
Modélisation thermo-hydro-mécanique

Le dimensionnement des revêtements des régénérateurs requiert la mise en œuvre de modèles adaptés couplant les comportements thermo-hydro-mécaniques des matériaux lorsqu'ils sont traversés par un fluide compressible constitué par de l'air. Ce chapitre est consacré à ce volet et comprend deux parties. Dans la première partie, nous commençons par faire une synthèse sur les modèles thermo-hydro-mécaniques développés dans la littérature, ensuite nous présentons une formulation plus appropriée au cas d'un milieu poreux déformable saturé par l'air. L'accent est mis surtout sur les différents mécanismes souvent négligés dans la littérature comme la convection, la chaleur de compression, la variation des propriétés des matériaux avec la température et la pression.

Dans la deuxième partie, nous décrivons les différentes configurations envisagées pour le revêtement des régénérateurs en expliquant les avantages et les inconvénients de chacune d'entre elles. Le chargement appliqué en température et en pression est ensuite présenté et les résultats des calculs numériques sont analysés en justifiant l'importance de chaque mécanisme de couplage. Ce chapitre se termine par une comparaison des résultats du modèle développé avec les résultats obtenus avec un modèle thermo-hydro-mécanique simple.

3.1 Synthèse bibliographique

Dans le chapitre 2, le milieu poreux a été défini à l'échelle macroscopique comme étant un milieu continu solide à travers lequel peut circuler un fluide. Les deux premières formulations générales d'un milieu poreux sont celle de Terzaghi qui considère un milieu poreux saturé où le fluide saturant et le squelette sont incompressibles et celle de Biot qui considère les mêmes hypothèses à la différence d'un squelette déformable. Par la suite, de nombreux travaux et analyses des milieux poreux élastiques se sont inscrits dans le cadre de la théorie élastique linéaire de Biot dont on cite les plus importants :

- Biot et Willis (1962, [50]) ont analysé la procédure expérimentale à suivre pour mesurer les coefficients poroélastiques.
- Geertsma (1957, [51]), Nur et Byerlee (1971, [52]) et Zimmerman et al. (1986, [53]) ont donné les relations liant les coefficients poroélastiques de Biot aux caractéristiques des constituants du milieu poreux.
- Carter et al. (1977, [54]) ont développé la théorie de la consolidation des sols en transformations finies.
- Rice et Cleary (1976, [55]) ont reformulé la théorie de Biot en exprimant les relations de comportement élastique linéaire en fonction de paramètres physiques différents tels que le coefficient de Skempton et le coefficient de Poisson non drainé.

Biot a ensuite généralisé sa théorie aux milieux poroélastiques anisotropes dont le fluide saturant est visqueux et compressible, et aux milieux poroviscoélastiques anisotropes. Il a étudié aussi la propagation d'ondes dans les milieux poroélastiques et poroviscoélastiques. Plusieurs auteurs se sont intéressés au comportement irréversible des milieux poreux comme :

- Rice (1975, [56]), Rudnicki et (Rice 1975, [57]) et Rudnicki (1985, [58]) ont proposé des critères de plasticité pour les milieux poreux.
- Smith et Patillo (1983, [60]) se sont intéressés aux notions de contraintes effectives élastiques et plastiques.
- Vardoulakis (1986, [61]) a proposé un critère de plasticité pour les sols granulaires.

L'étude du comportement thermique des milieux poreux saturés a commencé au début des années 1980 et s'est développée considérablement depuis, du fait de l'importance des problèmes concernant les milieux poreux en conditions non-isothermes. Ces problèmes industriels peuvent être classés en deux types : des problèmes de dégagement de chaleur en milieu poreux (stockage de déchets nucléaires, stockage d'air comprimée...) et des problèmes d'injection de fluide en milieux poreux (stabilité de puits de forage sous l'effet de l'injection, transfert de chaleur par l'intermédiaire du fluide pompé ou injecté). Plusieurs campagnes d'essais ont été menées en laboratoire (Chijimatsu et al. 2001 [62], Datta et al. 2004 [63], Villar et al. 2005 [64], Kull et al. 2007 [65]) et plusieurs tests ont été réalisés *in situ* (Gatabin et al. 2005 [66], Martin et al. 2005 [67]) pour étudier les différents mécanismes de couplage dans différentes roches.

De nombreux modèles mathématiques ont été développés (Schiffman et al. 1977 [68], Derski et Kowalski 1979 [69], Coussy 1991 [70], Bear et Corapcioglu 1981 [71], Booker et Savvidou 1985 [72], Mac Tigue 1986 [73], Kurashige 1989 [74], Lewis et Schrefler 1987 [75], Smith et Booker 1993 [76], Jiang et Rajapakse 1994 [77], Seneviratne et al. 1994 [78]). Tijani et al. (1996), Noorishad et al. [79] ont développé aussi des modèles thermo-hydro-mécaniques dans des milieux fracturés.

Plusieurs auteurs ont présenté des solutions analytiques des problèmes thermo-poroélastiques pour des matériaux qui subissent des petites perturbations autour d'un état initial (Mac Tigue 1986 [73], Smith et Booker 1993 [76]). Toutes ces solutions analytiques se basent sur des hypothèses simplificatrices : propriétés constantes, loi de Darcy, loi de Fourier, pas de flux convectif ...

La modélisation du couplage THM dans les milieux poreux a conduit au développement de plusieurs codes numériques capables de modéliser le comportement des roches à plusieurs niveaux de sophistication : VIPHYD (Tijani), ROCMAS (Noorishad et al. 1996 [79]), THAMES (Ohnishi et al. 1987 [80]), MOTIF (Guvanase et al. 1995 [81]), FRACON (Nguyen et al. 1995 [82]), FEMH (Bower et al. 1997 [83]), FRIP (Pine et al. 1985 [84]), FRACTure (Kohl et al. 1995 [85]), GEORACK (Swenson et al. 1997 [86]), TOUGH2/JAS3D (Rutqvist et al. 2005 [87]) et plusieurs logiciels commerciaux comme : ABAQUS, FLAC, UDEC et COMSOL MULTIPHYSICS.

L'étude du couplage thermo-hydro-mécanique dans les milieux multiphasiques (milieux dans lesquels plusieurs fluides coexistent) a été considérablement développée ces dernières années vu les besoins exprimés par les applications industrielles. Plusieurs auteurs ont développé des modèles mathématiques dans les milieux multiphasiques (Bowen 1982 [88], Thomas et al. 1995 [89], Zhou et al. 1998 [90], Rutqvist et al. 2001 [91], Khalili et al. 2001 [92] et Schrefler et al. 2004 [93]). Ces modèles sont basés sur la théorie des mélanges. De la même façon, plusieurs logiciels ont été développés dans ce but. On cite comme exemples le code VISAGE (Koutsabeloulis et al. 1998 [94]), qui analyse l'écoulement du gaz et de l'huile dans des réservoirs souterrains profonds, le code COMPASS (Thomas et al. 1996, [95]) qui modélise l'écoulement de l'eau et de l'air dans les sols et le code CODE-BRIGHT (Olivella et al. 1994, [96]) qui modélise l'écoulement du gaz et de la saumure dans les milieux salins.

Dans ce mémoire, l'étude s'est intéressée à la thermoporoélasticité des milieux poreux saturés par un seul fluide. Ce fluide peut être l'air considéré comme un gaz parfait ou l'air sec qui suit le modèle de Lemmon et al. (2000, [97]) décrit dans la chapitre 2. Notons que la loi de l'air humide développée dans ce même chapitre n'est pas valable pour un milieu poreux. Nous adopterons les simplifications ci-dessus à cause du manque de données sur le comportement de l'air humide au sein de ces matériaux spéciaux. Nous présenterons par la suite le modèle thermo-hydro-mécanique utilisé avec toutes les hypothèses et les simplifications.

Les modèles mathématiques développés dans la littérature suivent la formulation de base de Biot. Ils sont similaires et diffèrent seulement par les hypothèses et simplifications adoptées concernant les propriétés constantes des matériaux, le comportement élastique de la phase solide, le flux thermique conductif, l'incompressibilité des matériaux, la prise en compte de la chaleur de compression, etc... Ces hypothèses simplificatrices sont adoptées pour deux raisons principales :

- 1- Les mécanismes sont physiquement négligeables et n'affectent pas le comportement du milieu poreux (par exemple : la convection peut être négligée lorsque le matériau est peu perméable, les propriétés des matériaux peuvent être considérées constantes lorsque la température et la pression varient peu...).
- 2- Le manque d'outils numériques efficaces pour résoudre de tels problèmes.

Dans la suite nous présentons la formulation mathématique de notre problème en évoquant les hypothèses et les termes négligés.

3.2 Modèle mathématique

Dans la formulation qui suit, on considère un milieu poreux saturé par un seul fluide qui est l'air. On considère aussi que les 2 phases sont en équilibre thermique local, ceci signifie que l'équilibre thermique entre les phases s'établit instantanément. Cette analyse est réalisée à l'échelle macroscopique où le milieu poreux est considéré comme étant un milieu continu et les grandeurs locales sont "moyennées" afin d'être utilisées analytiquement et numériquement. Les inconnues principales du problème sont : la température, la pression de pore et la contrainte.

