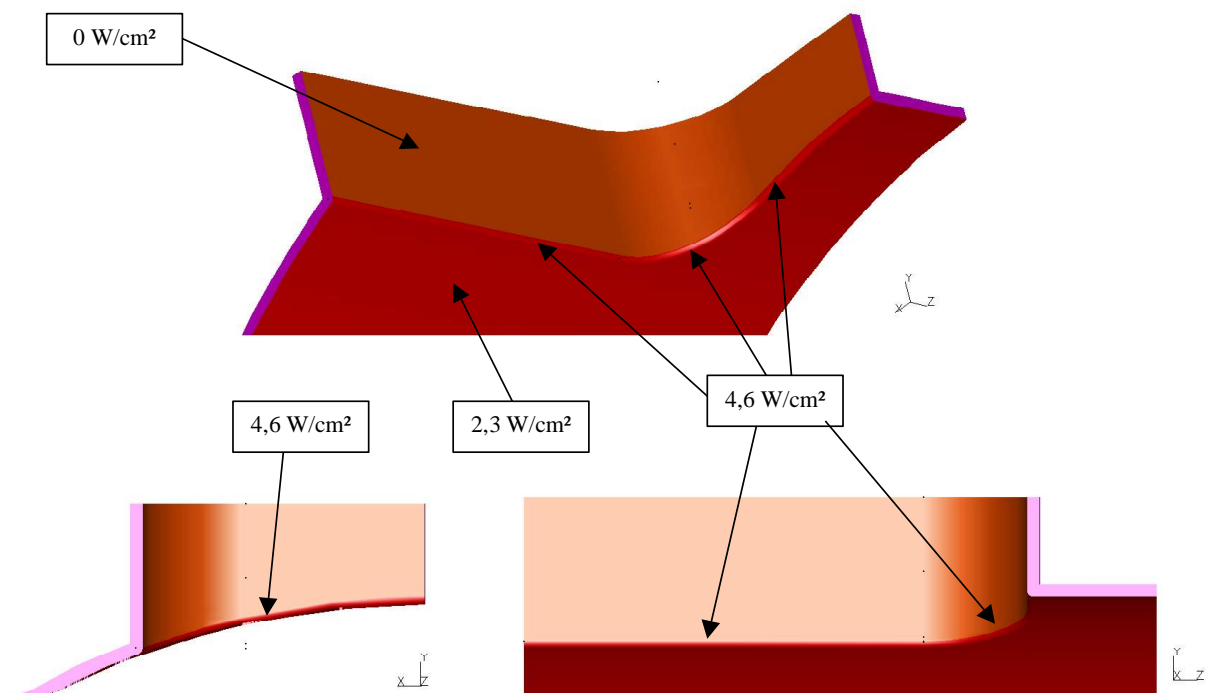
Les contraintes s'améliorent également. Dans l'hypothèse 1, la valeur maximale n'est plus que de 78 MPa (gain d'un coefficient 2) et n'est plus localisée au voisinage du bloc de pompage. Dans l'hypothèse 2, le gain est plus faible 160 MPa au lieu de 172 MPa.

### 4.3. Bride de poutre

#### 4.3.1. Présentation du problème

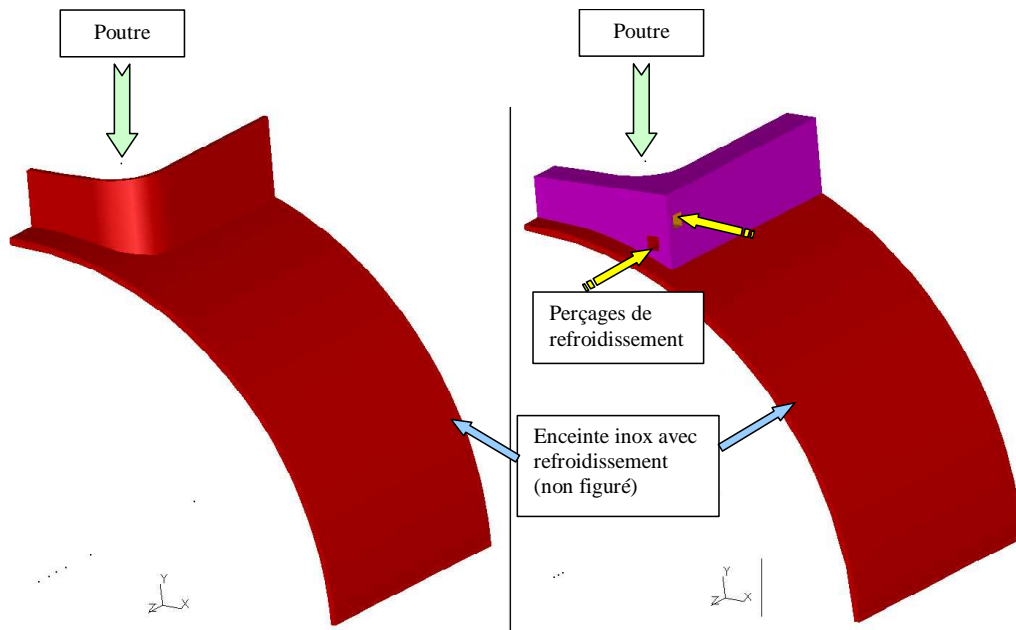
Aucun calcul hyperfréquence spécifique n'a été effectué pour la bride de poutre, qui a un comportement HF plus favorable que la grille de pompage: il s'agit, en fonctionnement, d'un décrochement, et non d'une ouverture; le piquage est bouché par la poutre en cuivre, et de fait la concentration des lignes de champ autour des arêtes du piquage est bien moindre que pour le piquage du pompage. Néanmoins, afin d'éviter toute mauvaise surprise, les dépôts de puissance dans la zone ont été majorés en s'inspirant du calcul effectué pour le pompage.

Ces dépôts de puissance sont indiqués sur la figure 4-8. En fait, seule la partie arrondie de la jonction bride - tank reçoit une puissance double de celle de la paroi du tank.



**Figure 4-8: Dépôts de puissance appliqués sur le piquage de poutre.**

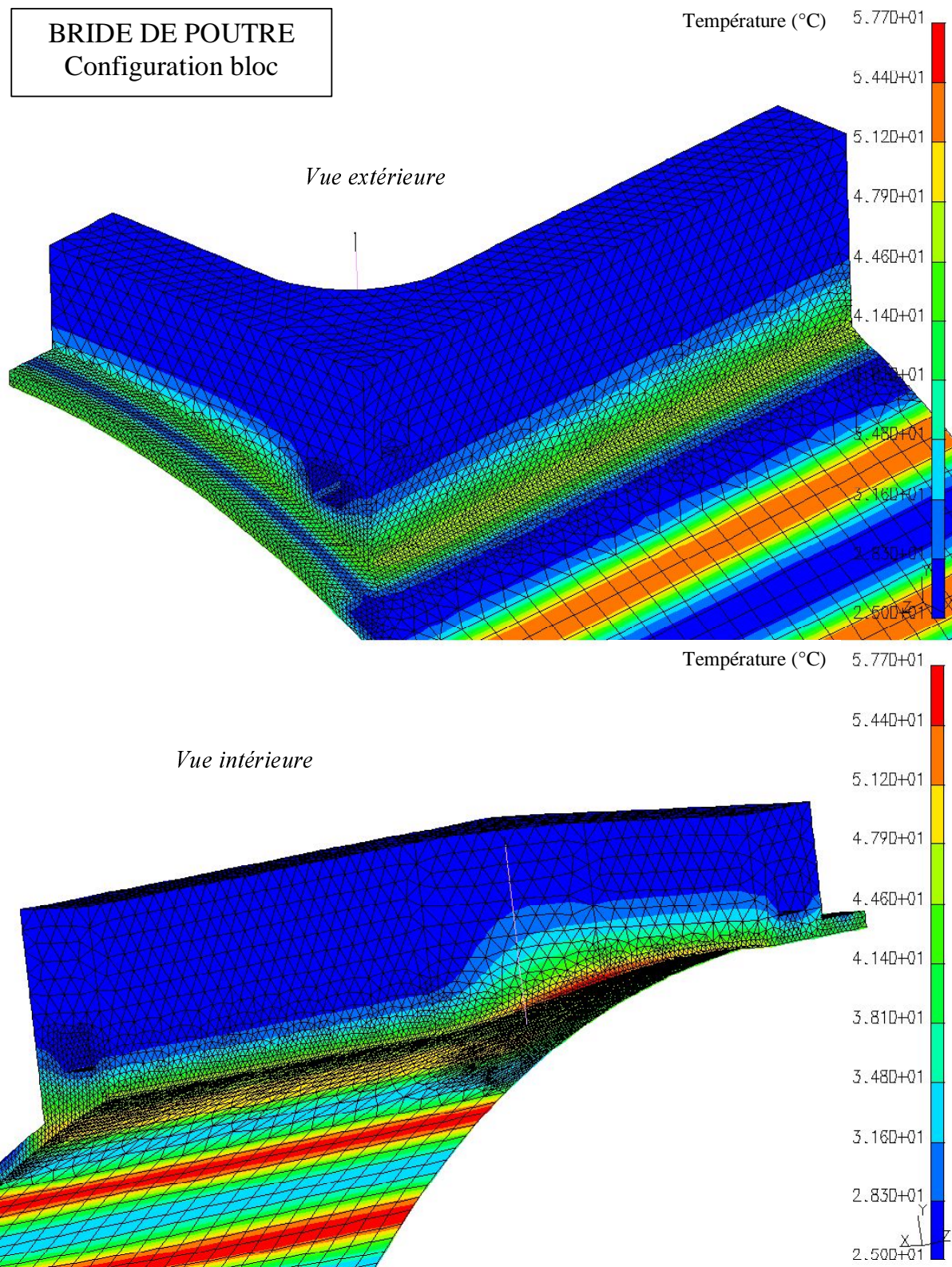
Nous retrouvons nos deux configurations: "bloc" et "tôle" sur la figure 4-9. Nous voyons sur cette figure que contrairement au bloc de pompage, la distance entre le support de poutre et l'extrémité est très faible: inférieure à 10 mm. Dans le cas du bloc, la section des perçages est carrée pour des raisons de faisabilité sur 6 mètres de long.



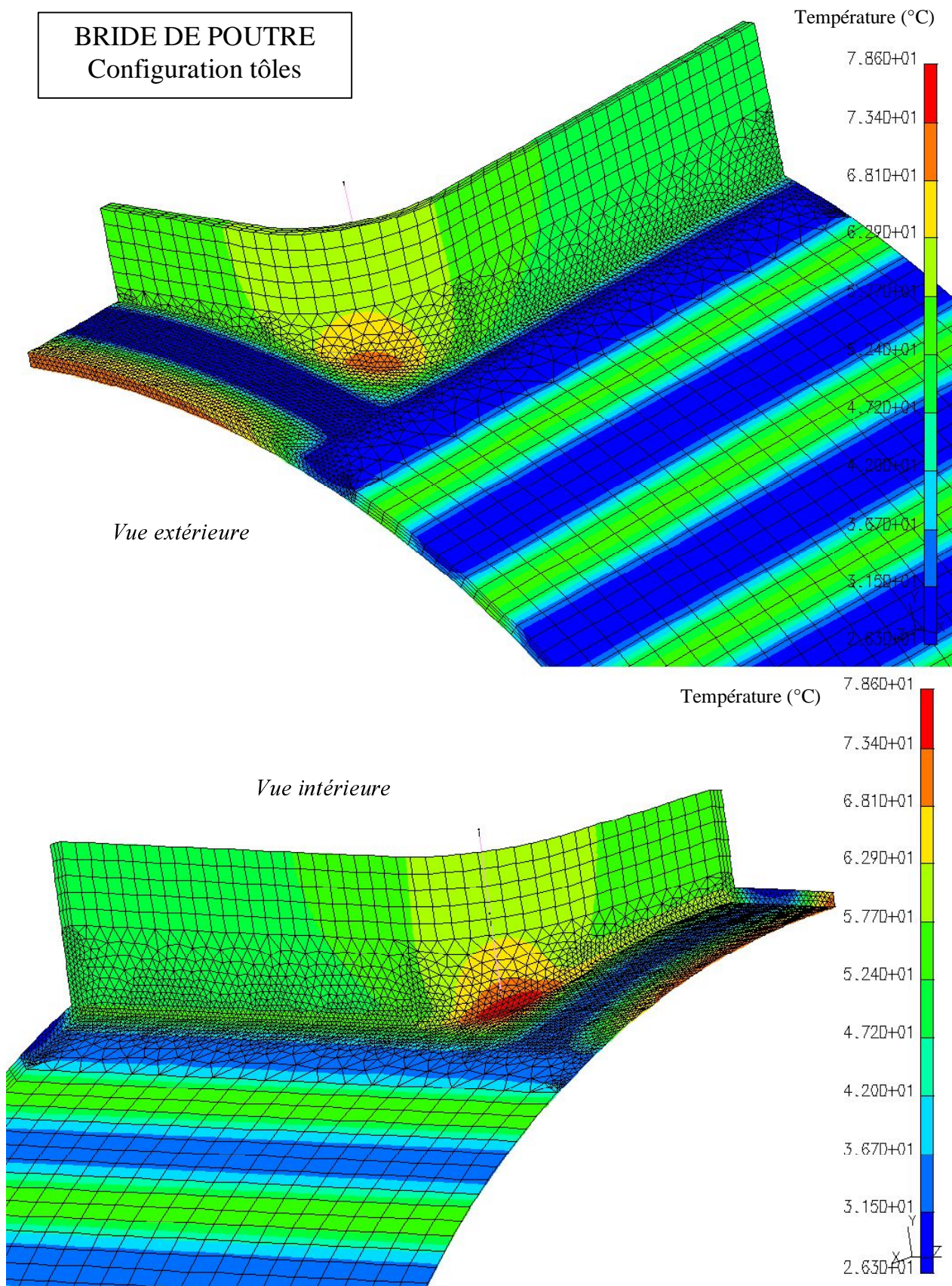
**Figure 4-9: options pour le piquage de poutre. A droite, bloc massif avec perçages pour le refroidissement; à gauche, piquage standard, le refroidissement étant assuré par tuyaux brasés.**

### 4.3.2. Résultats

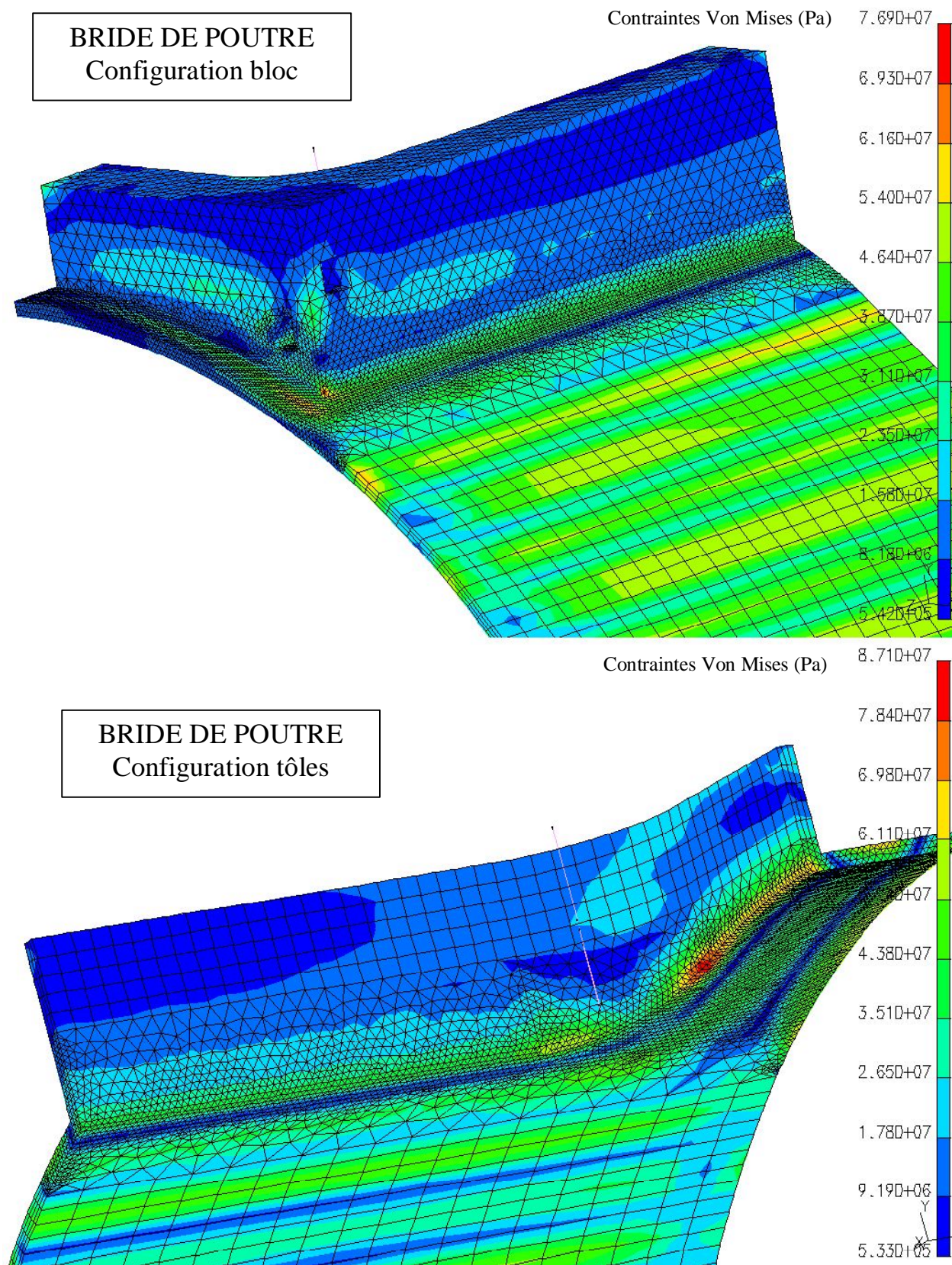
Les résultats thermiques et de contraintes pour les hypothèses 1 et 2 sont indiqués sur les figures 4-10 à 4-13.