3.2.1 Système d'équations

En négligeant les forces d'inertie, l'équilibre classique de la thermo-mécanique des milieux poreux s'écrit :

$$\vec{\nabla} \cdot \underline{\underline{\sigma}} + \rho_m \vec{g} = 0 \quad (3.60)$$

où $\underline{\underline{\sigma}}$ est le tenseur des contraintes totales, \vec{g} un vecteur représentant l'accélération de la pesanteur et ρ_m est la masse volumique moyenne du mélange donnée par :

$$\rho_m = (1 - \emptyset)\rho_s + \emptyset\rho_f \quad (3.61)$$

où \emptyset est la porosité du milieu, ρ_f et ρ_s sont les masses volumiques respectives du fluide et du solide.

La loi de la contrainte effective formulée par Biot peut être écrite sous la forme :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\sigma'}} - \underline{\underline{1}} bp \quad (3.62)$$

où b est le coefficient de biot et $\underline{\sigma}'$ est le tenseur des contraintes effectives donné par :

$$\underline{\sigma}' = \underline{D} : (\underline{\varepsilon} - \underline{\varepsilon}^t) \quad (3.63)$$

où $\underline{\varepsilon}$ est le tenseur de déformation dû au chargement mécanique, \underline{D} est la matrice de rigidité tangentielle et $\underline{\varepsilon}^t$ est le tenseur déformation thermique et il est donné par :

$$\underline{\varepsilon}^t = \alpha_d \underline{I} \Delta T \quad (3.64)$$

où α_d est le coefficient de dilatation thermique drainée.

L'équation de conservation de masse s'écrit :

$$\frac{1}{M_b} \frac{\partial p}{\partial t} - \alpha_m \frac{\partial T}{\partial t} + b \frac{\partial \varepsilon_v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_f} \vec{\nabla} \cdot (\vec{q}_f) \quad (3.65)$$

où ε_v est la déformation volumique et M_b est le module de Biot donné par :

$$\frac{1}{M_b} = \phi \beta_f + \frac{b-\phi}{k_g} \quad (3.66)$$

et α_m le coefficient de dilatation thermique différentiel donné par :

$$\alpha_m = 3\phi \alpha_f + (1 - \phi) \alpha_g - (1 - b) \alpha_d \quad (3.67)$$

où β_f est le module de compressibilité du fluide, α_f est le coefficient de dilatation thermique linéique du fluide, k_g est le coefficient de compressibilité des grains solide et α_g est le coefficient de dilatation thermique des grains solides.

En négligeant l'influence du gradient thermique sur le flux hydraulique du fluide (thermo-osmosis), ce flux peut être exprimé par :

$$\vec{q}_f = -\rho_f \frac{k_a}{\mu_f} (\vec{\nabla} p - \rho_f g \vec{\nabla} z) \quad (3.68)$$

où k_a est la perméabilité apparente (effet de Klinkenberg), μ_f est la viscosité dynamique du fluide et z l'altitude.

En négligeant la dissipation d'énergie due à la viscosité de l'air et l'énergie qui provient du travail irréversible du squelette et toute forme d'énergie provenant du déplacement du solide, l'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$(\rho C_p)_m \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_f C_{pf} \vec{v}_f \cdot \vec{\nabla} T - \frac{\partial p}{\partial t} = -\vec{\nabla} \cdot (\vec{q}_t) \quad (3.69)$$

où

$$(\rho C_p)_m = (1 - \phi) \rho_s C_{ps} + \phi \rho_f C_{pf} \quad (3.70)$$

où C_{ps} et C_{pf} sont respectivement les capacités thermiques massiques du solide et du fluide et \vec{v}_f est la vitesse des particules du fluide.

En négligeant l'influence du gradient de pression sur le flux thermique, le flux conductif s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\vec{q}_t = -\lambda_m \vec{\nabla} T \quad (3.71)$$

où \vec{q}_t est le flux thermique conductif total provenant du fluide et du solide et λ_m est la conductivité thermique moyenne de toutes les phases, elle est donnée par :

$$\lambda_m = (1 - \phi)\lambda_s + \phi\lambda_f \quad (3.72)$$

où λ_f et λ_s sont respectivement la conductivité thermique du fluide et du solide.

3.2.2 Intégration du modèle mathématique dans COMSOL-MULTIphysics

Le modèle mathématique formulé précédemment est intégré dans le logiciel numérique COMSOL-MULTIphysics (version 3.5a) afin de calculer les champs de contrainte, de température et de pression de pore dans la structure étudiée. Les calculs sont menés en utilisant le module « Earth science » et en couplant les modèles « poroelasticity » avec « heat transfer- convection and conduction ». Le modèle « poroelasticity » est un modèle intégré dans COMSOL, il couple l'équation de conservation de masse (équation (3.65)) et l'équation d'équilibre classique de la thermo-mécanique des milieux poreux (équation (3.60)). Le modèle « heat transfer- convection and conduction » est un modèle basé sur la résolution de l'équation de conservation d'énergie (équation (3.69)).

Les équations de conservation de masse et de conservation de l'énergie dans l'interface COMSOL sont :

$$S \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \left(-\frac{k_a}{\mu_f} (\vec{\nabla} p - \rho_f g \vec{\nabla} z) \right) = Q_S \quad (3.73)$$

$$C_{eq} \frac{\partial T}{\partial t} - \vec{\nabla} \cdot (K_{eq} \vec{\nabla} T) = Q_H - C_L \vec{u} \cdot \vec{\nabla} T \quad (3.74)$$

On présente dans ce qui suit la définition des variables utilisées dans les équations du modèle numérique en fonction de celles du modèle mathématique formulé :

- S est le coefficient d'emmagasinement égal à $\frac{1}{M_b}$
- K_s est la perméabilité apparente notée K_a
- C_{eq} représente la capacité volumique équivalente $(\rho C_p)_m$
- K_{eq} désigne la conductivité thermique moyenne de toutes les phases λ_m
- C_L est la capacité volumique du fluide $\rho_f C_{pf}$
- \vec{u} désigne la vitesse du fluide notée \vec{v}_f

Les deux termes Q_S et Q_H sont deux termes sources égaux respectivement à $\alpha_m \frac{\partial T}{\partial t}$ et $\frac{\partial p}{\partial t}$.

La porosité du matériau ϕ , le coefficient de Biot b et le module de Biot M_b sont des constantes. La masse volumique du solide ρ_s , sa capacité thermique massique C_{ps} , la perméabilité apparente k_a et la

viscosité dynamique du fluide μ_f sont également considérées constantes. La conductivité thermique moyenne λ_m est variable en fonction de la température.

Les caractéristiques de l'air : ρ_f , C_{pf} , α_f et β_f sont variables en fonction de la température et de la pression. Elles sont calculées à l'aide de la loi établie par Lemmon (2000, [97]) et sont fournies à COMSOL via un tableau à double entrée. Ainsi, à chaque pas de calcul, le logiciel utilise ce tableau pour actualiser les valeurs de ces paramètres en fonction de la température et de la pression.

Le coefficient de dilatation thermique des grains solides α_g et le coefficient de dilatation thermique drainée α_d ont pour ordre de grandeur 10^{-5} K^{-1} . Nous négligeons ces deux termes devant le coefficient de dilatation thermique linéique du fluide α_f qui est de l'ordre de 10^{-3} K^{-1} . Le coefficient de dilatation thermique différentiel α_m est alors égal à $3\alpha_f$.

La Figure 3.1 montre les différents mécanismes du couplage thermo-hydro-mécanique.

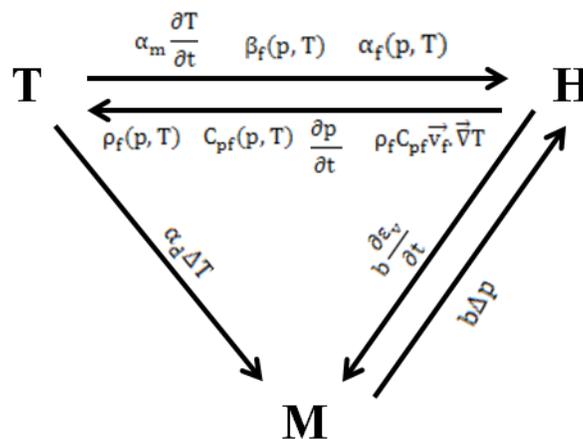


Figure 3.1 : Les différents mécanismes de couplage thermo-hydro-mécanique

3.3 Chargement des structures

Le dimensionnement des cavités du stockage et de leurs revêtements passe en premier lieu par la connaissance précise des sollicitations qui leur sont appliquées. Ces sollicitations en température et en pression sont déterminées à partir du débit et de la température de l'air en tête du puits de chaque cavité. Nous allons comparer dans ce paragraphe les sollicitations induites sur les parois des cavités avec les hypothèses suivantes : l'air est considéré comme un gaz parfait, l'air est sec et enfin l'air est humide (Rouabhi, 2012 [98]). Cette comparaison est faite pour la cavité de stockage pneumatique (LRC) qui constitue l'ouvrage le plus simple du système de stockage. Nous présentons après les chargements associés à chaque cavité.

3.3.1 Problèmes thermodynamiques liés au stockage de l'air dans la cavité.

Le système complet (puits, LRC, massifs rocheux) est présenté sur la Figure 3.2. On a considéré un axe de symétrie de révolution verticale et on a décomposé le système en 4 zones : le puits, le massif rocheux autour du puits, le massif rocheux autour de la cavité et enfin la cavité. Ces zones sont reliées entre elles par des lois de conservation (masse, énergie...) et d'interface (coefficients d'échange) régies chacune par des équations de conservation et de comportement.

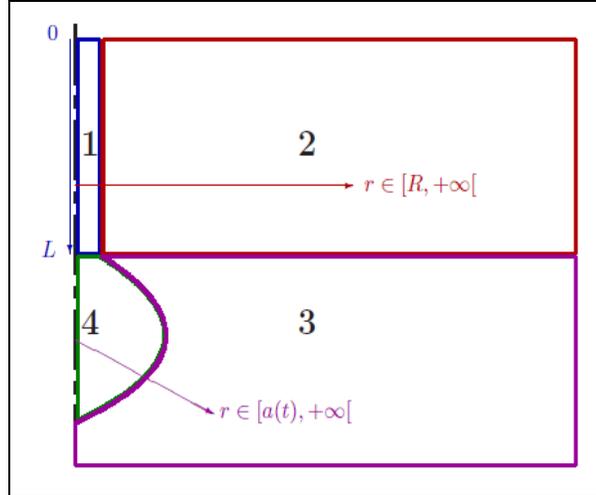


Figure 3.2 : Décomposition en zones du système complet de stockage pneumatique

3.3.1.1 Modèle du puits

Ce modèle permet, à partir des données en tête, de calculer les grandeurs thermodynamiques en tout point du puits et en particulier à l'entrée de la cavité. La modélisation concerne la circulation d'un fluide dans une conduite rigide de longueur L et à section constante. On suppose que l'écoulement du fluide est unidirectionnel et que les grandeurs physiques associées au fluide sont uniformes dans la section droite. Le fluide est connu par une loi d'état et par des règles empiriques qui régissent les interactions avec l'extérieur au contact avec la paroi de la conduite. La formulation des lois de conservation est réalisée en mode Eulérien (dans un référentiel fixe lié à la conduite). On néglige dans cette mise en équations la conduction thermique du fluide le long de l'axe x). Les équations différentielles dans l'espace x et le temps t auxquelles on aboutit s'écrivent :

Les équations de conservation de masse :

$$\frac{\partial(A\rho_f c)}{\partial t} + (A\rho_f v c)' = 0 \quad (3.75)$$

$$\frac{\partial(A\rho_f)}{\partial t} + (A\rho_f v)' = 0 \quad (3.76)$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(A\rho_f v)}{\partial t} + (A\rho_f v^2)' = A\rho_f g_t + L_\zeta \tau_w \quad (3.77)$$

L'équation de conservation de l'énergie totale :

$$\frac{\partial(A\rho_f U)}{\partial t} + (A\rho_f v H)' = A\rho_f v g_t + L_\psi \varphi_w \quad (3.78)$$

où :

- A est la section de passage du fluide,

- c est la concentration en air sec,
- v est la vitesse d'écoulement du fluide,
- $P = p + \rho v^2$ avec p la pression du fluide,
- $U = u + \frac{v^2}{2}$ avec u l'énergie interne,
- $H = h + \frac{v^2}{2}$ avec h l'enthalpie,
- $\mathbf{g}_t = -g_p \vec{e}_3 \cdot \vec{t}$ avec g_p l'accélération de la pesanteur, \vec{e}_3 un vecteur unitaire vertical ascendant et \vec{t} un vecteur unitaire tangent à la ligne médiane du puits,
- L_ζ est le périmètre mouillé par le fluide (périmètre hydraulique),
- τ_w est tel que $\tau_w L_\zeta dx$ représente la composante tangentielle de la résultante des forces exercées par la paroi (par viscosité) sur le fluide contenu dans le tronçon $[x, x + dx]$,
- L_φ est le périmètre concerné par l'échange thermique avec l'extérieur
- φ_w est tel que $\varphi_w L_\psi dx$ représente la puissance thermique échangée entre la paroi et le fluide contenu dans le tronçon $[x, x + dx]$.

Les quantités τ_w et φ_w sont déterminées par des lois empiriques de la forme :

$$\tau_w = -\frac{C_f \rho_f v |v|}{2} \quad (3.79)$$

où C_f est le coefficient de frottement pariétal et :

$$\varphi_w = a_w (T_w - T) \quad (3.80)$$

où a_w est un coefficient d'échange thermique global et T_w est la température de la paroi solide.

La résolution numérique des équations (3.75), (3.76), (3.77) et (3.78) est abordée avec l'hypothèse d'un régime hydraulique stabilisé : le débit massique $Q = A \rho_f v$ est fonction du temps uniquement. Par ailleurs, cette résolution nécessite, d'un côté, un couplage fort avec le massif qui l'entoure et, d'un autre côté, des conditions aux limites provenant du couplage avec la cavité.

3.3.1.2 Modèle du massif autour du puits

On suppose que les conduites du puits sont rigides, ce qui implique que le massif qui l'entoure n'intervient que thermiquement. Des simulations thermiques en 2D axisymétrique avec CHEF (logiciel d'éléments finis du centre de Géosciences de MINES ParisTech pour les problèmes thermiques), en supposant un axe de symétrie vertical pour le système complet (puits + massif autour du puits), avec un maillage en éléments finis bien adapté, ont montré que l'échange thermique entre la roche et le puits est principalement radial. L'échange entre deux couches horizontales du massif rocheux est relativement négligeable. Ainsi le problème 3D peut être simplifié en modélisant la roche autour du puits par un découpage en un nombre fini de couches indépendantes les unes des autres mais reliées toutes au puits. Chaque couche est supposée homogène, isotrope ayant une conductivité thermique λ et une chaleur volumique $C_f \rho_f$ constantes dans le temps. On a alors transformé le problème 3D en un nombre fini de problèmes en 1D axisymétrique. Ainsi pour $x \in [0, L]$ fixé, l'inconnue principale dans chaque couche est la température $T_x(r, t)$ fonction de la distance r à l'axe de symétrie et du temps t . Cela revient alors à résoudre, à chaque x , un problème de conduction thermique dans une enveloppe de forme cylindrique. La résolution d'un tel problème nécessite, en plus d'une condition initiale de type $T_x(r, t) = T_x(+\infty, t)$, une condition aux limites à l'interface

puits-massif. Nous considérons pour cette dernière une condition de type Newton. La résolution numérique est faite par la méthode des éléments finis via une formulation variationnelle.

3.3.1.3 Modèle du massif autour de la cavité

Considérons une cavité isolée conçue dans un milieu infini homogène et isotrope. Le matériau constituant ce milieu est supposé rigide et caractérisé thermiquement par une conductivité thermique λ et une diffusivité k . On considère dans ce qui suit un problème uniquement thermique (le problème thermomécanique est surtout important lorsque le massif autour de la cavité subit des déformations importantes qui font perdre du volume à la cavité et qui nuisent à la stabilité mécanique de l'ouvrage : cas du stockage pneumatique dans une cavité saline). Ce problème peut être énoncé sous la forme suivante :

$$k \left(T'' + \frac{KT'}{r} \right) = \dot{T} \quad (3.81)$$

où $T(r, t)$ est l'inconnue principale du problème fonction du rayon r et du temps t , et K un nombre entier tel que :

- $K = 1$ représente le cas d'une cavité cylindrique.
- $K = 2$ représente le cas d'une cavité sphérique.

La condition aux limites de la paroi interne de la cavité traduit le couplage avec le modèle cavité. La résolution numérique est faite par la méthode des éléments finis via une formulation variationnelle.

3.3.1.4 Modèle de la cavité

On considère que l'état thermodynamique de la cavité est uniforme (ça veut dire que toutes les grandeurs sont seulement fonction du temps). Cette hypothèse est complètement cohérente avec le modèle 1D utilisé pour décrire le massif autour de la cavité. En ce qui concerne le bilan d'énergie, on prend en compte l'apport d'enthalpie du fluide injecté et le flux thermique échangé avec le massif qui l'entoure, la chaleur latente de changement de phase n'est pas prise dans ce bilan car elle est intégrée directement dans les lois d'état. Le bilan de masse tient compte des échanges avec le puits et la loi de conservation de la quantité de mouvement n'est pas utilisée puisque le fluide dans la cavité est supposé au repos sous pression uniforme. Les équations s'écrivent :

$$dM = \sum Q dt \quad (3.82)$$

$$M(dh - v dp) = \sum \langle Q \rangle dt (H - h) + \Psi dt$$

où M est la masse du fluide dans la cavité, Q est le débit massique échangé avec le puits ; h , v et p sont respectivement l'enthalpie, le volume massique et la pression du fluide, $H = h + v^2/2$ est l'enthalpie d'entrée de la particule fluide de masse $Q dt$ dans la cavité ; Ψ est la puissance thermique reçue du massif autour de la cavité, avec pour x réel $\langle x \rangle = (x + |x|)/2$. Connaissant les conditions initiales, la résolution numérique de l'équation (3.80) est réalisée en utilisant la formule classique d'Euler implicite et en résolvant un problème non linéaire dont les inconnues sont p , T et c .