**Figure 4-10: Thermique du piquage de poutre dans la configuration bloc.**



**Figure 4-11: Thermique du piquage de poutre dans la configuration tôle.**



**Figure 4-12: Comparatif des contraintes Von Mises engendrées dans l'hypothèse I (contraintes thermiques seules) pour le piquage de poutre dans ses configurations bloc et tôles.**

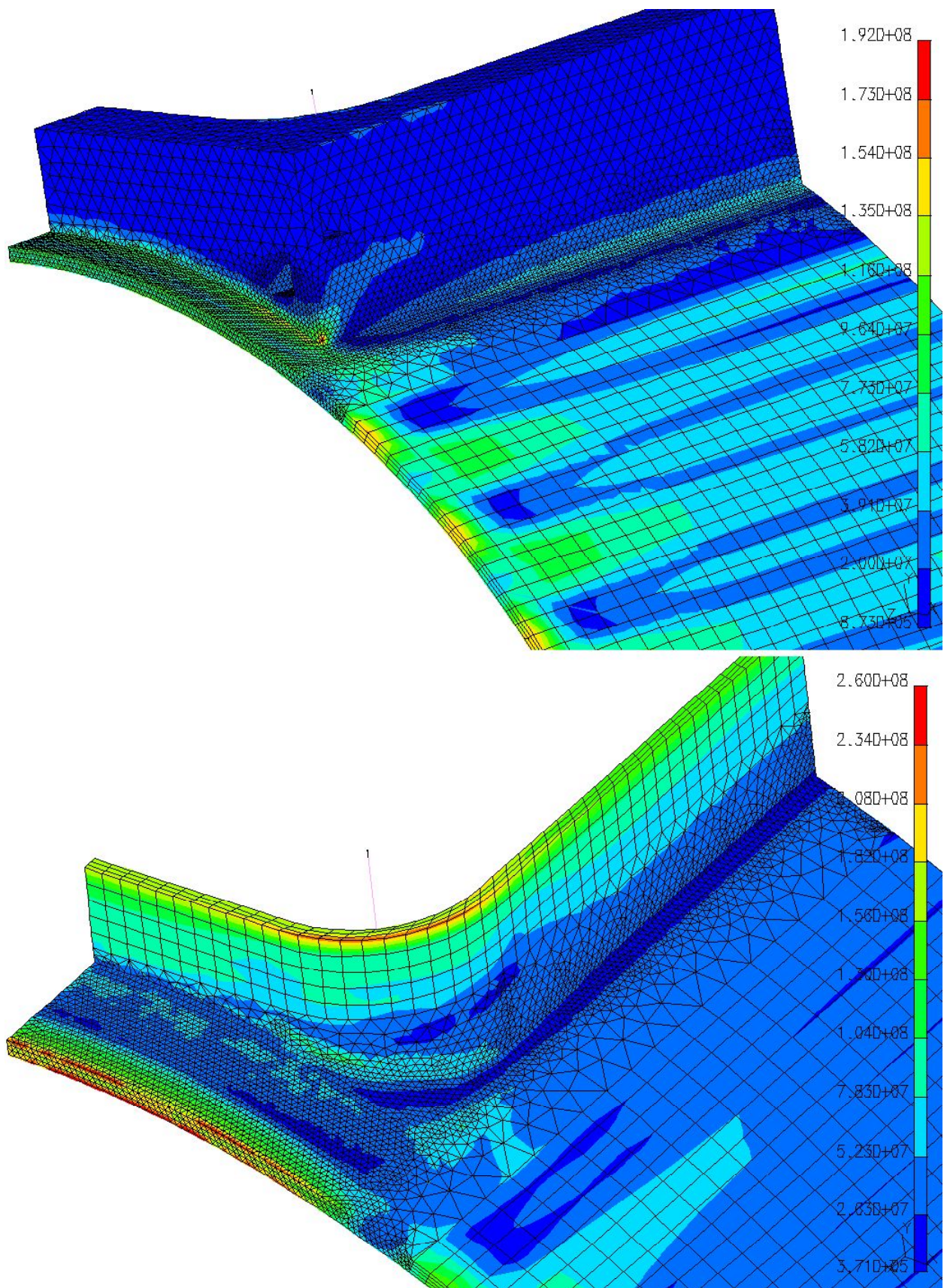


Figure 4-13: Comparatif des contraintes Von Mises engendrées dans l'hypothèse 2 (contraintes thermiques et blocage radial de la bride d'extrémité) pour le piquage de poutre dans ses configurations bloc et tôles.



Le tableau 4.2 résume les différents résultats.

		<i>Configuration "bloc"</i>	<i>Configuration "tôle"</i>
	$\Delta T$ maximum	32,7°C	53,6°C
	Contraintes Von Mises	77 MPa	87 MPa
	Contraintes en x	54 MPa	85 MPa
	Contraintes en y	34 MPa	80 MPa
Hypothèse 1	Contraintes en z	65 MPa	69 MPa
	Dilatation radiale au niveau du piquage	-29 $\mu\text{m}$	352 $\mu\text{m}$
	Dilatation radiale à 90° du piquage	176 $\mu\text{m}$	118 $\mu\text{m}$
	Dilatation longitudinale	74 $\mu\text{m}$	100 $\mu\text{m}$
	Contraintes Von Mises	192 MPa ~140 MPa au point d'accrochage sur la bride d'extrémité	260 MPa ~140 MPa au point d'accrochage sur la bride d'extrémité
Hypothèse 2	Contraintes en x	179 MPa	230 MPa
	Contraintes en y	193 MPa	229 MPa
	Contraintes en z	201 MPa	192 MPa

**Tableau 4-2: récapitulatif comparatif.**

L'augmentation de température est moindre que dans le cas du pompage car la charge thermique est plus faible. Le refroidissement est, là aussi, meilleur dans le cas du bloc.

La température est nettement supérieure dans la configuration « tôle » sur une zone bien précise: Entre le piquage de poutre et l'extrémité de la virole. Or, il est vraisemblable qu'en réalité, cette zone sera nettement moins chaude: d'une part elle est refroidie par les canaux de la bride d'extrémité d'autre part le cuivrage ne peut avoir un rôle nul même s'il est imparfait. Nous avons donc conservé cette zone en l'état.

L'hypothèse 1 montre des contraintes plus faibles que pour le bloc de pompage. Comme le cylindre n'est pas bloqué radialement, les contraintes proviennent uniquement du gradient de température sur la surface qui est relativement faible.

Si nous examinons la carte des contraintes données pour l'hypothèse 2, les valeurs de la solution « bloc » sont plus faibles que pour le bloc de pompage (à l'exception du point à 192 MPa indiqué dans le tableau) ce qui prouve que les contraintes proviennent essentiellement de la dilatation radiale, la différence entre les deux calculs étant le blocage radiale des extrémités. Les contraintes calculées de la solution "tôle" sont plus fortes localement: en effet, la dilatation radiale au voisinage de la poutre est nettement plus importante que dans le cas précédent (0,05 mm au lieu de 0,005 mm). Or, nous avons vu que cette zone ne s'échauffera probablement pas autant que le calcul ne l'indique. Nous remarquons par ailleurs qu'à déformations égales, les contraintes seraient beaucoup plus faibles dans le cas des tôles souples. Elles jouent donc correctement leur rôle.

Nous préférons par conséquent la solution "souple" plus facile à réaliser, supportant mieux les déformations notamment lors de l'opération de soudure et probablement mieux adaptée au tank de 6 mètres où cependant il faudra veiller à ce que la zone "chaude" soit correctement refroidie.

### 4.3.3. Design définitif.

Nous retenons donc la configuration « tôles » plus souples. Néanmoins, le tuyau d'eau est disposé pour refroidir le piquage. Il en fait le tour. Les angles à 90° sont proscrits et la géométrie est donc différente de celle calculée ci-dessus.

L'ensemble des résultats des calculs du design final est donné en annexe2 de façon à servir de référence pour l'exploitation des résultats lors des essais.

Nous constatons que la température s'accroît notablement sur cette zone : La température maximale passe de 80°C environ à 140°C. Il en résulte que la contrainte maximale dans l'hypothèse 1 augmente de 80 MPa à 120 MPa. Dans l'hypothèse 2, la contrainte augmente également très sensiblement. Si nous négligeons la valeur maximale affichée qui est très artificielle, nous avons tout de même des contraintes de l'ordre de 400 MPa. Cette valeur est relativement logique puisque la température a doublé, les dilatations aussi et donc en particulier la dilatation radiale et donc la contrainte qui lui est due.

Cependant, ces chiffres sont pondérés par les résultats de la configuration cuivrée et ceux de l'hypothèse 3 qui montrent respectivement que la couche de cuivre abaisse la température de cette zone à environ 50°C et que la bride homogénéise la température. La température espérée justifie alors la configuration souple sans ajout de tuyau de refroidissement supplémentaire. Néanmoins, cette zone sera particulièrement surveillée lors des essais pour vérifier que la couche de cuivre a un rôle suffisant. Dans le cas inverse des tuyaux supplémentaires seront installés.

## 5. Echange thermiques autour du tuyau.

### 5.1. Problématique et présentation

Les calculs 2D et 3D précédents s'attachent à optimiser géométriquement le design de la maquette en minimisant contraintes et dilatations. L'objet de cette étude thermique est d'optimiser le refroidissement en étudiant l'échange thermique dans une section représentative autour d'un tuyau de refroidissement.

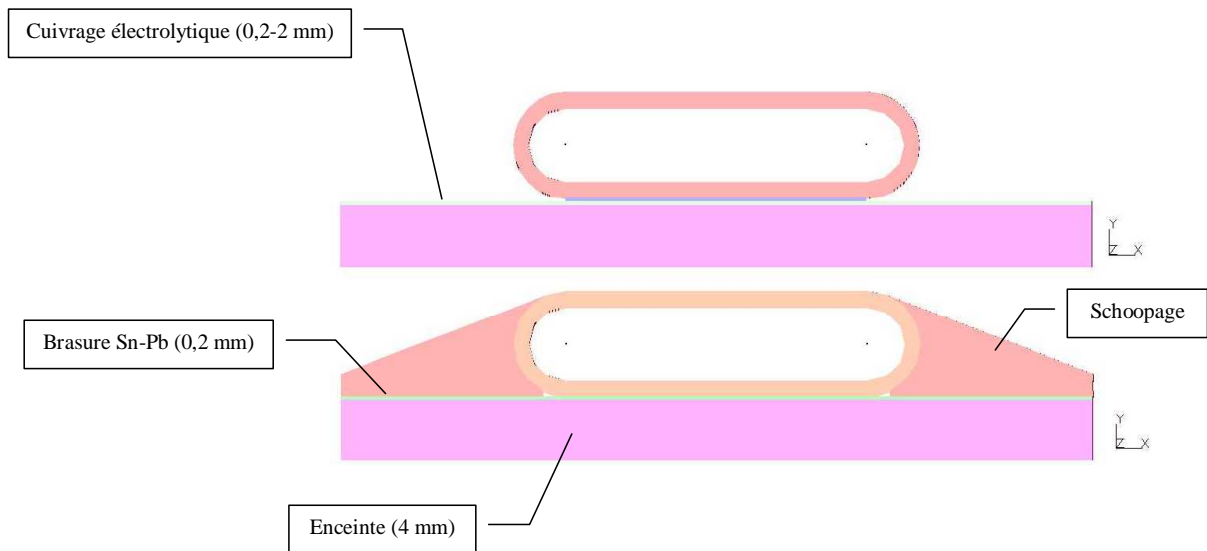
Il s'agit donc de modéliser un pas et de minimiser les échauffements afin de réduire dilatations et contraintes. L'optimisation porte sur les dimensions du pas et les matériaux. En particulier, on cherche à connaître l'apport d'une couche thermiquement conductrice déposée sur l'enceinte.

<i>Matériau</i>	<i>Conductibilité thermique</i>
Cuivre Cu c1 ou c2	400 W/(m.K)
Acier E24	54 W/(m.K)
Acier inoxydable 304 ou 316	15 W/(m.K)

**Tableau 5-1: conductivité des matériaux considérés.**

Ces matériaux sont de deux types: soit du cuivre pur, déposé électrolytiquement à l'intérieur ou à l'extérieur de l'enceinte, soit du cuivre oxydé, déposé par projection thermique (dit "schoopage") à l'extérieur de l'enceinte.

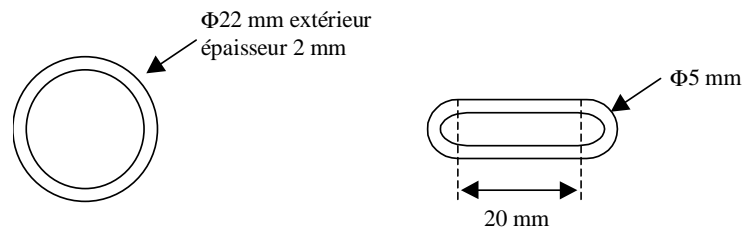
Dans le cas du schoopage cependant, on se heurte à la méconnaissance de sa conductivité thermique, qui est elle-même fortement anisotrope du fait du mode de projection. Pour cette étude, on traitera le dépôt schoopé comme isotrope et avec une conductivité thermique de 300 W/m.K. Ceci impose des contraintes technologiques sur le dépôt. Pour plus de détails à ce sujet, on se reportera à H. Nakahira & al., "Anisotropy of Thermally Sprayed Coatings", *Proceedings of the International Thermal Spray Conference & Exposition*, Orlando, FLoride, 28/5-5/6/1992. Les conductivités thermiques des matériaux considérés sont indiquées sur le tableau 5-1.



**Figure 5-1: exemples de modélisations de l'échange thermique autour des tuyaux de refroidissement.**

Le modèle étudié est présenté sur la figure 5-1. Il représente donc un pas, (un tuyau complet au milieu d'une section de la paroi de l'enceinte de longueur égale au pas entre chaque tuyau). Compte tenu des calculs analytiques effectués, deux dimensions de pas réalistes ont été étudiées: 40 et 50 mm. La longueur du plat du tube est de 20 mm. Un coefficient de convection de  $12 \text{ kW/m}^2$  est appliqué sur la face intérieure du tuyau et la température de l'eau est de  $25^\circ\text{C}$ ; une puissance homogène de  $23 \text{ kW/m}^2$  est déposée sur la face "inférieure". Les calculs ont été effectués pour du cuivre massif (référence), de l'inox et de l'acier seuls, et ces deux derniers matériaux recouverts d'une couche de cuivre pur (électrolytique) ou oxydé (schoopé) de différentes épaisseurs ("couche thermique").

La figure 5-2 donne les dimensions du tuyau utilisé pour la modélisation (avant et après avoir été aplati).



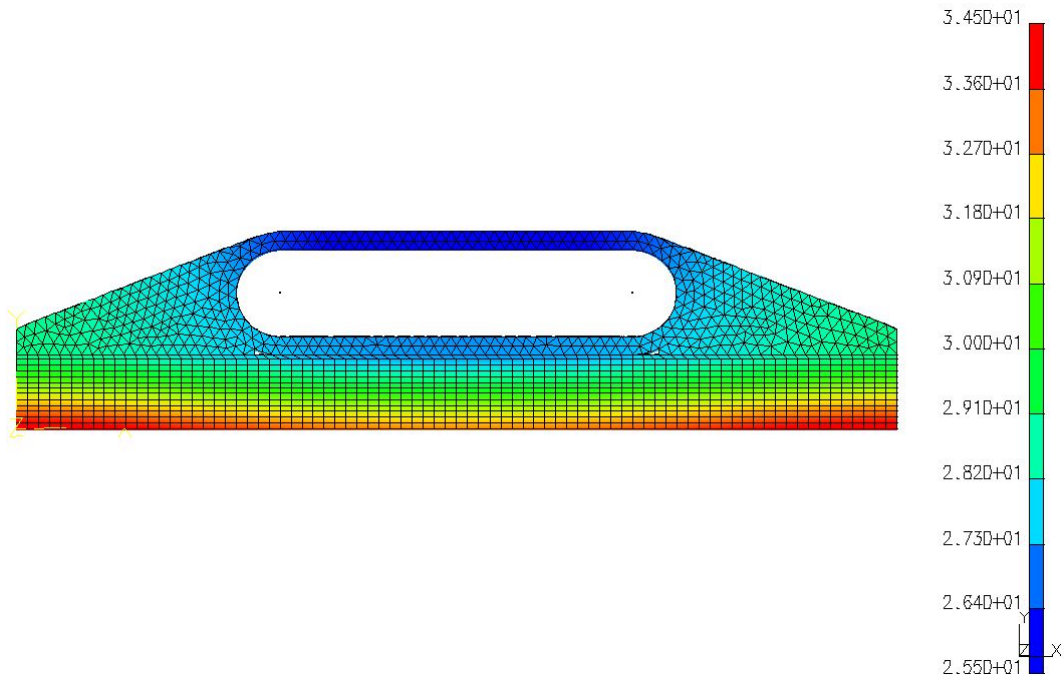
**Figure 5-2: dimensions du tuyau de refroidissement.**

Les configurations étudiées sont donc le résultat des combinaisons entre les variantes suivantes:

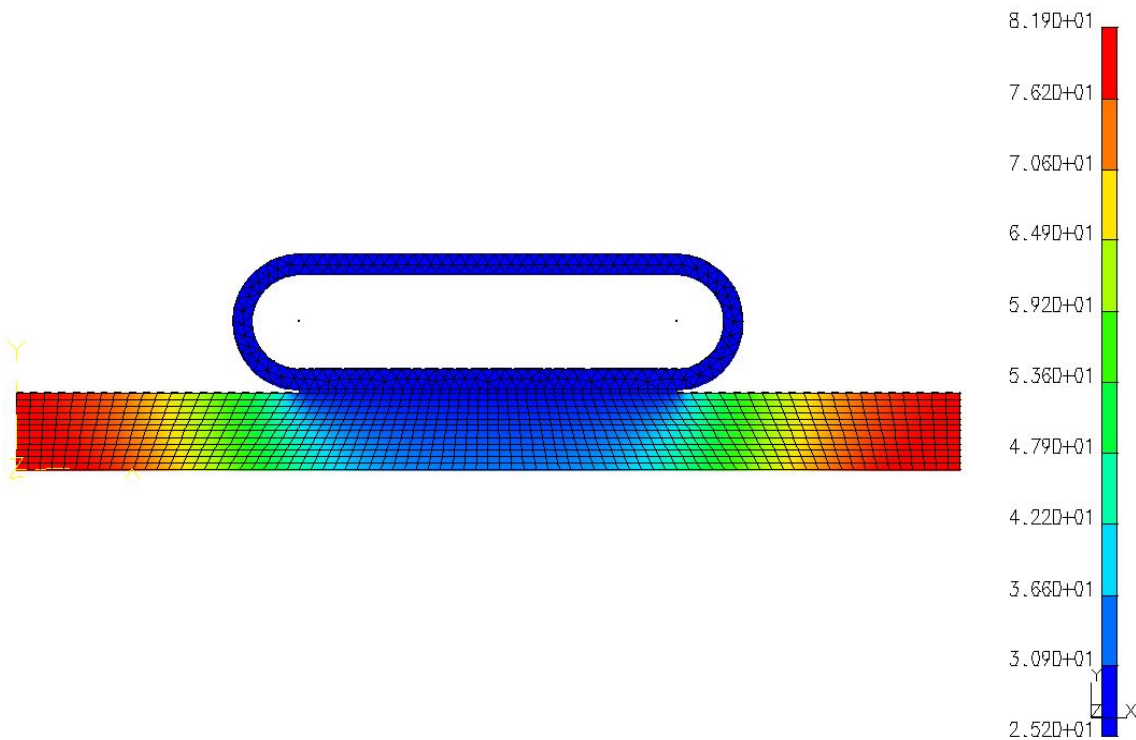
- ✓ pas de refroidissement: 40 ou 50 mm;
- ✓ matériau d'enceinte: acier ou inox;
- ✓ ajout d'une couche thermique ou non:
  - cuivrage (interne ou externe; épaisseurs variables);
  - schoopage (externe; mince ou épais).