3.3.1.5 Application

Cette application a pour but d'étudier l'influence de la concentration c sur le comportement thermodynamique du système puits-cavité dans la LRC. Pour cela, nous considérons l'exemple d'une cavité cylindrique de hauteur 95 m, de diamètre 45 m, creusée dans un massif infini et alimentée par un puits de longueur 100 m et de diamètre 1 m. on considère que le massif rocheux autour du puits n'intervient que par sa température géothermique qui varie linéairement le long du puits entre 12°C et 15°C. Nous supposons qu'initialement la cavité contient déjà une masse d'air sous une pression $p = 0,2$ MPa, une température $T = 15$ °C et une concentration c . Nous allons comparer le comportement des quatre cas suivants:

- 1- Air humide avec $c = 0,99$
- 2- Air humide avec $c = 0,9$
- 3- Air sec qui suit le modèle de Lemmon (2000, [97]), ($c = 1$)
- 4- Gaz parfait a capacité thermique constante ($c = 1$)

Concernant le chargement en tête du puits, nous considérons un scénario simple qui consiste, après une phase de remplissage de la cavité jusqu'à une certaine pression, en un cyclage journalier avec une phase d'injection, deux phases de soutirage et trois phases de repos (Figure 3.3). Le débit d'injection est de 600 Kg/s. Les débits de soutirage sont calculés de sorte à conserver la masse d'air dans la cavité à la fin de chaque cycle. Pendant l'injection, la température et la concentration sont maintenues constantes et égales respectivement à 30°C et c .

L'évolution de la pression et de la température au sein de la cavité pendant la phase de remplissage représentée sur la Figure 3.4. A la fin de cette phase, la différence entre les résultats correspondants aux concentrations $c = 0,99$ et $c = 0,9$ est significative : une différence de 1 MPa pour la pression et de 5 °C pour la température. Concernant les autres modèles, les résultats sont proches de ceux donnés par le modèle à faible concentration $c = 0,99$ au niveau de la pression. S'agissant de la température, le modèle du gaz parfait donne des résultats intermédiaires et le modèle du gaz réel donne des résultats proches de ceux obtenus avec $c = 0,99$.

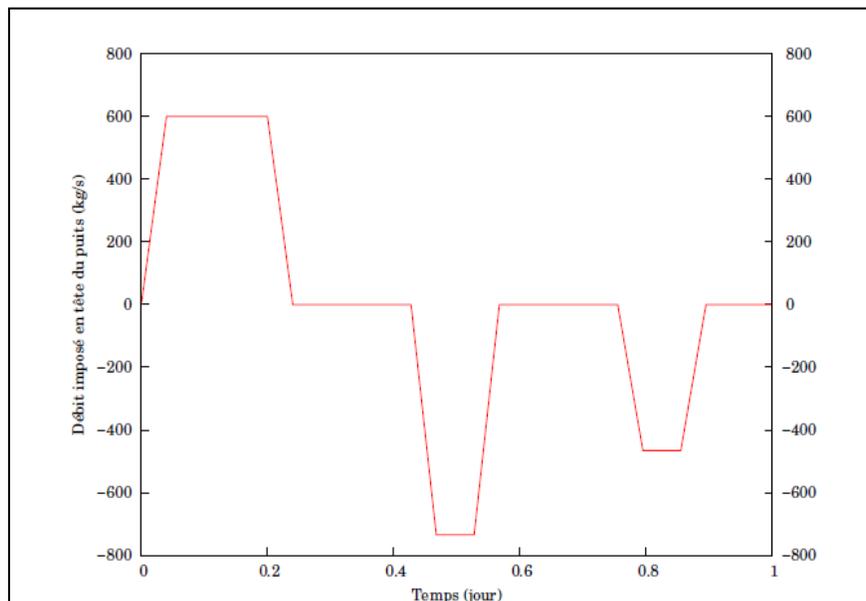


Figure 3.3 : Débit journalier imposé en tête du puits de la cavité pendant la phase de cyclage

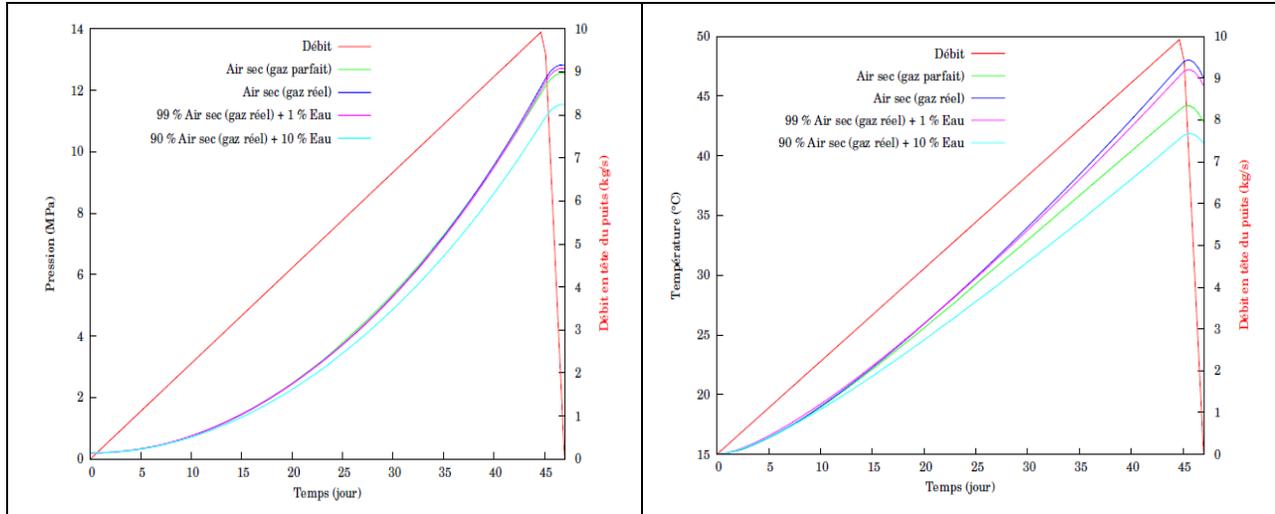


Figure 3.4 : Evolution de la pression et de la température dans la cavité pendant la phase de remplissage

Concernant le cyclage, la Figure 3.5 représente respectivement l'évolution de la pression et de la température dans la cavité durant le premier cycle. A la fin de la phase d'injection, les quatre modèles donnent des résultats très différents, particulièrement en termes de température : environ 10 °C et 2 MPa entre les 2 cas de l'air humide. Ces différences se réduisent pendant les phases de soutirage.

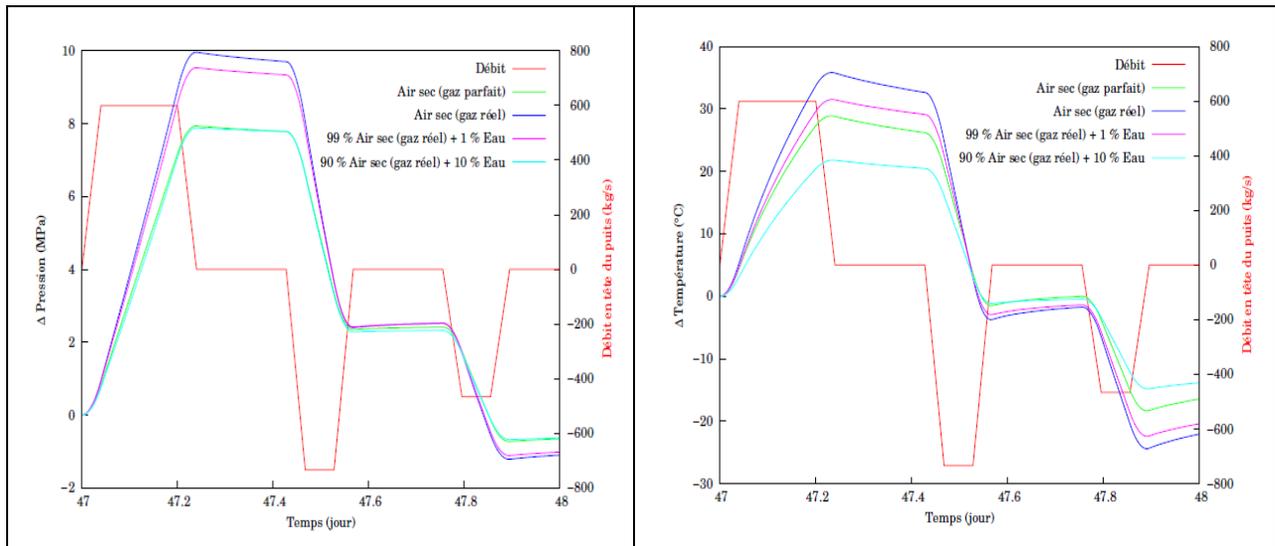


Figure 3.5 : Evolution de la pression et de la température dans la cavité pendant le premier cycle

La Figure 3.6 représente respectivement l'évolution de la pression et de la température dans la cavité durant les premiers cycles jusqu'à la stabilisation (environ 6 cycles). Ces figures confirment les conclusions précédentes avec, néanmoins, une augmentation progressive des différences à la fin de chaque première phase de soutirage et une diminution progressive des différences à la fin de chaque première phase d'injection. Comme pour la phase de remplissage de la cavité, le modèle gaz parfait donne des températures intermédiaires avec, toutefois, des pressions très proches du modèle de l'air fortement humide à $c = 0,9$.

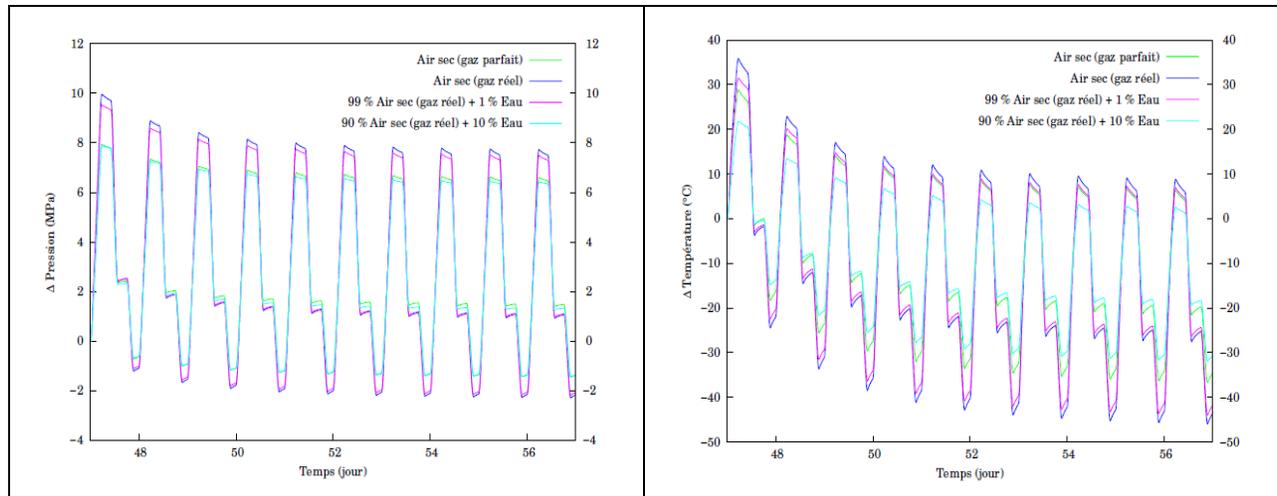


Figure 3.6 : Evolution de la pression et de la température dans la LRC durant les premiers cycles jusqu'à stabilisation

En conclusion, les résultats obtenus montrent que la modélisation de l'air par un gaz parfait conduit à un comportement moyen entre les deux situations de l'air sec et de l'air humide avec une concentration $c = 0,99$ étant donné la durée importante des temps de calcul avec l'air humide (une semaine pour 12 cycles), il est difficile, à ce stade, d'intégrer une telle modélisation dans un système global simulant le comportement de l'installation sur 30 ans. La considération de l'air comme un gaz parfait reste, à ce jour, une bonne approximation pour une simulation globale. Toutefois, nous retiendrons l'hypothèse de l'air sec dans la suite de notre travail.

3.3.2 Chargement dans les régénérateurs

Les sollicitations appliquées aux parois de chaque régénérateur (TES) sont déterminées à partir de calculs numériques qui sont basés sur les hypothèses suivantes :

- modèle 1D avec parois adiabatiques (Figure 3.7)
- écoulement laminaire de Darcy
- le fluide est considéré comme gaz parfait
- l'air et les céramiques ne sont pas en équilibre thermique local

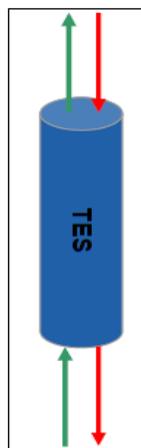


Figure 3.7 : Modèle 1D du régénérateur

Connaissant le débit et la température de l'air à l'entrée et à la sortie du TES, on peut déterminer la température et la pression en fonction du temps et la hauteur sur les parois de l'ouvrage. A titre d'exemple, la Figure 3.8 montre les profils de la température et de la pression appliqués aux parois du TES unique (configuration A1) en fonction du temps et de la hauteur. C'est ce chargement qui sera intégré dans nos propres calculs numériques de dimensionnement.

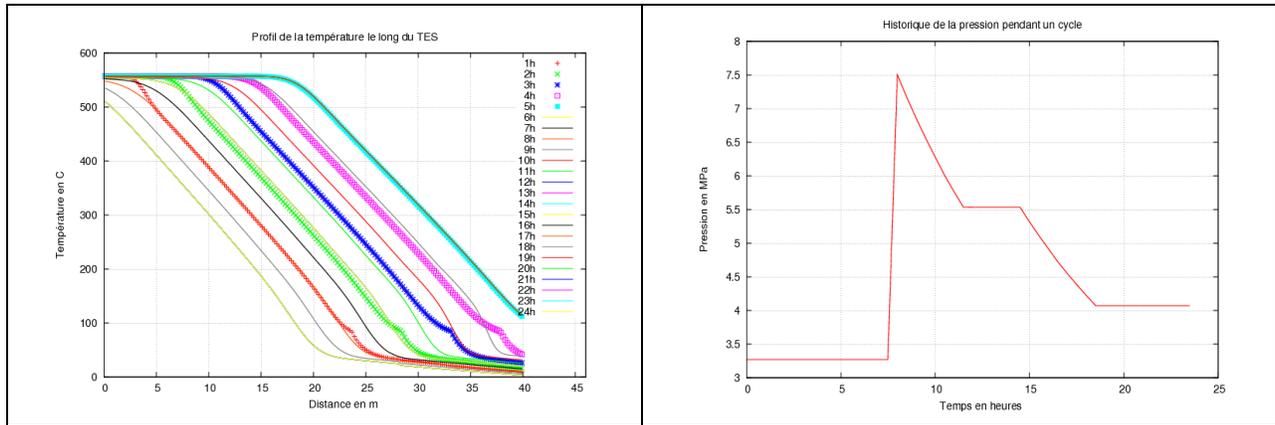


Figure 3.8 : Profils de température et de pression dans le TES unique (configuration A1)

3.3.3 Optimisation des régénérateurs

Dans le cadre des travaux effectués pour la conception des régénérateurs et le choix des médias de stockage, plusieurs configurations de régénérateurs ont été simulés en fonction des conditions de fonctionnement de l'installation et des entrées-sorties d'air dans l'enceinte afin d'obtenir les conditions stables de fonctionnement (Figure 3.9) Ces approches ont permis aussi de fournir une première version de deux formes de céramiques en vrac (billes et autres formes optimisées) qui ont été testées dans la boucle Claire du CEA (modèle à échelle réduite d'un régénérateur). Les résultats montrent une très bonne corrélation entre la théorie et l'expérimentation. Toutefois, ces résultats ont mis en évidence un effet de silo rédhibitoire ayant conduit à proposer des céramiques en forme de briques empilables et de plus forte densité permettant des gains importants de volume des enceintes et une réduction significative des CAPEX des régénérateurs. Ces nouveaux matériaux ont également été testés dans la boucle Claire, confirmant les résultats attendus. Des tests de tenue à la corrosion ainsi que des tests de tenue mécanique ont été également réalisés afin de s'assurer de la bonne réponse des matériaux aux conditions de sollicitation de l'installation.

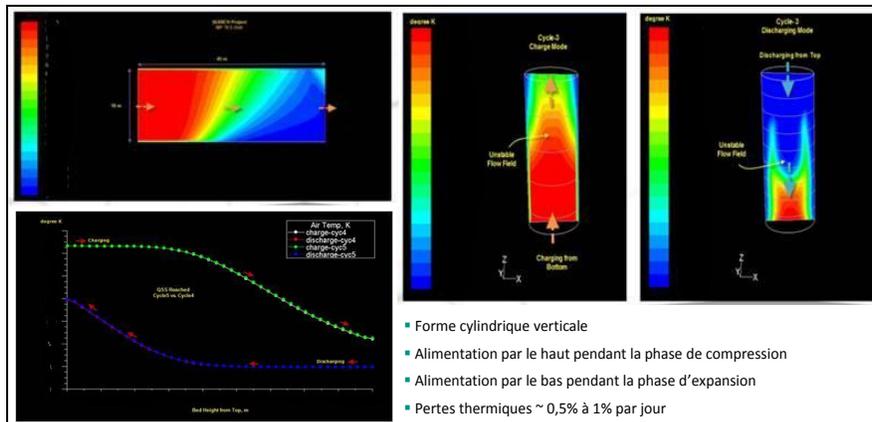


Figure 3.9: Optimisation du régénérateur par simulation numérique en 3D (source Saint Gobain)

3.4 Schémas de revêtements des régénérateurs

Dans un système de stockage souterrain, chaque matériau a un rôle précis : le rôle de la roche hôte est d'encaisser les contraintes induites essentiellement par la pression, le béton classique transmet les efforts à la roche et assure une bonne répartition des déformations de celle-ci surtout lorsqu'elle est fracturée, le revêtement final a pour rôle d'assurer l'étanchéité et l'isolation thermique.

Dans cette partie, nous allons dimensionner les revêtements des régénérateurs en vue d'assurer les trois fonctions requises de stabilité, d'isolation et d'étanchéité pendant toute la durée d'exploitation du stockage.