## 5.2. Résultats

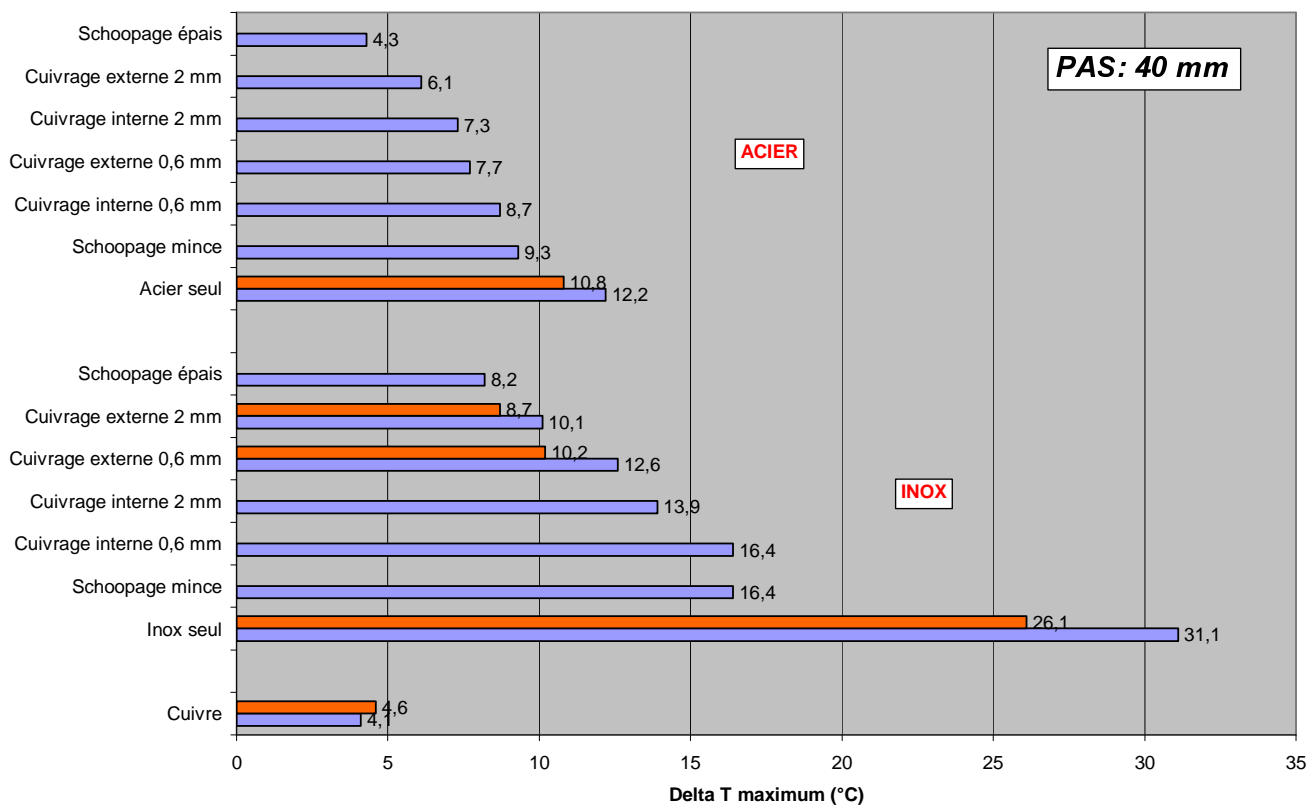
La figure 5-3 présente les résultats pour deux configurations représentatives: en haut, un tuyau plat sur enceinte inox simple, avec un pas de 50 mm; en bas, un tuyau brasé sur enceinte inox avec un pas de 50 mm et schoopage réaliste ( $\lambda = 300 \text{ W/m/K}$ ). Ces figures donnent un aperçu des gradients de température observés.



**Figure 5-3: exemples de résultats pour un pas de 50 mm; ci-dessus: inox seul; ci-après: inox et schoopage ( $\lambda = 300 \text{ W/m/K}$ ).**



Les figures 5-4 et 5-5 synthétisent les résultats pour différentes configurations. Les valeurs de  $\Delta T$  indiquées sont celles du maximum *d'écart* de température (56,5 et 9,5°C dans les exemples précédents) par rapport à la température de référence, celle de l'eau de refroidissement (25°C). Bien sûr, le point le plus chaud est toujours celui le plus éloigné du centre du tube sur la face intérieure, ce quelle que soit la configuration.



*Figure 5-4:  $\Delta T$  maximum dans le cas d'un pas de refroidissement de 40 mm pour les différentes configurations.*

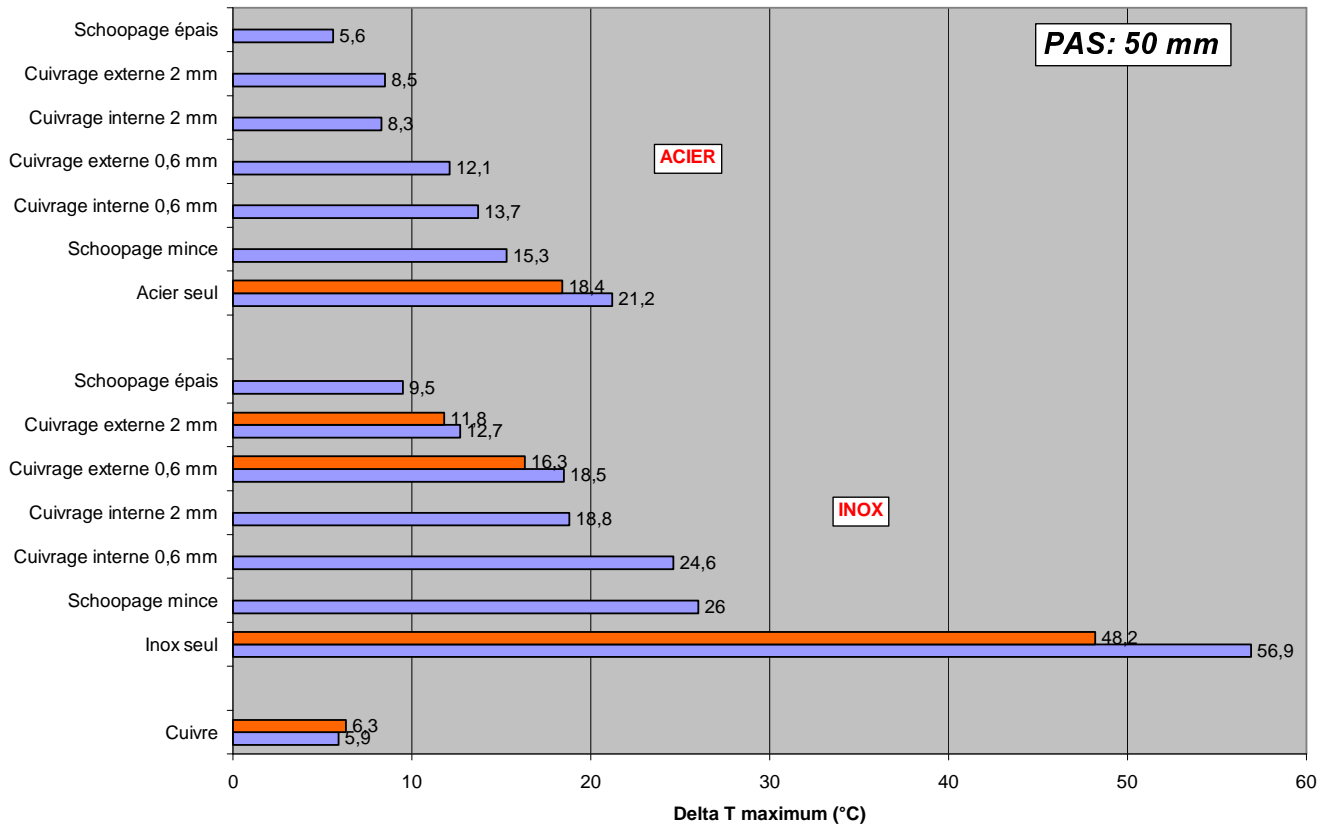


Figure 5-5:  $\Delta T$  maximum dans le cas d'un pas de refroidissement de 50 mm pour les différentes configurations.

Sur les deux graphiques qui précèdent, les résultats des calculs analytiques de la première partie figurent en rouge tandis que les résultats des calculs numériques sont indiqués en bleus.

On peut remarquer que, de manière générale, les calculs numériques sont optimistes, d'autant plus que le  $\Delta T$  est important. La seule exception est le cuivre seul. Néanmoins, l'écart entre calculs numériques et analytiques n'est jamais supérieur à 15%, ce qui est tout à fait satisfaisant.

Pour ce qui est des bilames, l'hypothèse 1 (qui figure sur les graphes) est plus proche des calculs numériques que l'hypothèse 2. L'hypothèse 2 surestime les  $\Delta T$  de 5°C environ par rapport à l'hypothèse 1; de ce fait, les deux hypothèses encadrent le calcul numérique, ce qui est logique du fait des hypothèses utilisées, et satisfaisant du point de vue du dimensionnement puisque les calculs numériques et analytiques sont cohérents.

De manière générale, les calculs analytiques ont rempli leur rôle de dimensionnement premier. Le fait que les deux hypothèses utilisées pour les bilames encadrent les valeurs obtenues par calcul numérique justifie leur intérêt, et prouvent la validité de ces calculs approchés même pour ces configurations relativement plus complexes.

L'analyse des calculs numériques conduit à penser que l'ajout d'une "couche thermique" est un apport indiscutable, en particulier pour l'inox. Il est également remarquable que, étant donné que l'inox et le cuivre ont des coefficients de dilatation pratiquement identiques, ce bilame ne générera pas de contrainte notable à l'interface.

Pour l'acier, l'apport n'est également appréciable que si l'on considère une couche thermique épaisse.

Le schoopage épais semble l'option la plus intéressante, mais elle pose des problèmes de trois ordres.

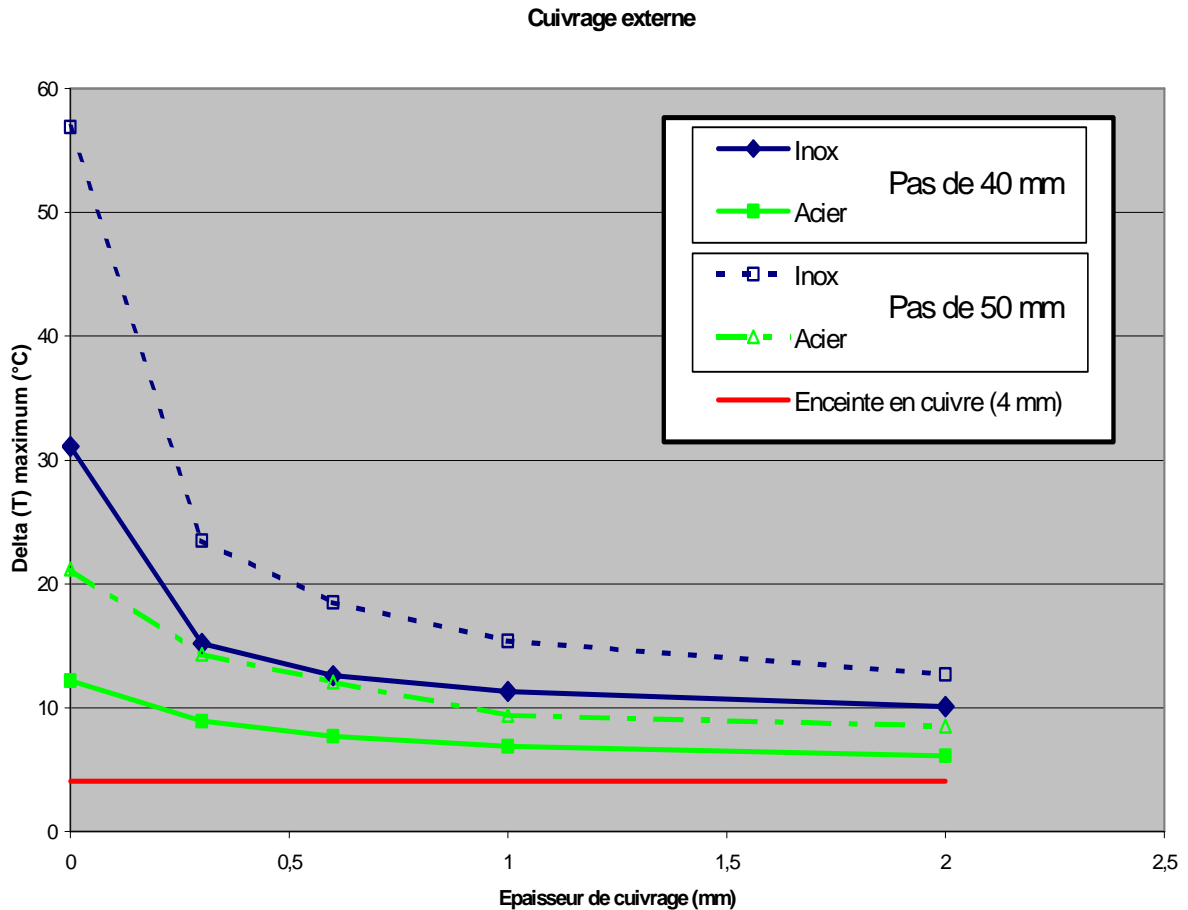
- ✓ La conductivité thermique de ce type de dépôt est fortement anisotrope; hors pour ces calculs seule la plus favorable des conductivités, 300 W/(m.K), a été utilisée. Le calcul est donc optimiste.
- ✓ L'obtention d'un dépôt possédant de telles propriétés impose de se placer dans des conditions particulières (cf. Nakahira et al.).

- ✓ Enfin la réalisation technique d'un dépôt épais noyant les tuyaux afin de maximiser l'interface est loin d'être garantie.

Ces différents facteurs nous poussent donc à s'intéresser plutôt à un dépôt de cuivre électrolytique épais.

A ce titre, les graphiques précédents amènent deux remarques. Il convient:

- ✓ D'optimiser l'épaisseur du cuivrage;
- ✓ De choisir la position de la couche thermique (interne ou externe).



*Figure 5-6: Influence de l'épaisseur de cuivrage sur le refroidissement.*

La figure 5-6 indique l'influence de l'épaisseur du cuivrage (externe) sur l'écart maximum de température. Bien entendu, le gain diminue à mesure que l'épaisseur augmente. 1 mm semble être une valeur seuil; dans le cas de l'inox néanmoins, en particulier pour un pas de refroidissement de 50 mm, il peut être intéressant de monter jusqu'à 2 mm.

Il est remarquable de constater que la position du cuivrage (interne ou externe) influe de façon très importante sur le  $\Delta T$ , ce même de façon qualitative, contrairement aux idées préconçues selon lesquelles il est toujours plus favorable de mettre la couche thermo-conductrice au plus près de la source de chaleur.

Le profil de température est très différent entre les deux configurations (figure 2-4). Dans le cas où le cuivre est à l'intérieur, la température est plus homogène mais en moyenne plus élevée que dans le cas où le cuivre est à l'extérieur. On observe également que le flux de chaleur transverse (azimutal, axe x sur la figure) dans le cuivre est 20% plus important si celui-ci est à l'extérieur, ce qui est probablement l'explication de la différence observée en termes de températures (figures 5-8 et 5-9).