3.4.1 Principe général du choix du revêtement

Le point de départ dans le choix du revêtement d'un régénérateur a été les schémas évoqués dans le paragraphe du chapitre 1 consacré aux expériences de stockage de gaz naturel et d'air comprimé dans les cavités minées. Le projet de stockage de gaz naturel de Skallen en Suède donne à cet égard une bonne illustration du revêtement envisageable dans ce type d'ouvrage et présentée dans la Figure 3.10. On y trouve les éléments suivants :

- Un liner métallique constitué d'un acier enrichi en carbone de 12 à 15 mm (355 MPa à 0,17%) et dont l'objectif est d'assurer une barrière imperméable (étanchéité).
- Un revêtement de béton armé qui permet le transfert uniforme de la pression du gaz au terrain ainsi qu'une bonne répartition des déformations du terrain (fracturé) dans le revêtement jusqu'à l'interface béton-acier.
- Un liner organique (bitumineux) d'épaisseur 5 mm intercalé entre le béton et le liner métallique qui a pour rôle d'éviter la transmission des déformations du béton à l'acier.
- Un béton projeté mis en place au moment du creusement et permettant d'assurer une surface régulière. Un système de drainage est installé dans le béton projeté à proximité de l'interface avec la roche pour évacuer l'eau interstitielle.

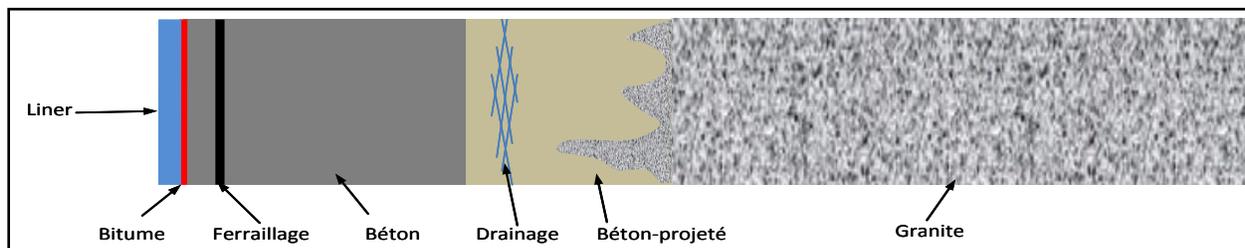


Figure 3.10 : Revêtement utilisé à Skallen

Les premières simulations thermomécaniques effectuées sur les différentes cavités (TES-MP, TES-HP et LRC) en considérant les dimensions propres de chaque ouvrage et les sollicitations cycliques en température et en pression qui lui sont appliquées ont montré rapidement que cette solution n'est pas viable au niveau des TES en raison des fortes contraintes thermiques induites. Pour la LRC, cette solution paraît faisable moyennant des précautions à prendre au niveau des dimensions de la cavité (constructibilité et mise en place du liner métallique) et de la durabilité de l'acier (chargement cyclique et risque de corrosion face aux condensats).

Les résultats obtenus au niveau des TES ont conduit à proposer une nouvelle conception du revêtement qui fait appel à trois éléments principaux : un refroidissement actif pour protéger le béton

et le terrain des contraintes thermiques, un isolant permettant de réduire les pertes thermiques et un liner métallique garantissant l'étanchéité du système. Les critères de constructibilité suggèrent l'installation du refroidissement actif sur le liner métallique comme l'illustre la Figure 3.11.

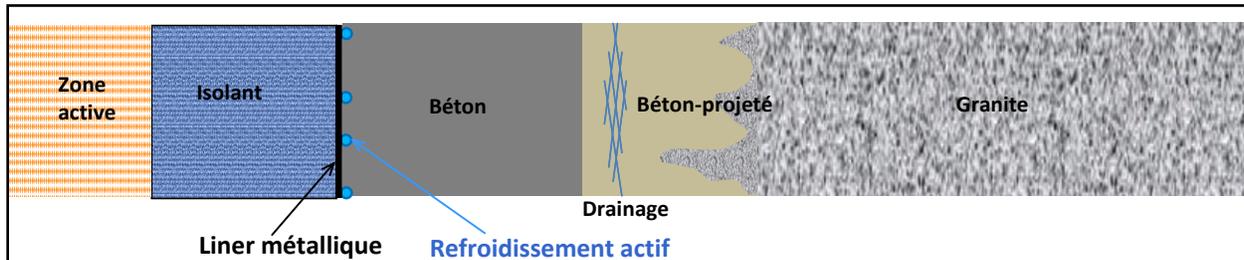


Figure 3.11 : Configuration de base composée d'un isolant suivi d'un liner d'acier et d'un système de refroidissement actif

Les calculs thermiques préliminaires ont montré qu'un isolant ayant un coefficient de transfert thermique de l'ordre de $0,6 \text{ W/m}^2/\text{K}$ est suffisant pour garantir une perte d'énergie de moins que 1%. En se basant sur ce résultat, trois schémas de revêtement ont été proposés :

Solution 1: La première solution s'appuie sur l'utilisation d'un béton réfractaire (Y75LCC, Monoguard) suivi d'un isolant (RI30, RI26, CA333) puis d'un refroidissement actif collé à un liner métallique et enfin le béton classique de génie civil (Figure 3.12). Le béton réfractaire a pour rôle de constituer un mur stable contenant les céramiques.



Figure 3.12 : Première configuration de revêtement pour les régénérateurs

Solution 2: La deuxième solution consiste à éliminer le béton réfractaire utilisé dans la première solution et à mettre en place un seul isolant homogène (Figure 3.13).



Figure 3.13 : Deuxième configuration de revêtement

Solution 3: Cette troisième solution est basée sur l'utilisation d'un béton réfractaire dense (MS6) permettant d'assurer les fonctions d'isolation et de support des céramiques. La conductivité thermique de ce matériau étant de l'ordre de 1 W/m/K , une épaisseur de 1.4 m est donc nécessaire pour satisfaire les exigences thermiques. Cette solution est finalement écartée pour des raisons économiques (Figure 3.14).



Figure 3.14 : Troisième configuration de revêtement

3.4.2 Expériences de revêtements lors du stockage de la chaleur

Parallèlement aux simulations numériques préliminaires qui ont permis de définir les grandes lignes du schéma de revêtement à mettre en œuvre dans un régénérateur, nous avons regardé l'état de l'art sur cet aspect dans les enceintes destinées au stockage de la chaleur. Nous nous contentons ici des hauts fourneaux et du revêtement préconisé dans le projet ADELE décrit dans le premier chapitre.

Un haut fourneau est un four à combustion interne, destiné à la fabrication de la fonte à partir du minerai de fer. Cette fonte est par la suite affinée par chauffage (décarburation) ce qui permet de produire de la fonte et ses dérivés ferreux. Le haut fourneau est en pratique une grande cuve cylindrique autoportante constituée d'un blindage métallique extérieur revêtu à l'intérieur de briques réfractaires, ce revêtement sert à protéger le blindage métallique contre les températures élevées qui peuvent atteindre 1500°C.

Les régénérateurs thermiques d'un haut fourneau appelés « Cowpers » ont pour but de préchauffer l'air avant son entrée dans le haut fourneau. Un Cowper moderne consiste en un cylindre vertical en acier de 6 à 9 m de diamètre et s'élevant à 20 à 35 m. Chaque haut fourneau est doté de 3 Cowpers qui fonctionnent en alternances suivant le principe de régénération, les périodes de chauffe et de passage de l'air durent environ une heure. En fonctionnement continu, un Cowper restitue sa chaleur pendant environ 30 min, avant que l'air soit orienté vers le Cowper qui vient de finir une réchauffe de 50 min. A l'entrée des régénérateurs, l'air a une température de l'ordre de 120°C et une pression de 0,3MPa, il entre en contact avec des briques réfractaires stockant de la chaleur, ce qui fait élever sa température jusqu'à 1500°C tout en maintenant la même pression (Figure 3.15).

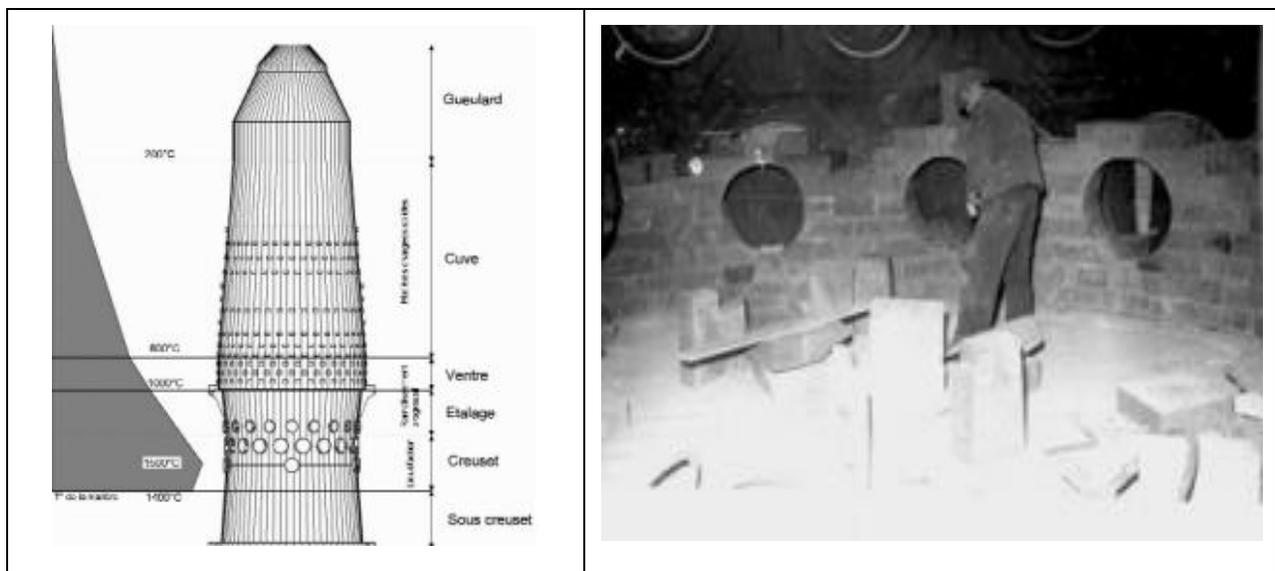


Figure 3.15 : Coupe verticale d'un haut fourneau (à gauche) et construction du revêtement réfractaire (à droite). (<http://www.fonds-belval.lu/>)

La composition des réfractaires utilisés dans ce type d'application varie à l'intérieur d'un même régénérateur suivant leurs positions et leurs rôles au sein de celui-ci pour s'adapter aux différentes sollicitations. A titre d'exemple, les réfractaires utilisés comme revêtement dans les hauts fourneaux et les Cowpers de BELVAL au Luxembourg sont des briques à base de chamotte et donc ressemblent au Monoguard et au Y75LCC.