Certes il est techniquement plus intéressant techniquement de placer la couche thermique de cuivre à l'intérieur (un seul dépôt de cuivre à effectuer), mais les autres arguments plaident en faveur de la couche thermique extérieure: considérations thermiques, dimensionnelles (le contrôle de l'épaisseur d'un dépôt électrolytique est une chose complexe, ce qui pose des difficultés pour un dépôt sur la face interne une cavité accélératrice liés aux effets de pointe et dérives en fréquence éventuels) et de vide (désorption d'un dépôt épais, agissant comme un réservoir d'hydrogène).

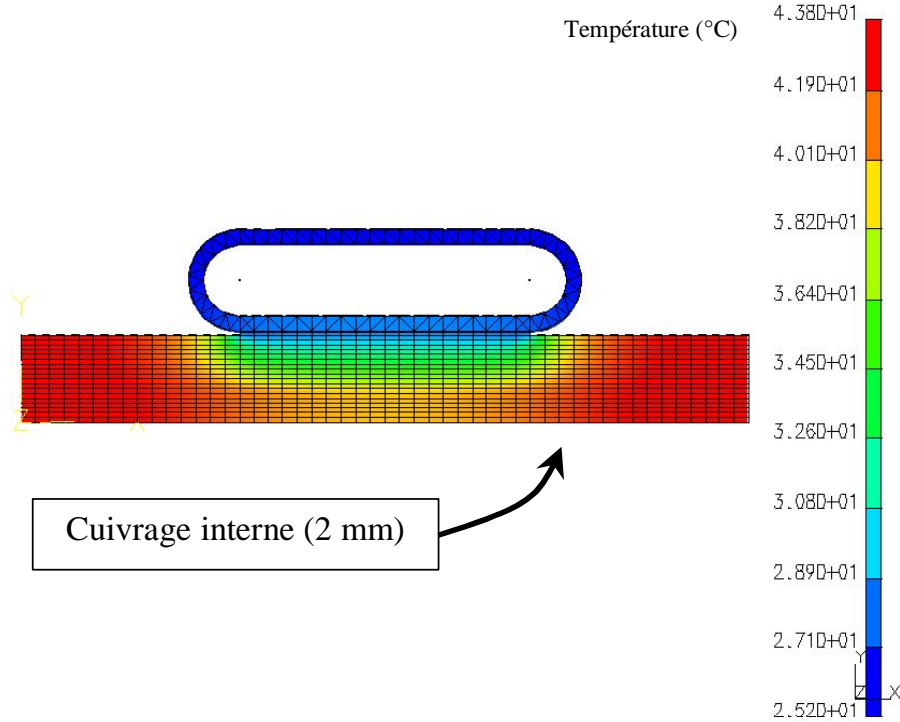


Figure 5-7: Température dans une section de tank en inox (couche thermique en cuivre de 2 mm interne).

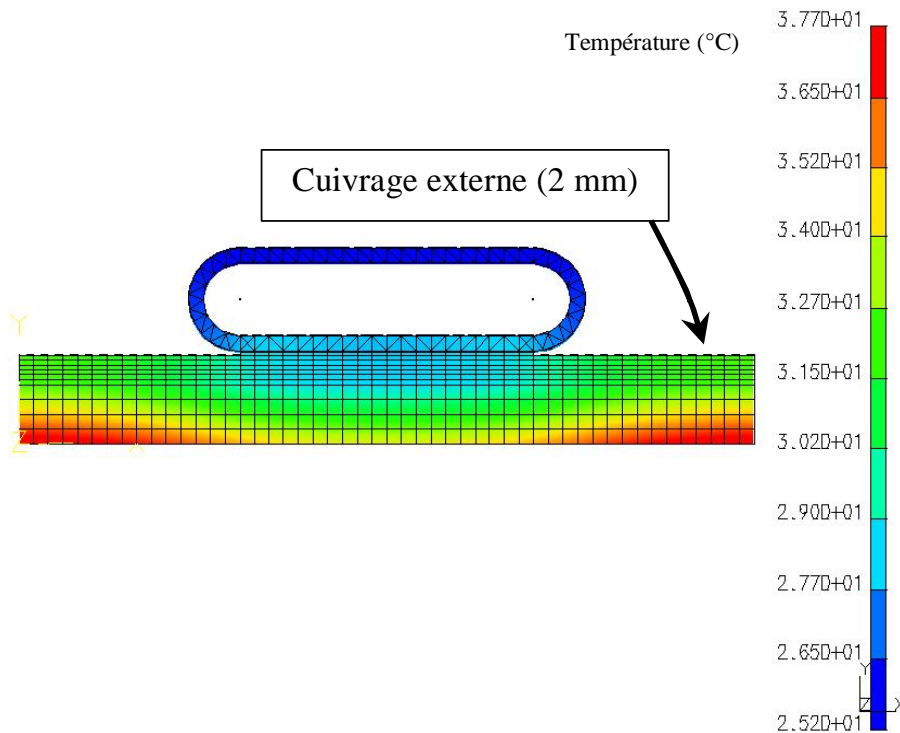


Figure 5-8: Température dans une section de tank en inox (couche thermique en cuivre de 2 mm externe).



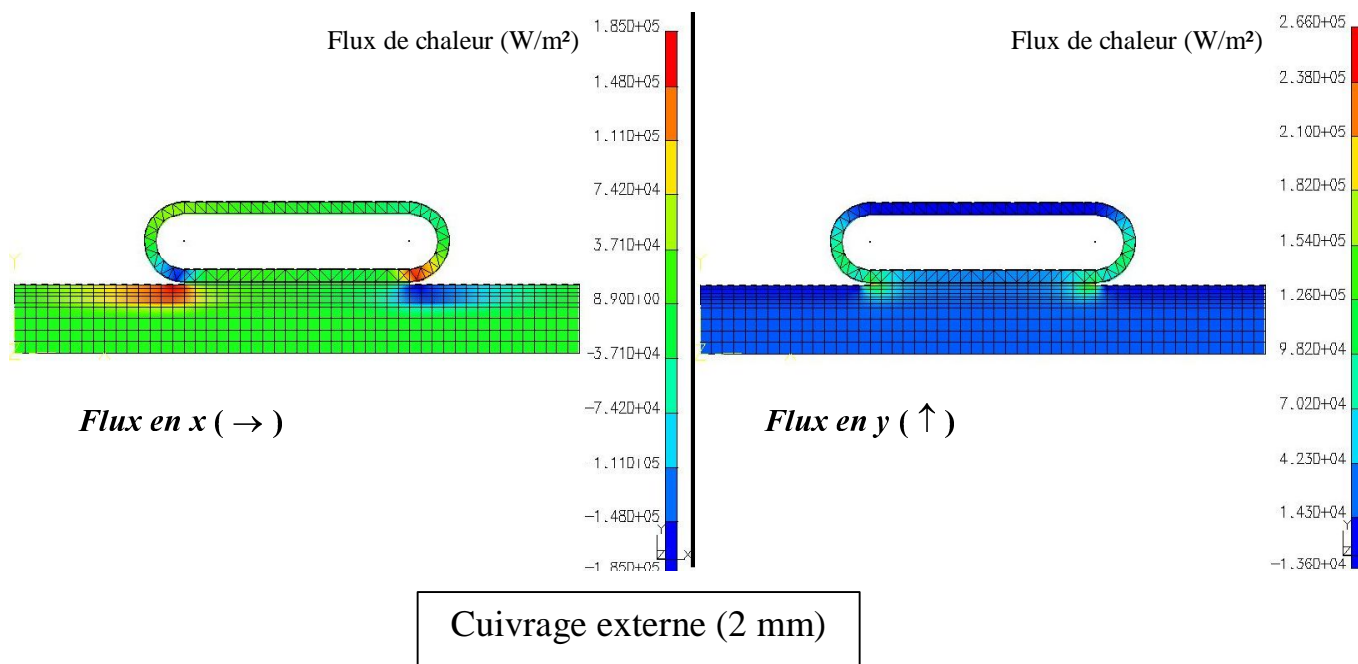


Figure 5-9: Flux de chaleur dans une section de tank en inox (couche thermique en cuivre de 2 mm externe).

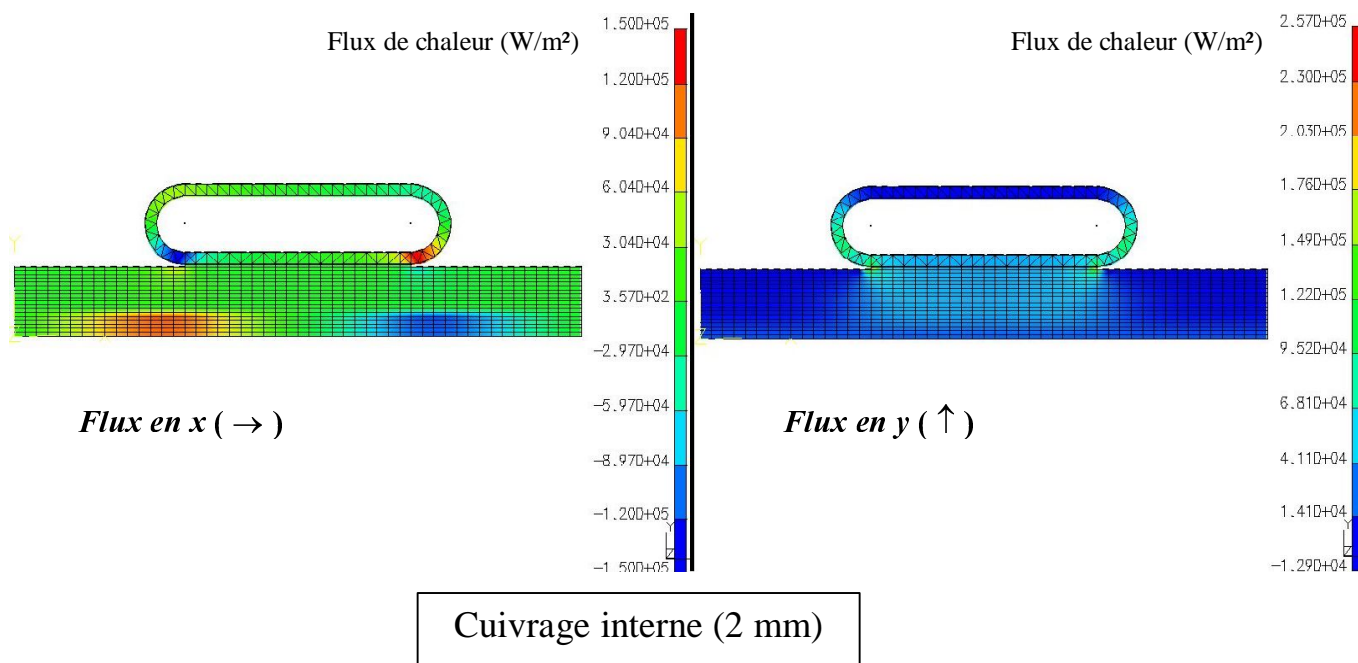


Figure 5-10: Flux de chaleur dans une section de tank en inox (couche thermique en cuivre de 2 mm interne).

### 5.2.1. Conclusion

Compte tenu des contraintes techniques, il a été décidé de réaliser une couche thermique en cuivre électrolytique en cuivre électrolytique plutôt que par projection thermique. En conséquence, la longueur des tronçons cylindriques du DTL final sera limité par la dimension des cuves de cuivrage (3 m à GSI, Darmstadt).

L'étude a permis de dimensionner le pas du refroidissement à 40 mm, ainsi que l'épaisseur de la couche thermique (1 mm minimum). Des tests seront effectués à pas double (un tuyau sur 2 alimenté) afin de valider les calculs et d'envisager un refroidissement moins dense sur le DTL final.

Enfin, elle a permis de démontrer que la position de cette couche avait une importance non négligeable; le cuivrage épais sera donc externe, en plus du cuivrage mince interne.

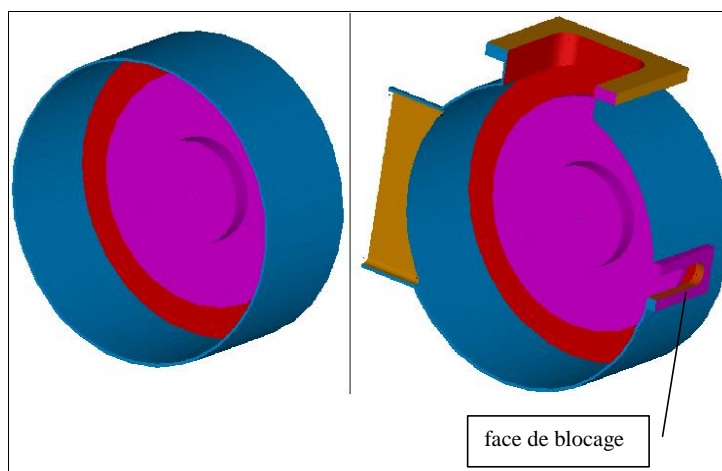
La table 2-2 résume les maximums d'écart de température à attendre dans la configuration retenue. Le pas de 80 mm correspond au cas où seul un tuyau sur deux du refroidissement de la maquette serait alimenté.

<i>Configuration</i>	<i>Pas de 40 mm</i>	<i>Pas de 80 mm</i>
Acier inoxydable seul	31,1°C	187°C
avec cuivrage externe 1 mm	6,9°C	35,6°C

**Tableau 5-2: élévation de température maximum de la configuration retenue pour le refroidissement de la maquette.**

## 6. Dimensionnement sous pression.

Une modélisation 3D d'une demi-enceinte complète a été effectuée avec pour but de déterminer les effets de la mise sous vide en termes de mouvements. Ce point est particulièrement important pour la position des demi-tubes de glissement; leur déplacement non seulement induit une variation du champ sur l'axe mais aussi un shift de la fréquence de résonance de la cavité de 5,4 MHz/mm<sup>1</sup>.



**Figure 6-1: configurations de l'enceinte à vide: à gauche, enceinte simple avec profil de capots; à droite: enceinte complète avec piquage.**

Deux géométries ont été représentées (figure 6-1): l'une fait abstraction des piquages (cylindre avec capots d'extrémité), l'autre les modélise. Les flasques ont été simplifiés (suppression des arrondis d'usinage, des gorges de joints...). Une pression uniforme de 1 bar est appliquée uniformément sur toutes les parois externes, sauf sur la bride de poutre où 1,2 bars est appliqué (pression équivalente à celle appliquée sur la surface de l'ouverture

<sup>1</sup> Didier URIOT, "DTL du projet IPHI", rapport CEA réf. DSM/DAPNIA/SEA 99/20 du 25 février 1999.

ramenée à la surface d'appui). Dans le cas du modèle réaliste, la face externe du bloc pompage est bloquée dans les trois translations afin d'obtenir une référence de déplacement.

Le modèle parfaitement cylindrique engendre un déplacement longitudinal sous l'effet de la pression, maximum au centre du capot, de 17,3  $\mu\text{m}$ .

L'introduction des piquages ne modifie guère cette valeur (la cavité est trop courte); la valeur maximum n'est plus située sur le capot mais sur le piquage HF (voir figure 3.11). Au milieu du capot, le déplacement est de 15,4  $\mu\text{m}$ , soit une dérive en fréquence de 80 kHz environ. Cette valeur est faible devant la bande passante du klystron.

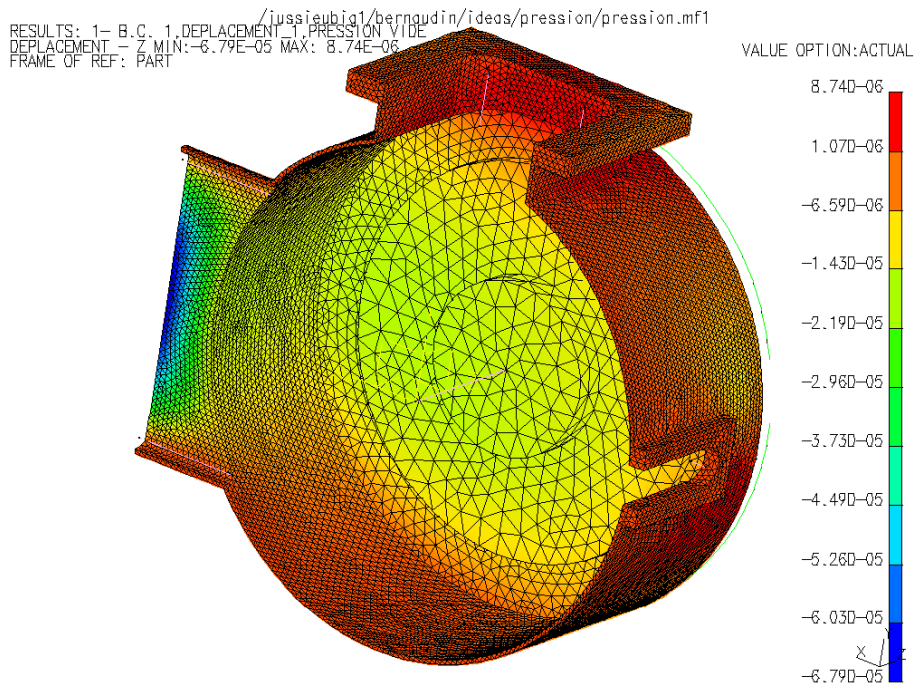


Figure 6-2: déplacements parallèlement à l'axe faisceau (en mm) dus à la mise sous pression de l'enceinte.

## 7. Conclusion.

L'étude a permis la conception d'une maquette courte de DTL, dont les caractéristiques thermiques, mécaniques et technologiques sont extrapolables à une machine complète de 6 mètres.

Le matériau constitutif retenu est l'inox pour ses propriétés mécaniques, sa soudabilité et sa compatibilité à l'ultravide. L'acier a été rejeté car il est plus difficile de garantir la reproductibilité des propriétés à l'ultra-vide. C'est néanmoins un choix possible.

Le design des principales ouvertures du prototype est compatible avec les contraintes d'ordre thermique, sans que soit pris en compte un autre matériau que l'inox.