Figure 3.16 : Coupes des trois Cowpers (à gauche) et briques réfractaires utilisées (à droite). (<http://www.fonds-belval.lu/>)

Le projet de stockage d'air comprimé qui comprend les sollicitations les plus proches de notre application est le projet ADELE piloté par RWE, GE, Züblin et DLR. La température et la pression à l'intérieur du régénérateur peuvent atteindre respectivement 600 °C et 6.5 MPa. Le TES est aérien, et le revêtement est constitué de deux couches de bétons isolants réfractaires, suivies d'une couche d'un isolant thermique très poreux et rempli d'air puis d'un liner d'acier métallique (Figure 3.17). La pression est encaissée par un anneau de béton fibré, armé et précontraint verticalement et horizontalement (Figure 3.17). Un refroidissement est envisagé pour traiter tous les points chauds du système.

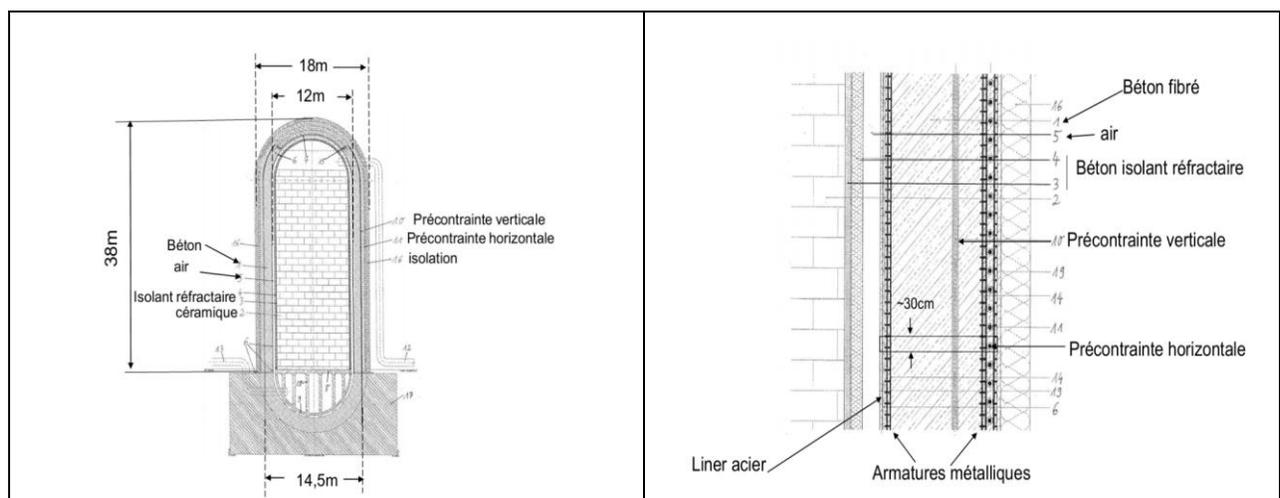


Figure 3.17 : TES aérien d'ADELE (à gauche) et coupe verticale montrant le revêtement utilisé (à droite) (Brevet Züblin)

Lorsque l'on compare le schéma général que nous préconisons pour le revêtement du régénérateur avec les pratiques dans les hauts fourneaux et le schéma envisagé dans le projet ADELE, il apparaît clairement que la philosophie est la même : garantir une isolation avec un matériau réfractaire le plus souvent sous forme de briques séparés par des joints de dilatation, assurer l'étanchéité avec un liner métallique et enfin mettre en œuvre, selon les besoins, un refroidissement actif pour protéger les matériaux qui vont encaisser la pression.

3.5 Dimensionnement du revêtement

L'approche suivie pour dimensionner le revêtement des cavités est basée sur la réalisation de calculs thermo-hydrromécaniques 1D dans le but d'évaluer l'influence des différents mécanismes affectant le couplage : convection, chaleur de compression, variation des propriétés des matériaux en fonction de l'état thermodynamique...

3.5.1 Simulations 1D

Les calculs portant sur la première configuration sont effectués en considérant le Monoguard comme béton réfractaire et le RI30 comme isolant ; pour la deuxième configuration, l'isolant homogène est constitué par le RI30. Les Figure 3.18 et Figure 3.19 montrent les 2 configurations.

Le régénérateur simulé a un diamètre utile de 20 m et se trouve à une profondeur de 60 m. Une tranche fine située au sommet du TES a été considérée pour mener les calculs en axisymétrie. Cette tranche correspond au chargement thermique le plus critique. L'hypothèse majeure sur laquelle repose une telle modélisation est la nullité du déplacement vertical. Cette hypothèse est pessimiste puisqu'elle permet d'obtenir des contraintes surévaluées dans le sens vertical. Le rayon extérieur est de 500 m, ce qui correspond à une distance suffisamment grande pour être considérée comme infinie (pas de changement du champ de température et de contrainte). L'ensemble est soumis à une température initiale de 12.5°C et une pression initiale nulle. Les propriétés des matériaux utilisées sont récapitulées dans le Tableau 3.1.

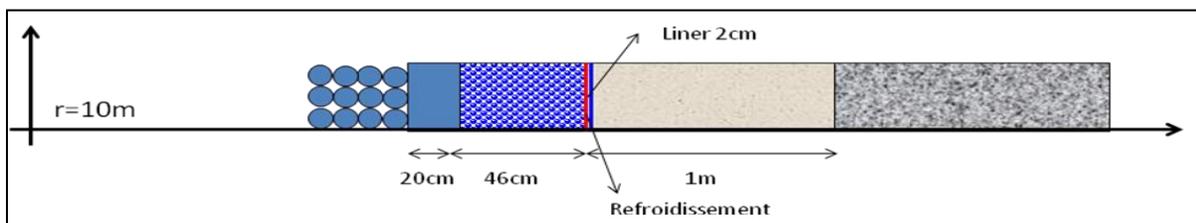


Figure 3.18 : Première configuration

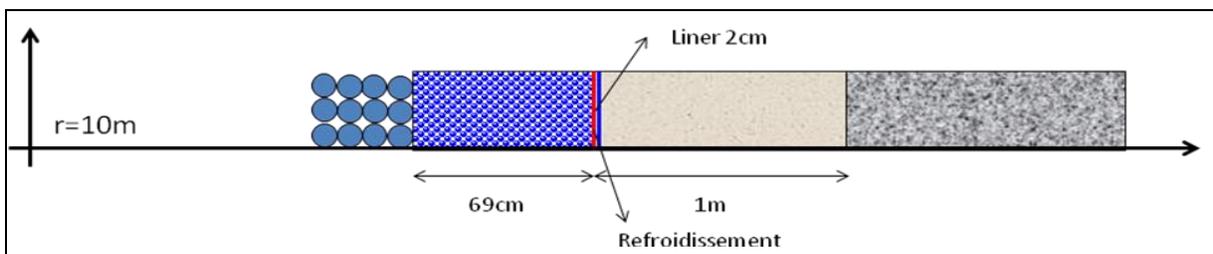


Figure 3.19 : Deuxième configuration

Le calcul se fait en deux étapes : la première consiste à simuler le creusement en procédant à un déconfinement progressif des contraintes initiales (considérées isotrope et égale à 3.24 MPa) sur une durée de 300 jours. Dans cette étape, aucune interface n'existe entre le granite et les différents éléments du revêtement. Dans la deuxième étape, le chargement est appliqué sur la paroi interne du revêtement. Le refroidissement est appliqué au niveau du liner métallique (une montée en température durant les 5 premiers jours jusqu'à 70°C, cette température est par la suite maintenue constante durant toute la durée du calcul).

Le chargement appliqué est composé de 3 phases :

- 1- Une montée en température (jusqu'à 280 °C qui est une température moyenne du cyclage en température) et en pression (jusqu'à 5.7 MPa qui est la pression moyenne du cyclage en pression) pendant 5 jours.
- 2- Une stabilisation de la température et de la pression pendant 46 jours.
- 3- Une application du cyclage en température et en pression pendant 9 jours (1 cycle/jour)

Les cycles sont montrés dans les Figure 3.20 et Figure 3.21.