L'ajout d'une couche de matériau bon conducteur thermique permet d'améliorer notablement le refroidissement et donc de minimiser les contraintes. Le matériau retenu pour cette couche thermique est le cuivre, déposé par électrolyse. Ce choix a des implications sur la longueur des segments du futur DTL.

Enfin, la mise sous pression de l'enceinte ne risque pas d'engendrer de dérive en fréquence gênante.

La maquette conçue est mécaniquement viable et les tests à mener en puissance au CERN permettront de valider les concepts pour un futur DTL complet.

Les propriétés thermo-mécaniques de la maquette dans sa configuration de réalisation sont présentées en annexe pour référence, en considérant et en ne considérant pas la couche de matériau thermique.

# **Annexe 1**

## **Etude *I-DEAS* du design final maquette du DTL**

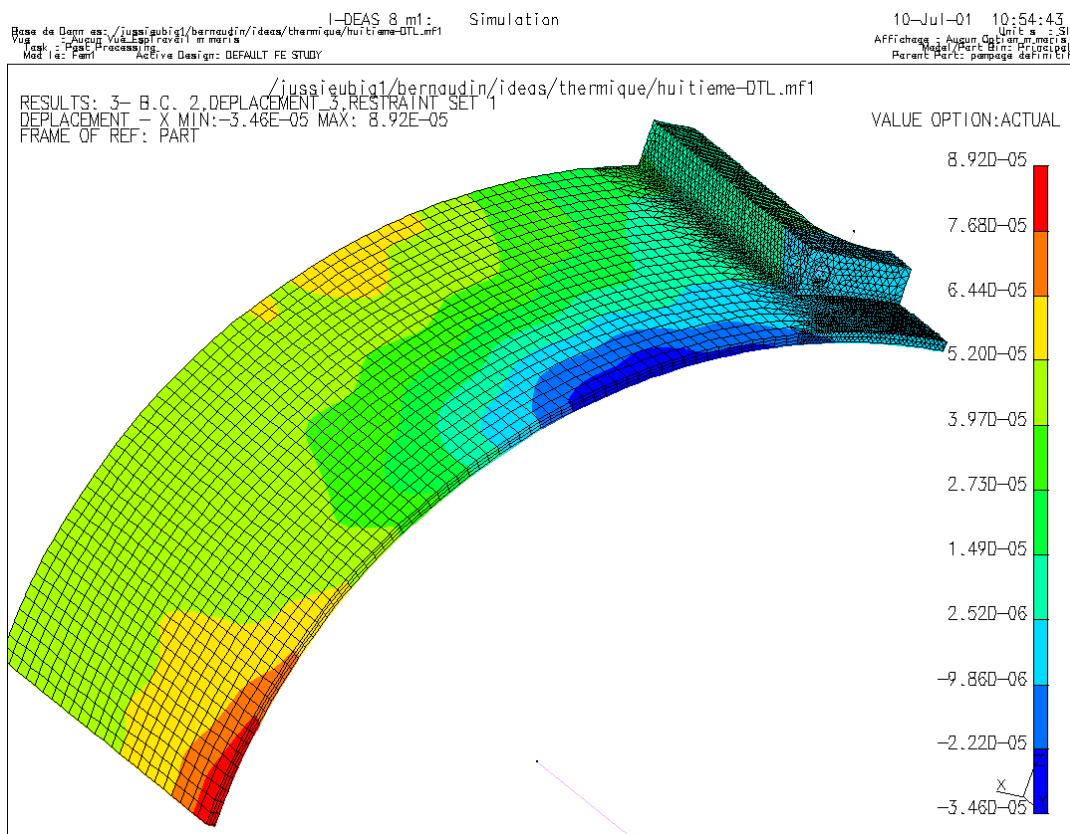
### ***bloc de pompage***

*Dans le cas des contraintes de blocage de l'hypothèse 2, nous relevons les maxima de contraintes (en valeur absolue) suivants:*

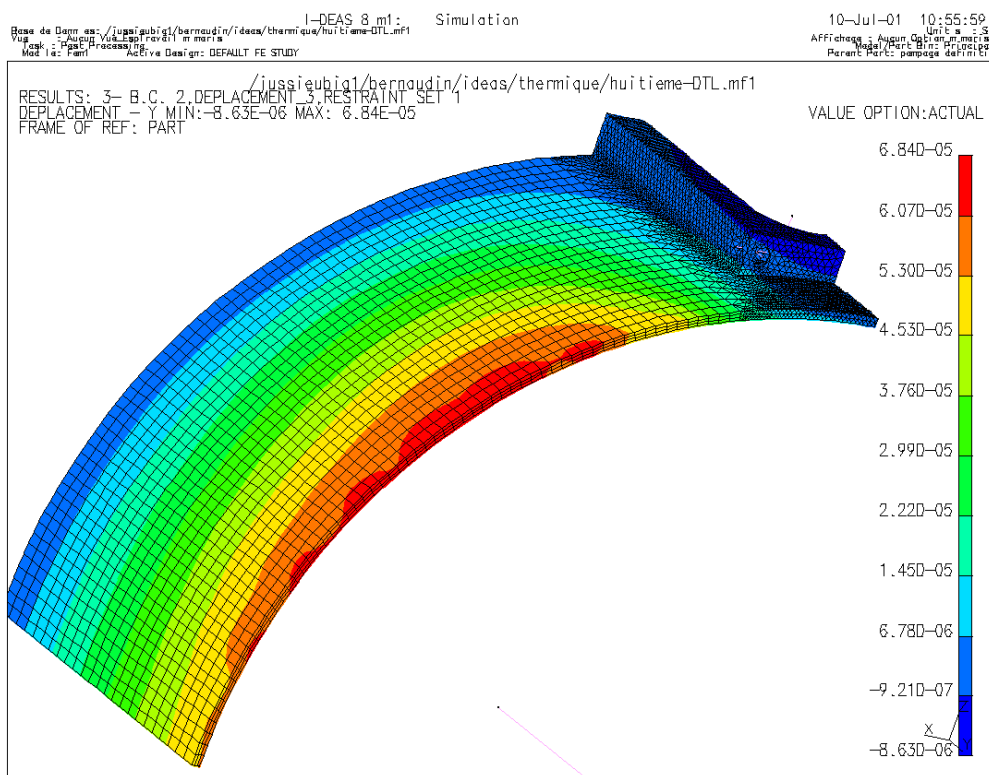
	Sans cuivrage	Avec cuivrage externe 1 mm
Contraintes Von Mises	159 MPa	85 MPa
Contraintes suivant x	-174 MPa	-89 MPa
Contraintes suivant y	-100 MPa	-69 MPa
Contraintes suivant z	-176 MPa	-88 MPa

## *Configuration non cuivrée*

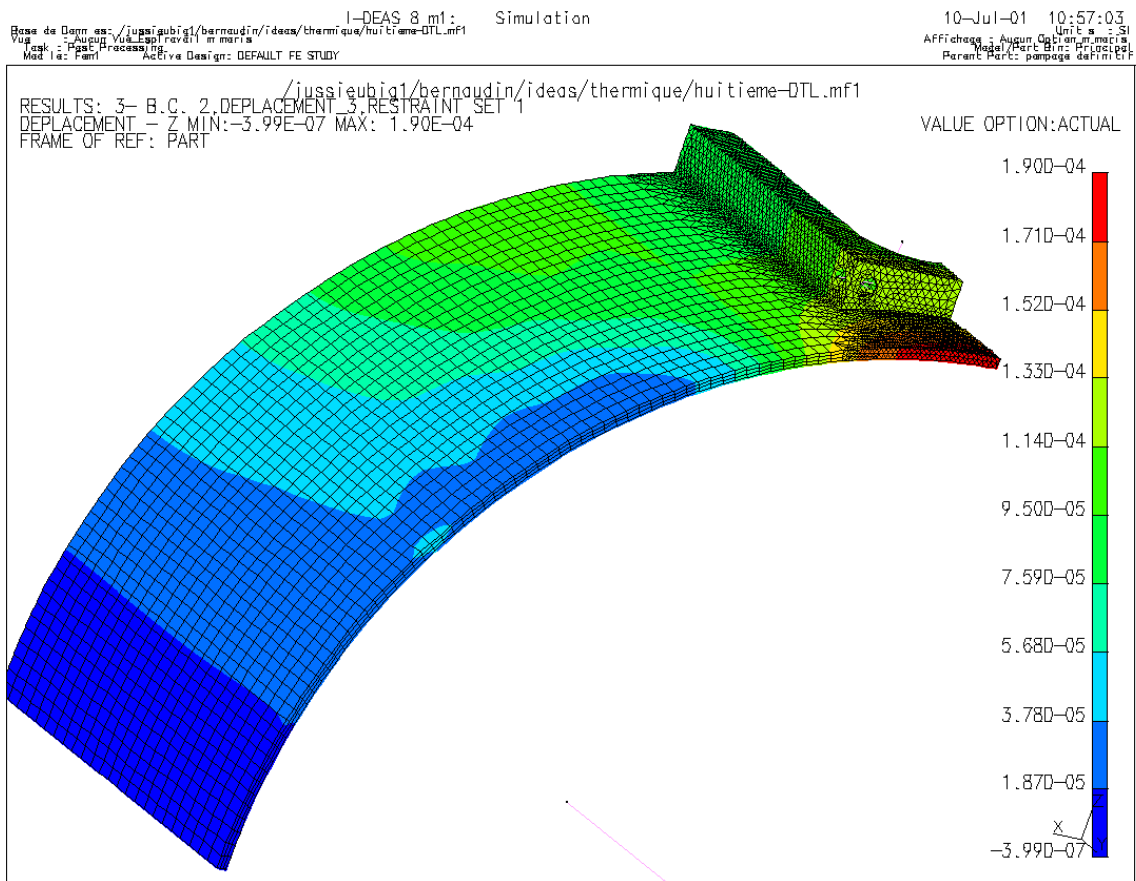




*Déplacements suivant x ; hypothèse 1*



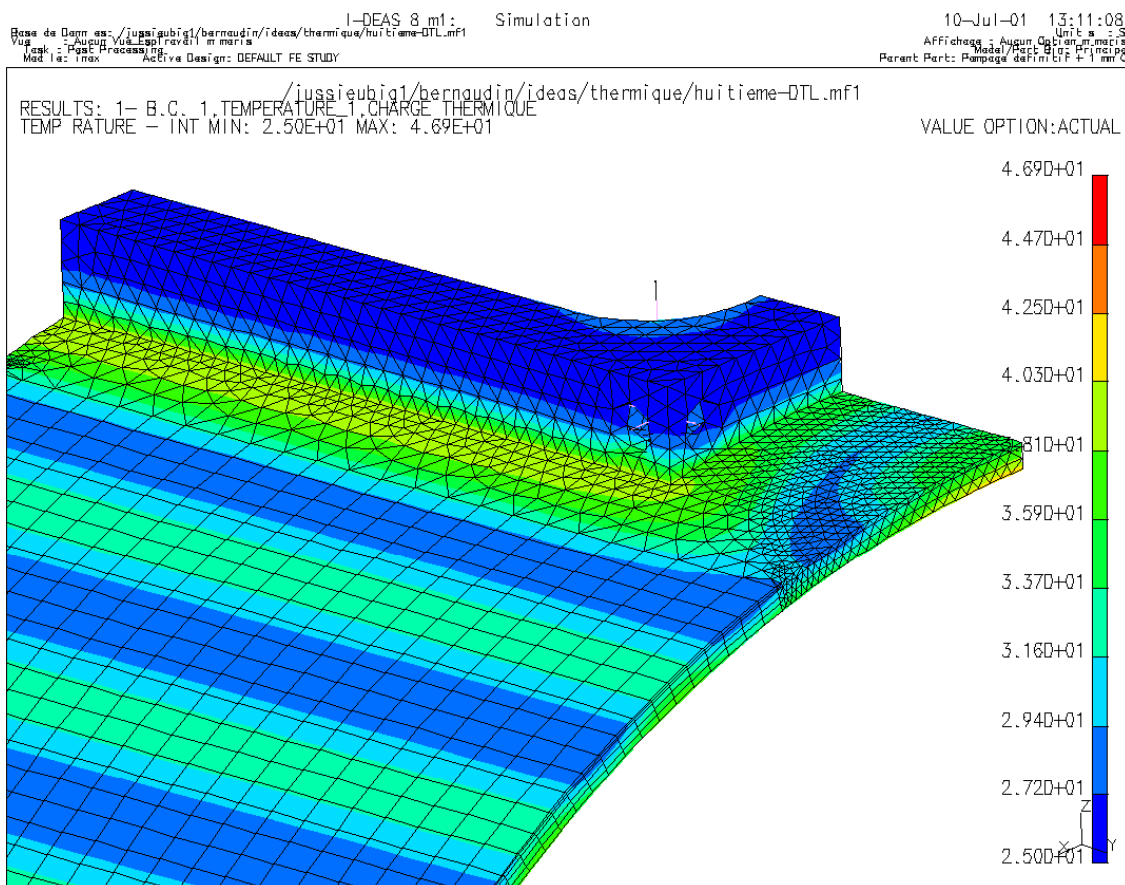
*Déplacements suivant y ; hypothèse 1y*



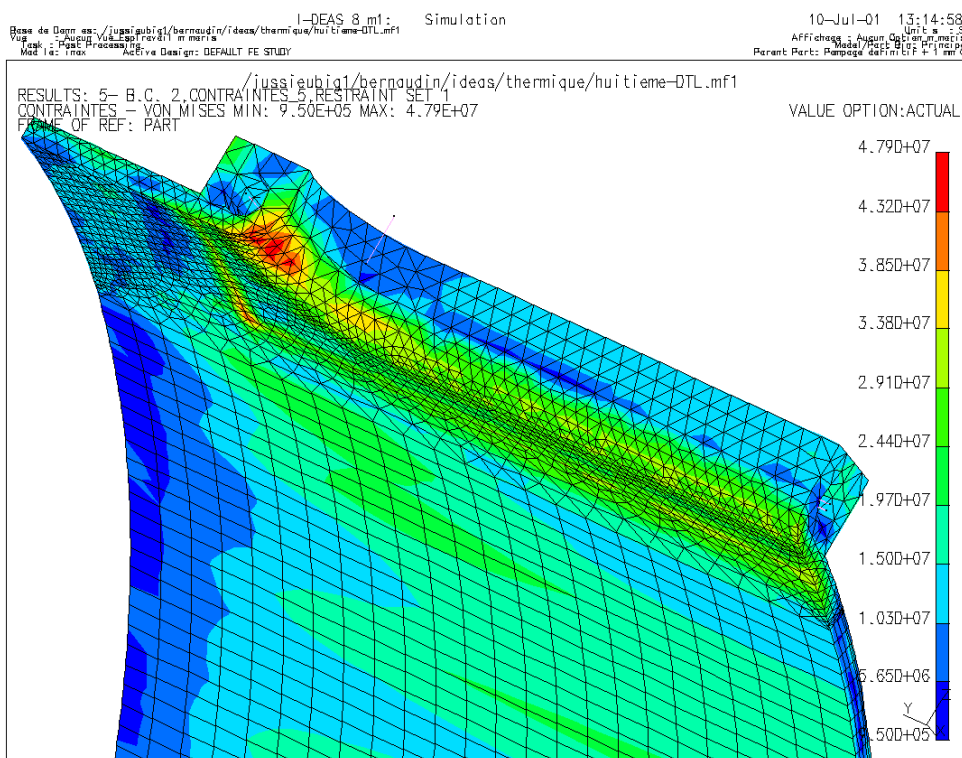
*Déplacements suivant z; hypothèse 1*



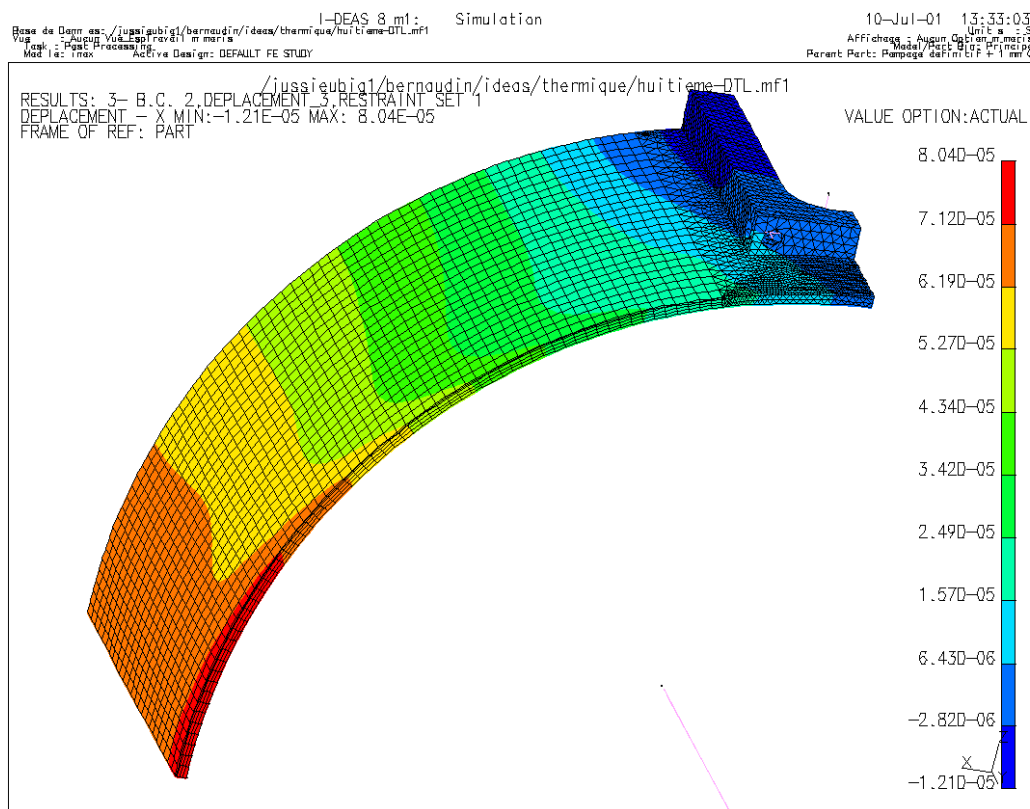
## *Configuration cuivrée (1 mm, extérieur)*



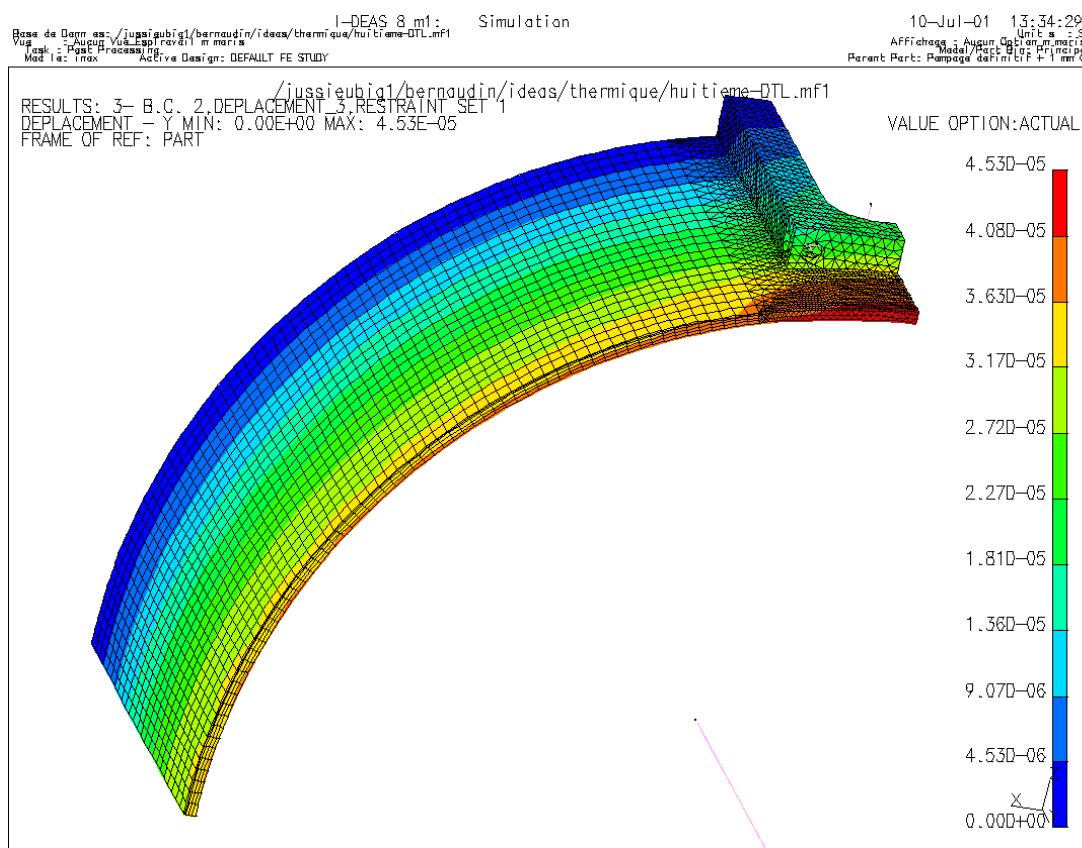
**Températures (vue du dessus)**



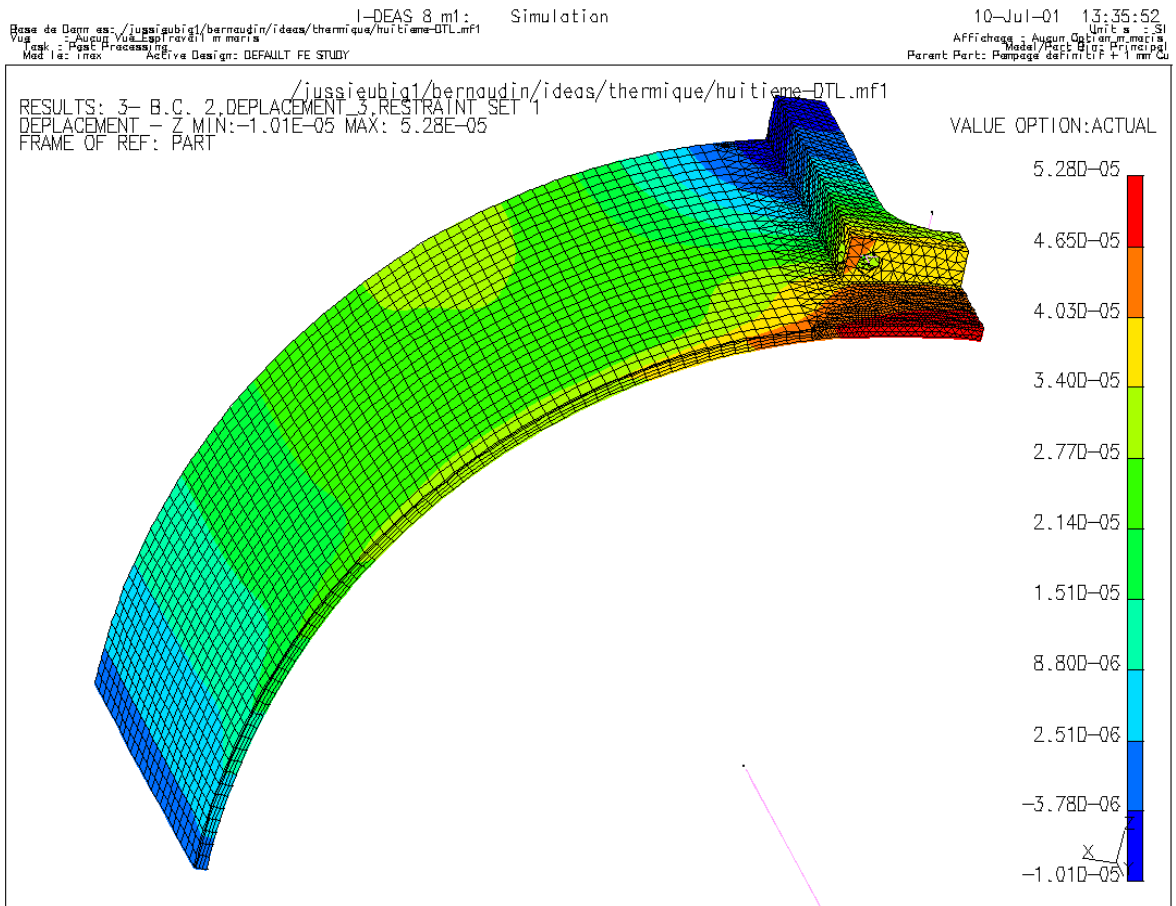
**Contraintes Von Mises (vue du dessous) ; hypothèse 1**



**Déplacements suivant x; hypothèse 1**

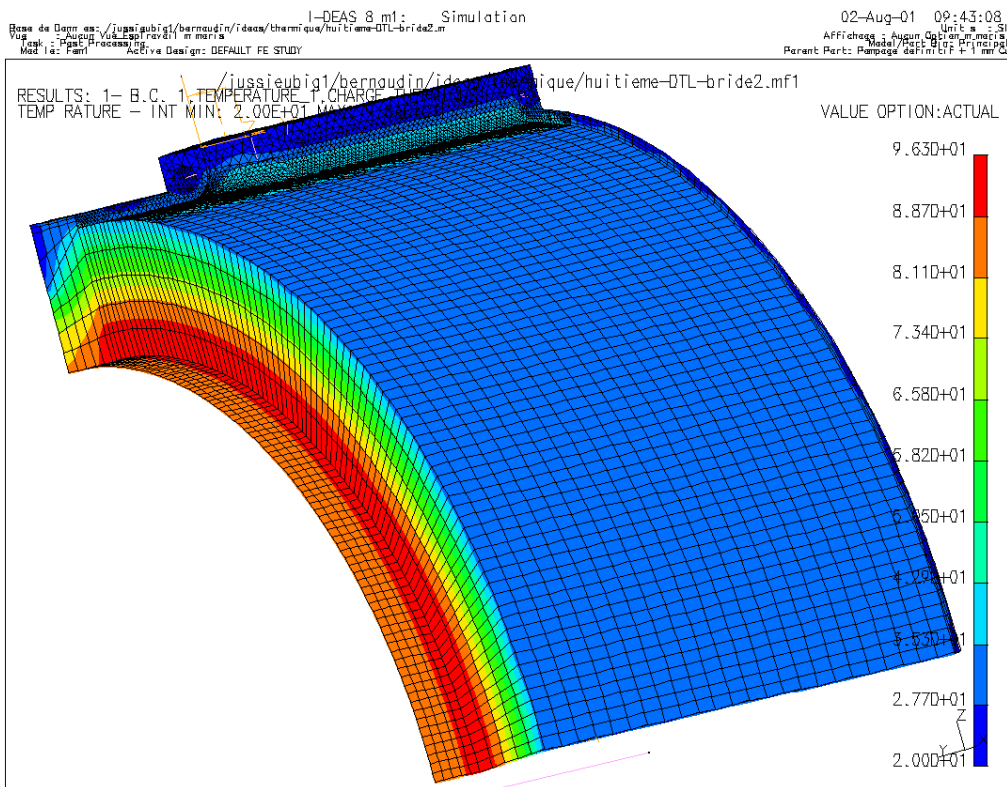


**Déplacements suivant y; hypothèse 1**

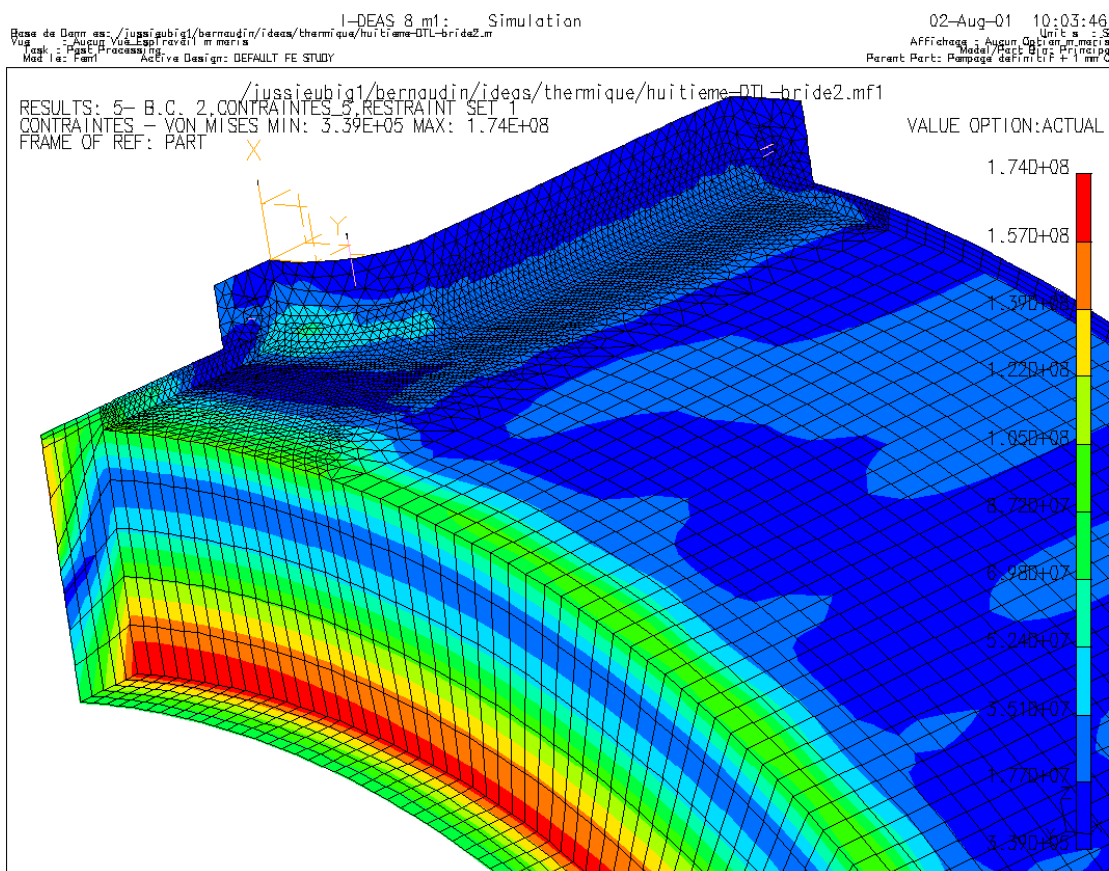


*Déplacements suivant z; hypothèse 1*

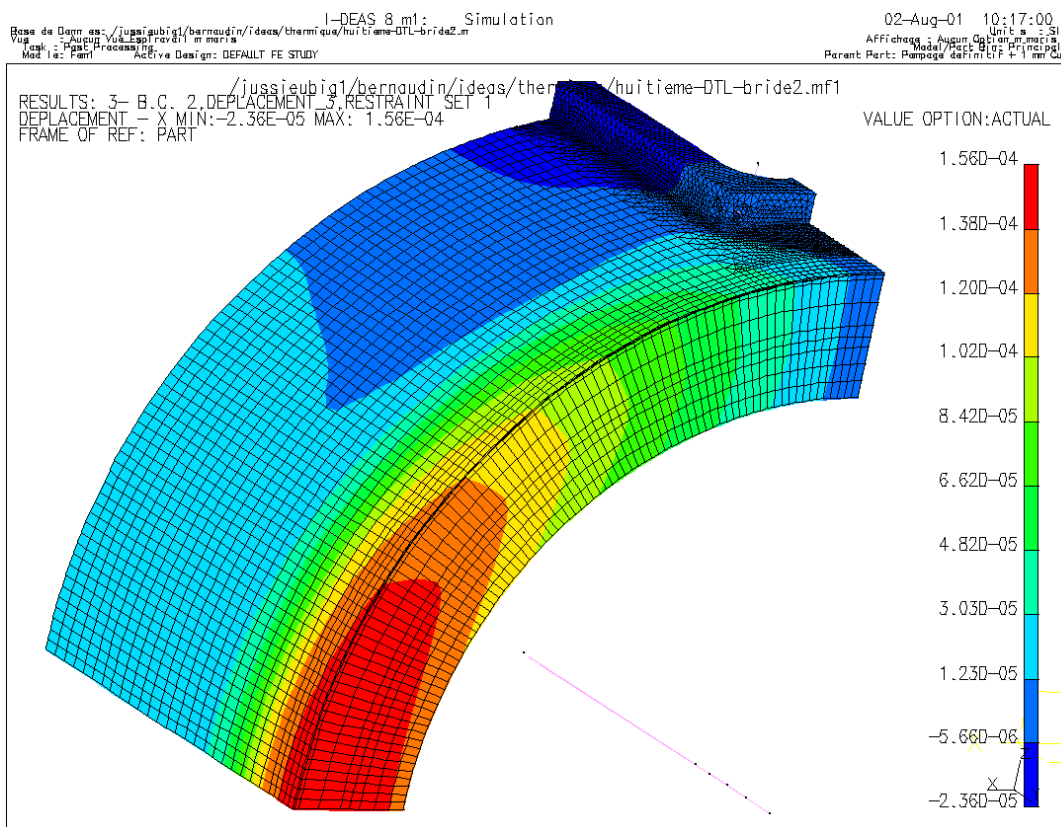
***Configuration avec bride d'extrémité  
et cuivrage d'un millimètre à l'extérieur  
(Hypothèse 3)***



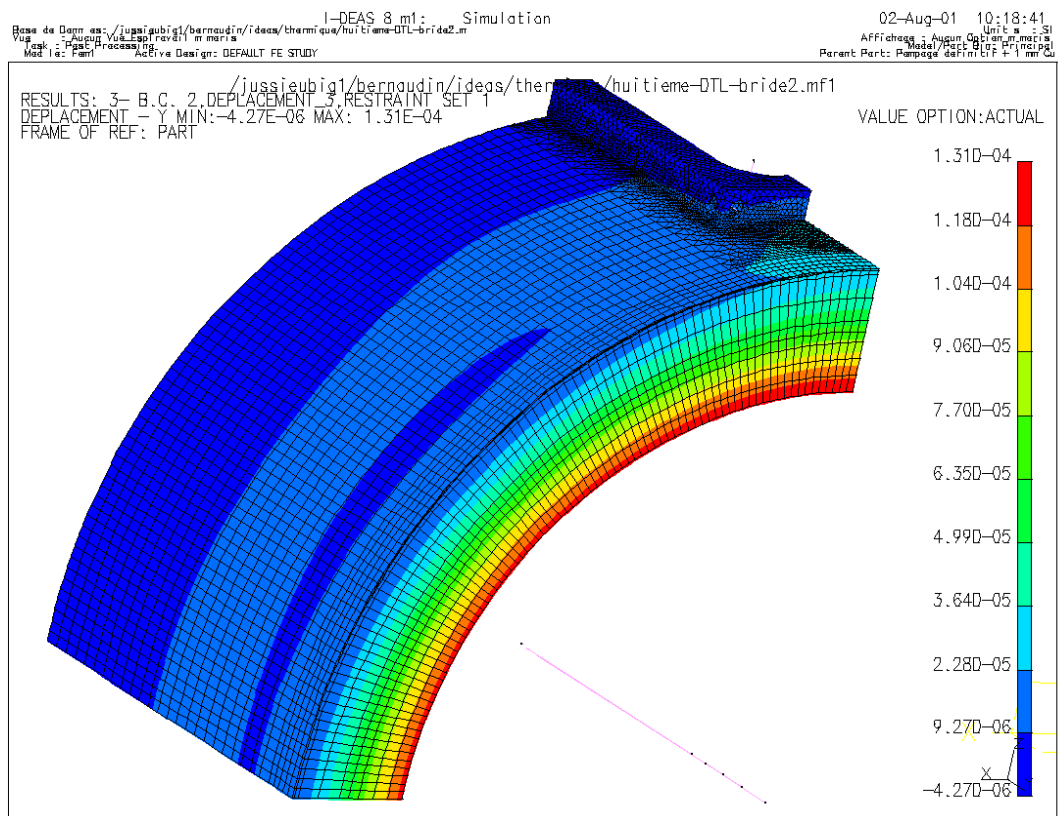
*Températures (vue intérieure)*



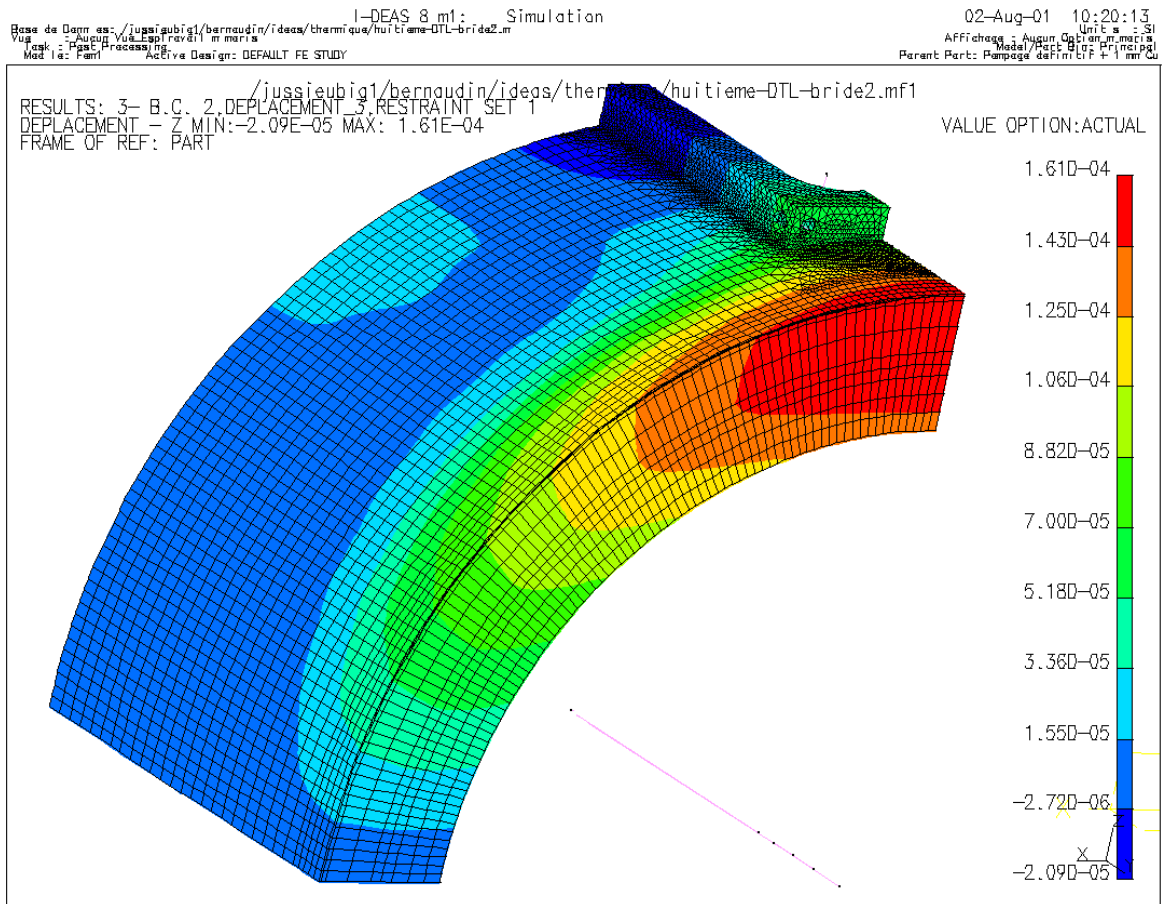
*Contraintes Von Mises (vue intérieure)*



*Déplacements suivant x*



*Déplacements suivant y*



*Déplacements suivant z*

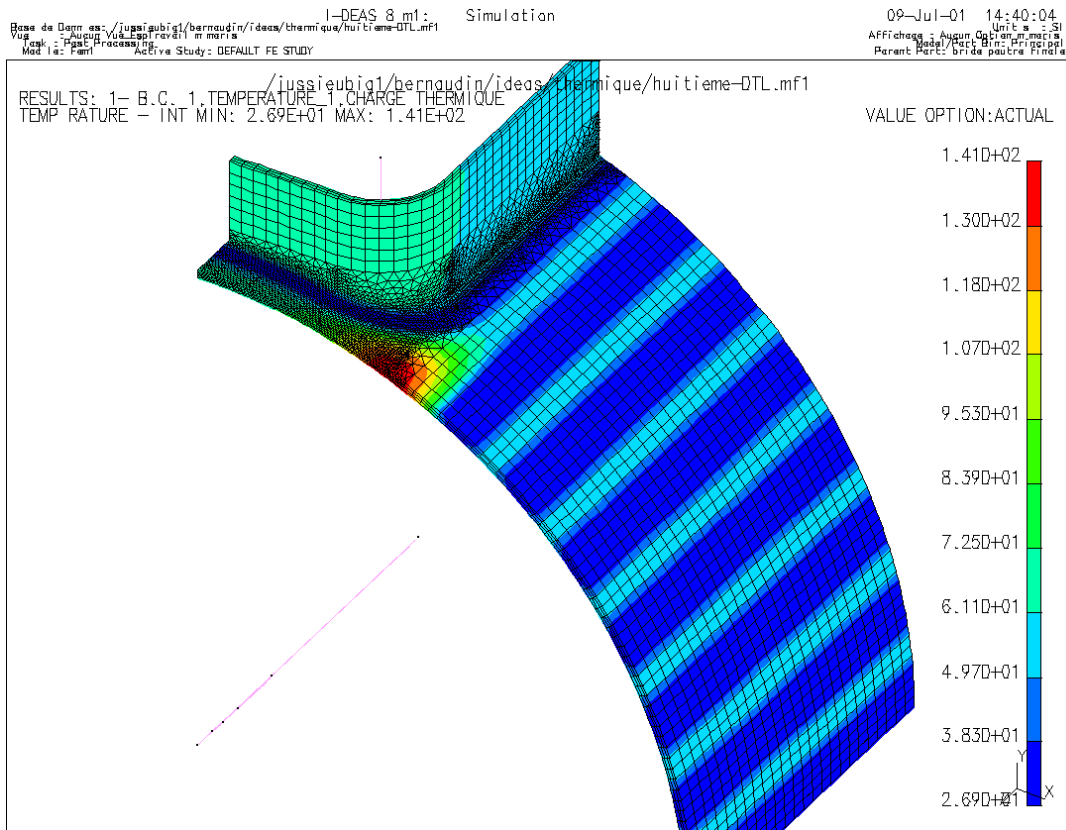


# **Annexe 2**

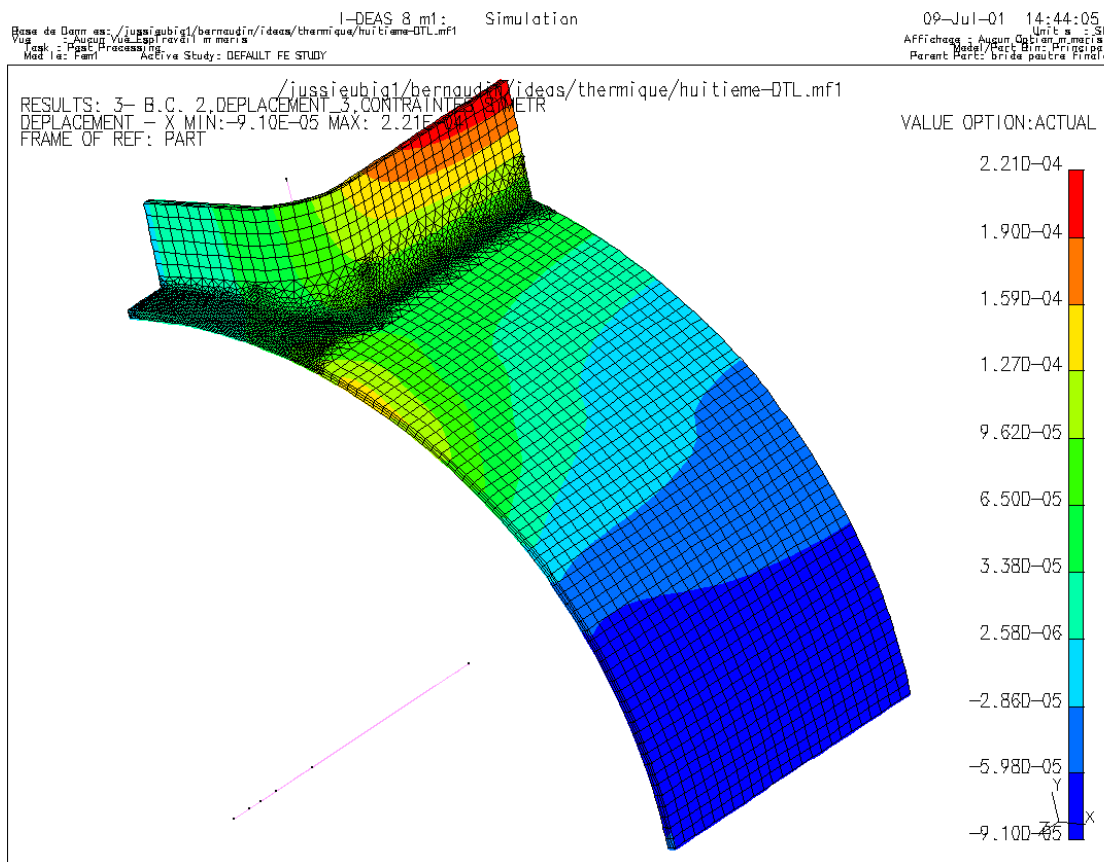
## **Etude *I-DEAS* du design final maquette du DTL**

### ***bride de poutre***

## *Configuration non cuivrée*

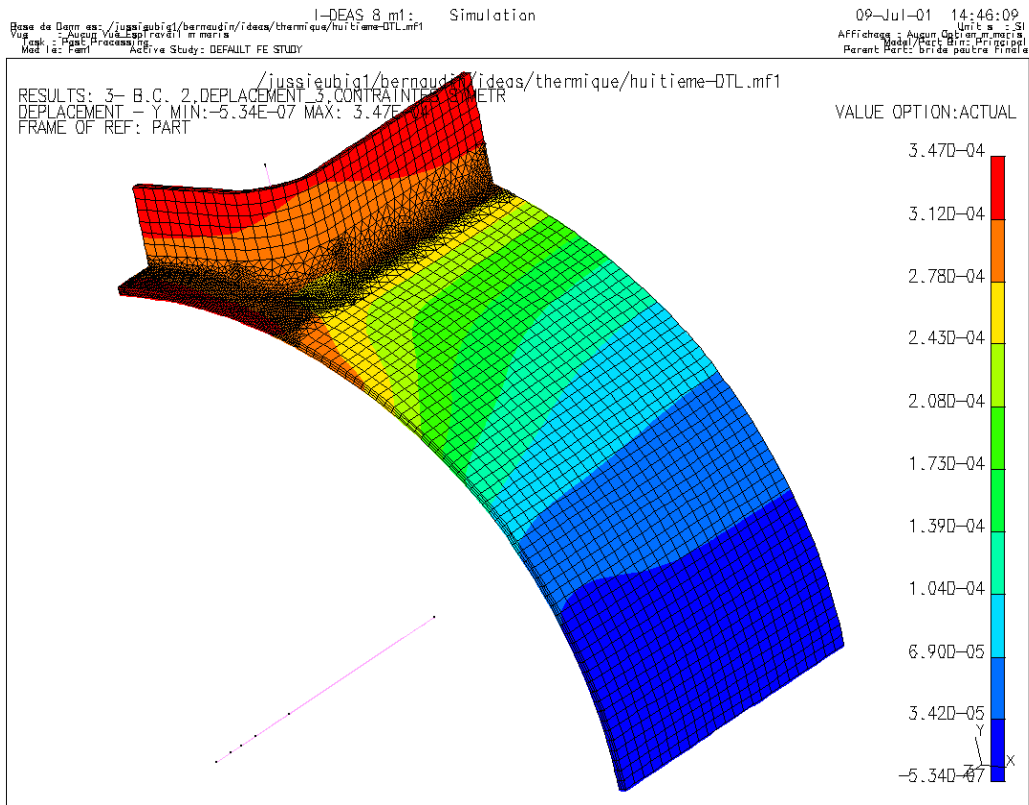


*Températures (vue du dessus)*

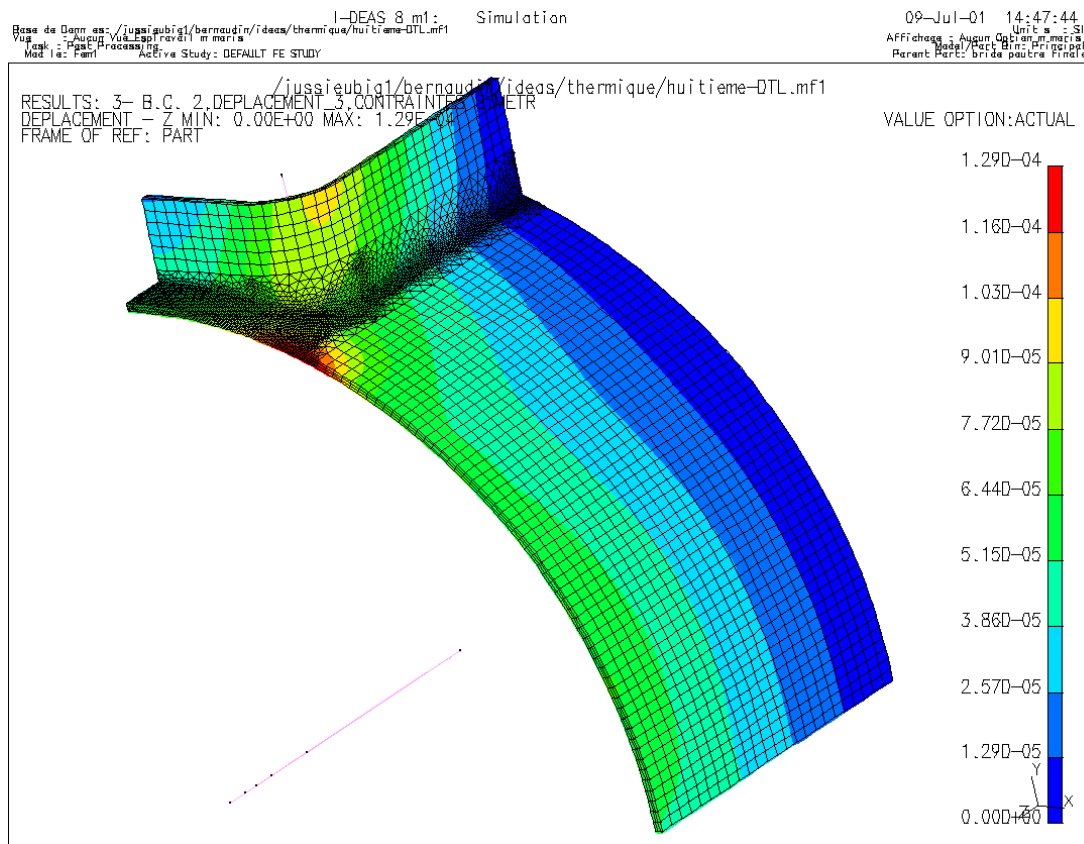


*Déplacements suivant x; hypothèse 1*



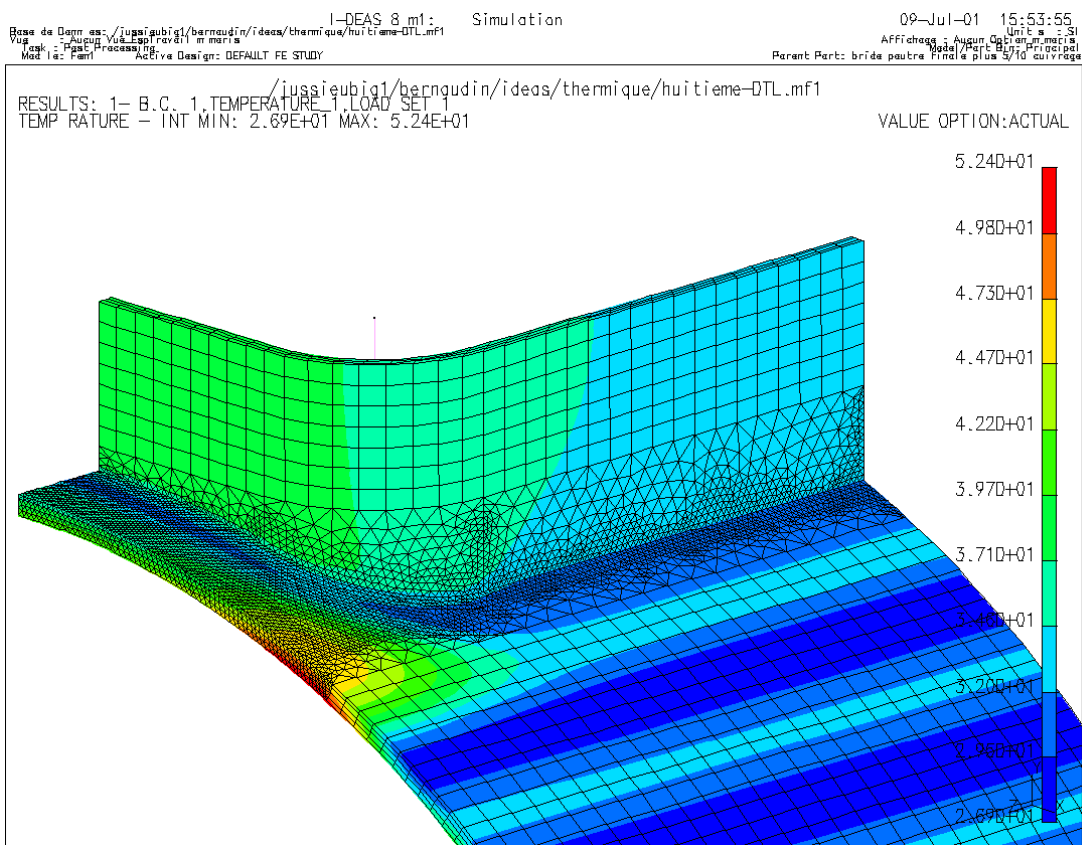


*Déplacements suivant y ; hypothèse 1*

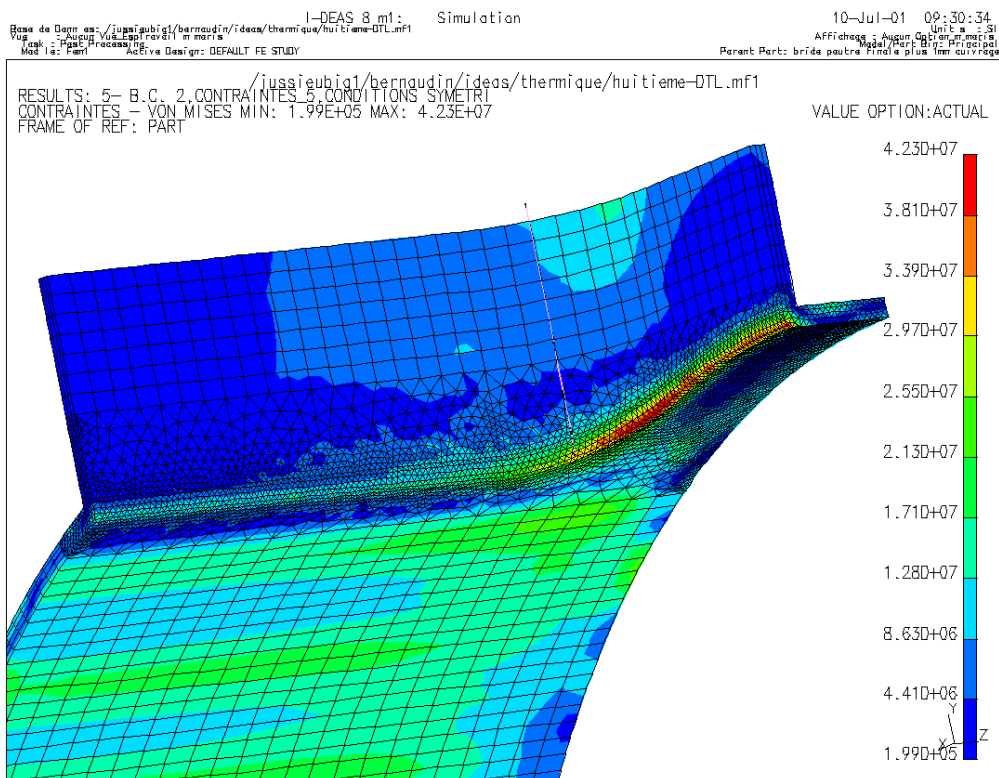


*Déplacements suivant z*

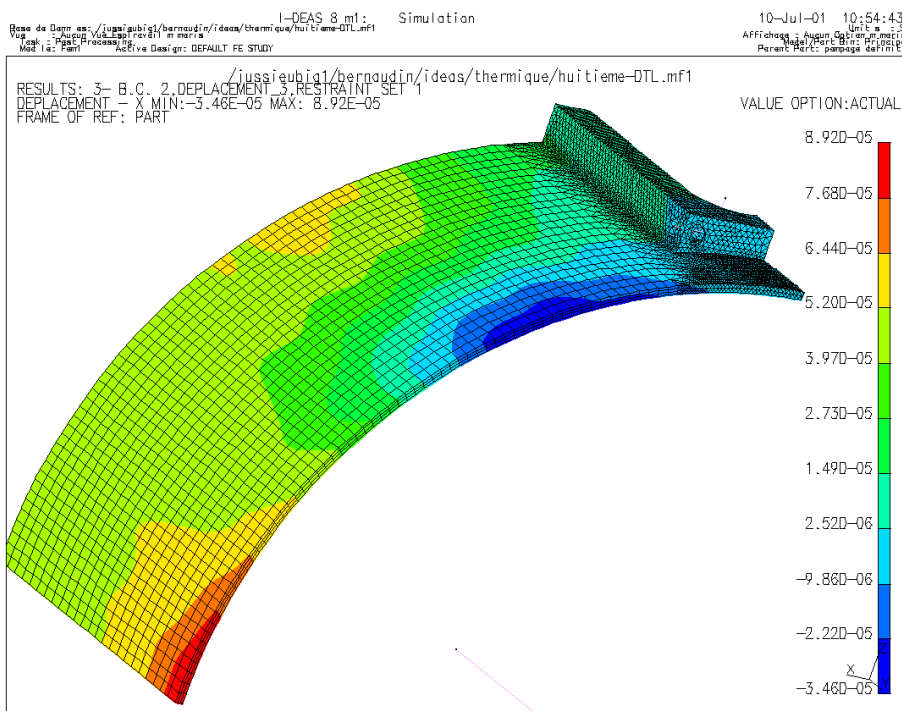
## *Configuration cuivrée (1 mm, extérieur)*



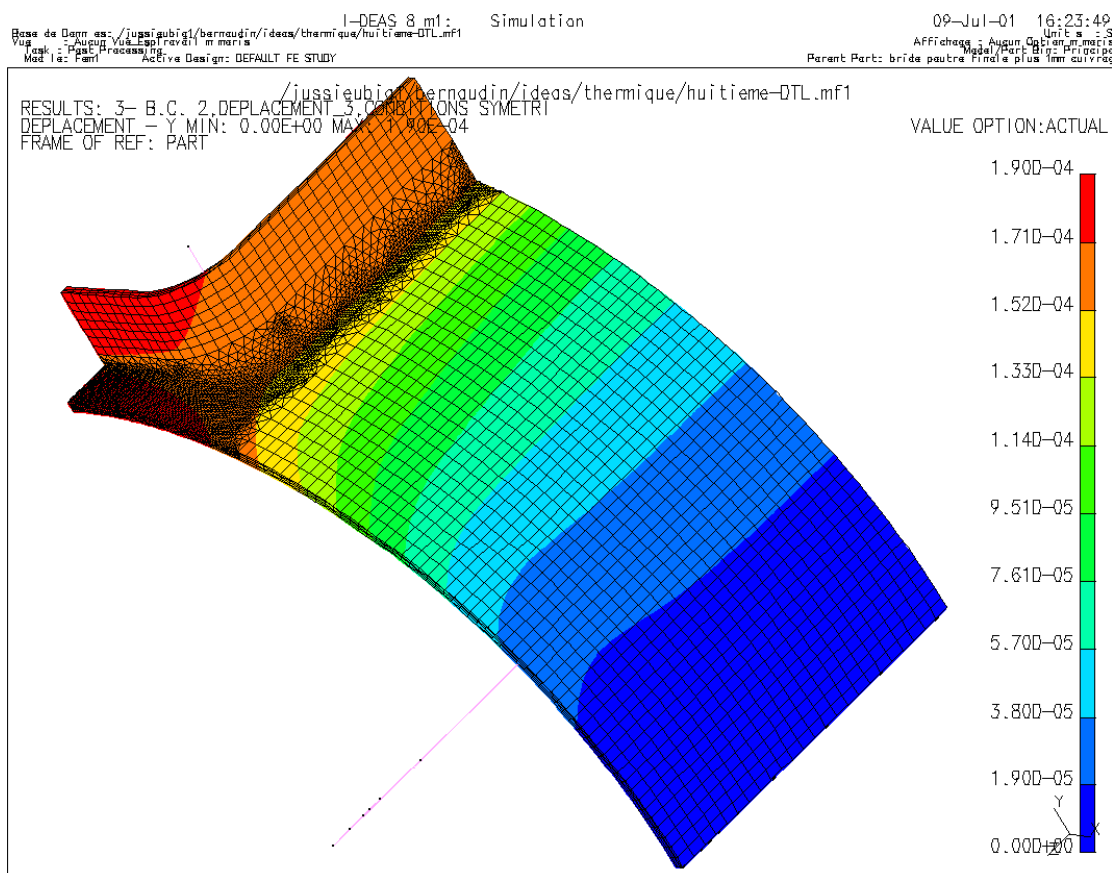
*Températures (vue du dessus)*



*Contraintes Von Mises (vue du dessous)*

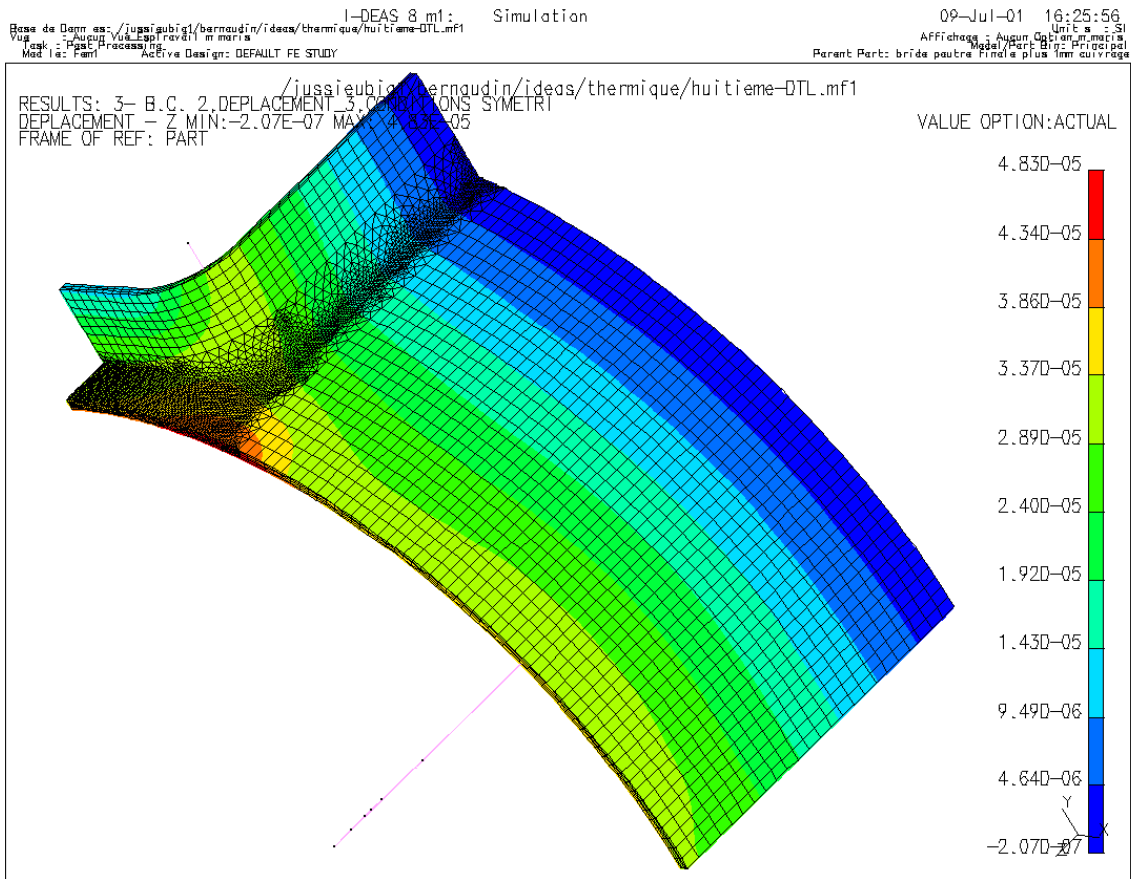


*Déplacements suivant x*



*Déplacements suivant y*

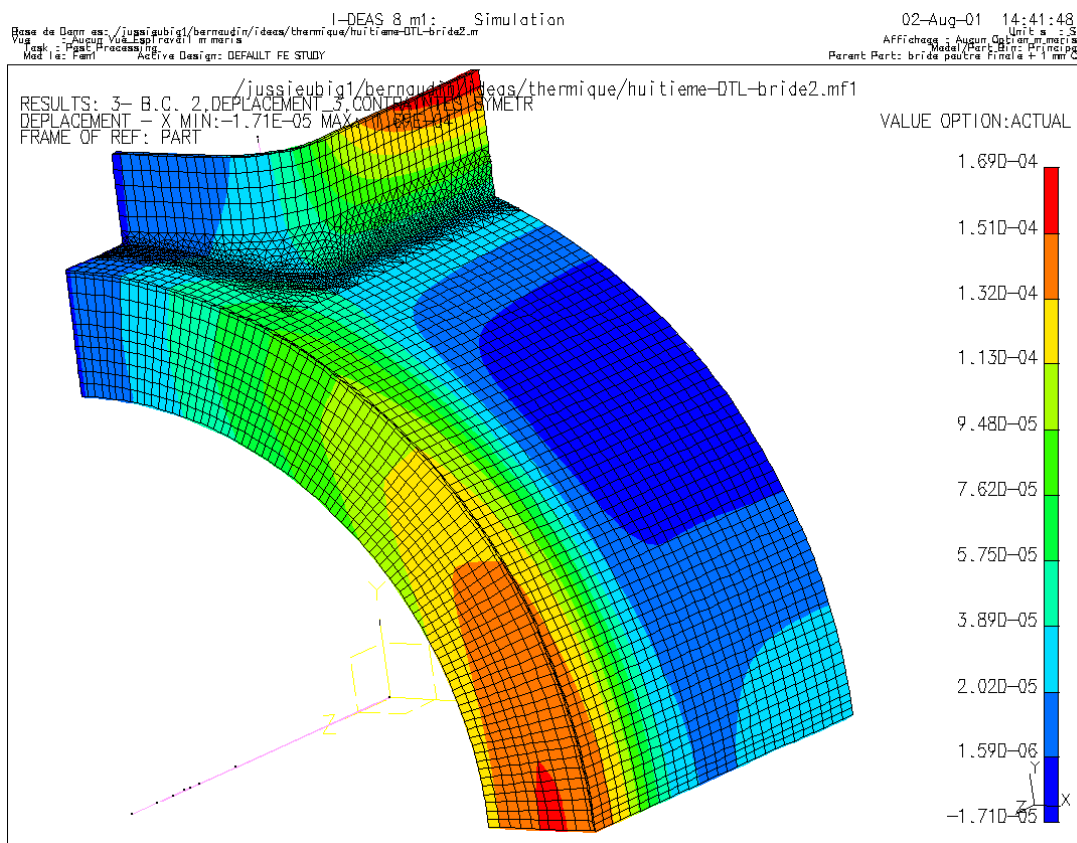




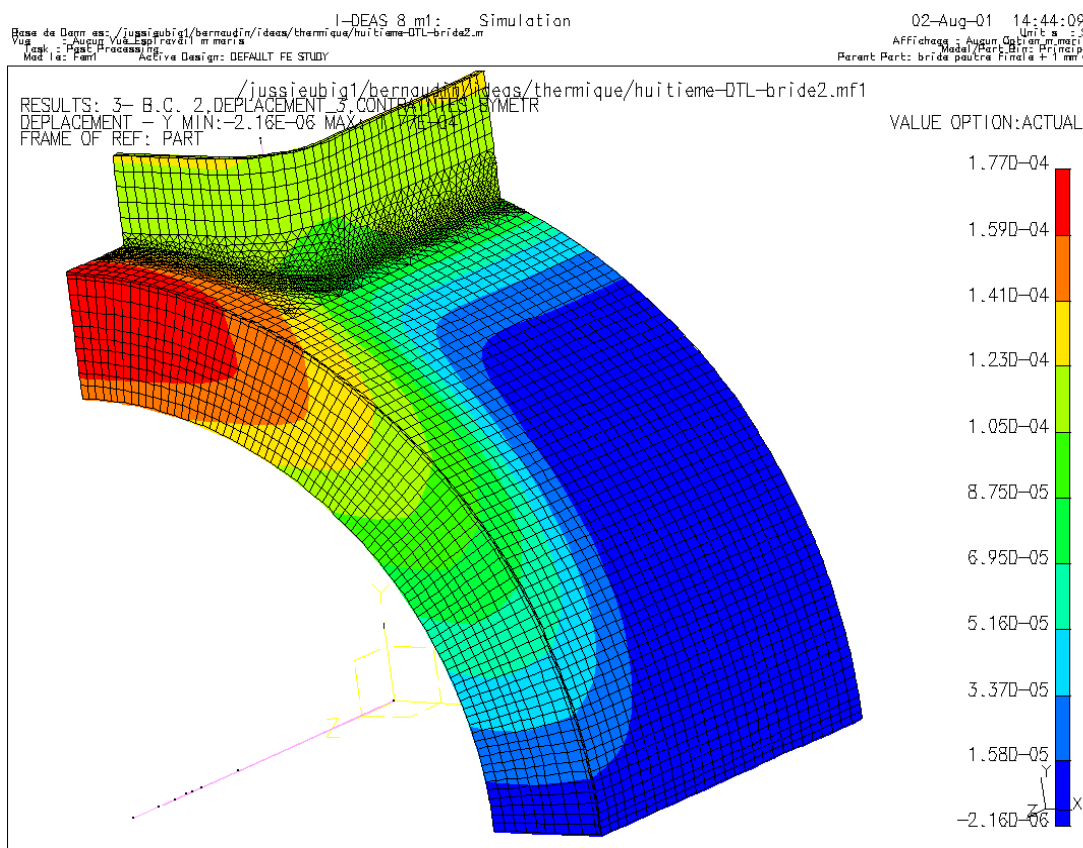
*Déplacements suivant z*

***Configuration avec bride d'extrémité  
et cuivrage d'un millimètre à l'extérieur  
(Hypothèse 3)***





*Déplacements suivant x*



*Déplacements suivant y*