Tableau 3.1: Propriétés des matériaux

paramètre	Monoguard	RI30	Béton	Granite	Liner
Module de Young (GPa)	35	3	20	35	200
Coefficient de Poisson	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3
Résistance à la compression (MPa)	35	1,5	30	60	300
Conductivité thermique (W/m/K)	3,8-4	0,36-0,42	1,75	2,5	10
Capacité calorifique (J/kg/K)	950	1100	880	950	450
Coefficient de dilatation thermique ($\times 10^{-5}K^{-1}$)	0,78	0,6	1	1	1,2
Porosité (%)	11	65	15	5	0,01
Perméabilité intrinsèque (m ²)	10 ⁻¹⁹	10 ⁻¹¹	10 ⁻¹⁸	10 ⁻¹⁵	10 ⁻²⁸
Coefficient de Biot	0,6	0,92	0,7	0,7	0,01

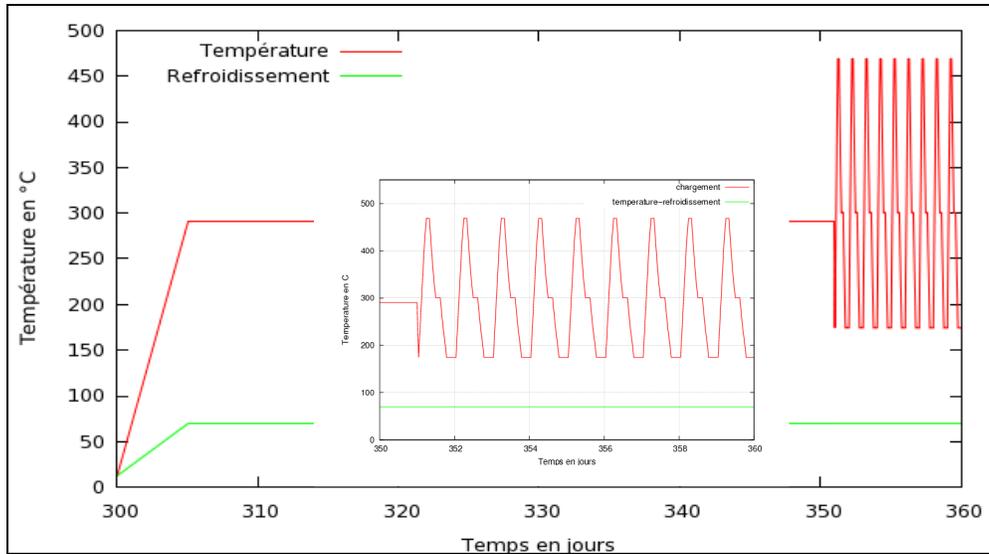


Figure 3.20 : Chargement thermique

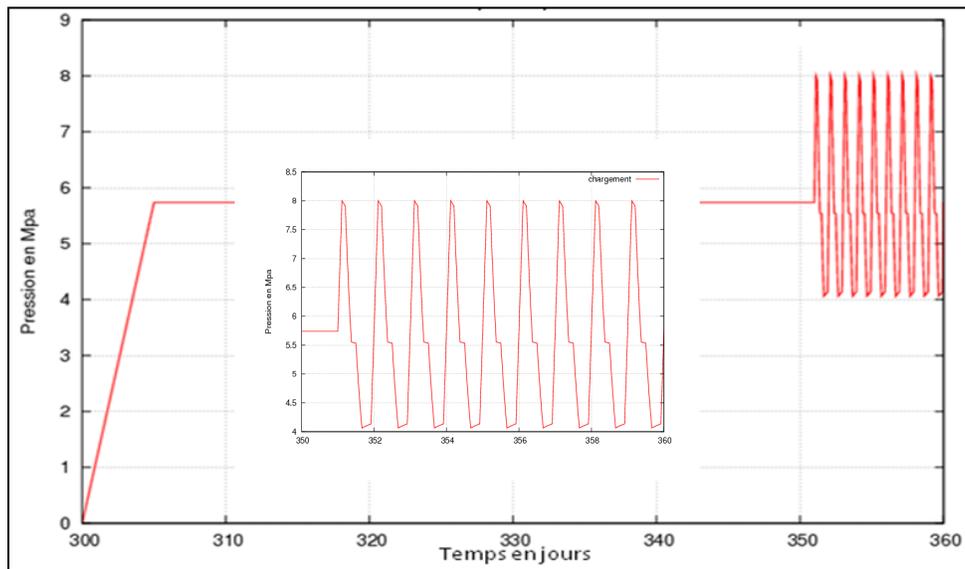


Figure 3.21 : Chargement hydraulique

Il est à noter que tous les matériaux constitutifs du revêtement et de la paroi de la cavité sont supposés avoir un comportement élastique (calcul de dimensionnement). Nous avons choisi 24 dates espacées d'une heure pour représenter les résultats. Les critères utilisés pour analyser la structure sont :

Stabilité mécanique : les trois critères suivants ont été utilisés pour les différents matériaux :

- 1- Le critère de Mohr-Coulomb pour les géomatériaux donné par :

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = k_p \sigma_1' - \sigma_3' \leq R_c \quad (3.83)$$

où σ_i' sont les contraintes principales effectives, R_c est le seuil en compression et k est le coefficient de butée passif donné par :

$$k_p = \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \quad (3.84)$$

où φ est l'angle de frottement du matériau ; un angle moyen de 30° a été retenu pour tous les géomatériaux, soit un coefficient passif de butée de 3.

2- Le critère de Tresca pour l'acier (selon le code français CODAP) :

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = \sigma_1' - \sigma_3' \leq \sigma_a = \frac{k\sigma_e}{1,6} \quad (3.85)$$

où σ_e est la limite élastique de l'acier et k le coefficient de chargement (CODAP, $k=3$). Selon la nature de l'acier, la limite élastique varie de 267 à 355 MPa et par conséquent la contrainte admissible σ_a est comprise entre 500 et 665 MPa (soit une moyenne de 600 MPa). Pour des raisons de fatigue liées aux sollicitations cycliques, nous retenons la moitié de cette valeur ($\sigma_a \sim 300$ MPa)

3- Critère de Rankine pour les géomatériaux concernant le comportement en traction

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = \sigma_1' \leq 0 \quad (3.86)$$

Un seuil en traction nul est pris pour ces matériaux.

Isolation thermique : La perte thermique journalière au niveau du refroidissement ne doit pas dépasser 1%.

Pertes hydrauliques : La perte hydraulique journalière au niveau du refroidissement ne doit pas dépasser 1%. La présence du liner métallique assure cette condition.

3.5.2 Calcul découplé

Afin de comprendre l'effet de chaque chargement à part, on a commencé par traiter le problème d'une manière découplée. Les résultats montrent que lorsque l'on applique un chargement thermique, des contraintes de compression apparaissent et conduisent à la rupture de la structure par cisaillement. La Figure 3.22 montre la contrainte de Mohr-Coulomb pour 24 instants choisis dans un même cycle. On en déduit que dans ce type de structure, plus la température est haute, plus les contraintes de compression sont élevées.

En considérant l'effet de la pression uniquement (sans chargement thermique), on observe des contraintes de traction dans tous les matériaux de la deuxième configuration et dans le Monoguard et l'acier de la première configuration (Figure 3.23). On déduit de ce calcul découplé que la présence d'un chargement mécanique seul ou la présence d'un chargement thermique seul cause la rupture de la structure : en cisaillement dans le premier cas, et en traction dans le deuxième. La coexistence des deux chargements est donc nécessaire à la stabilité des ouvrages.

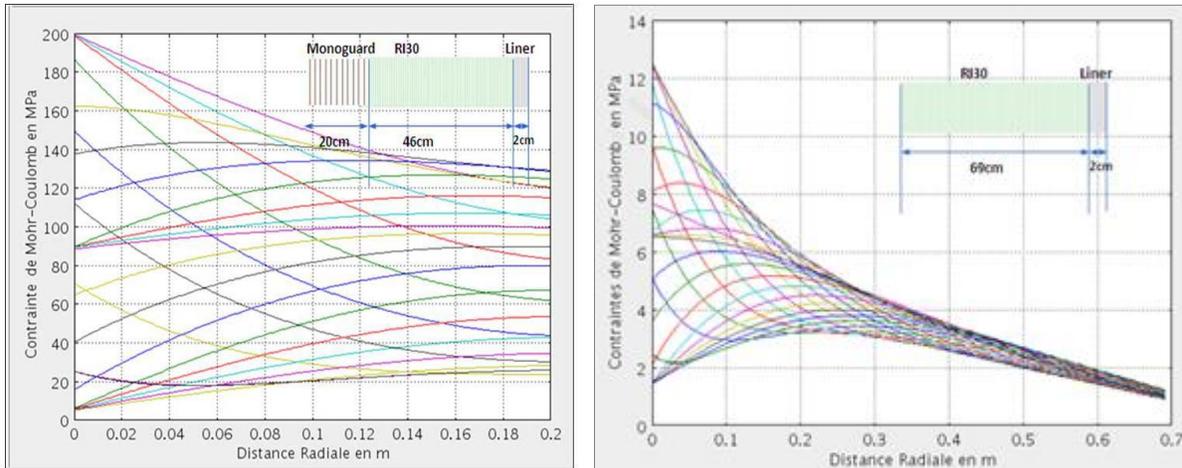


Figure 3.22 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

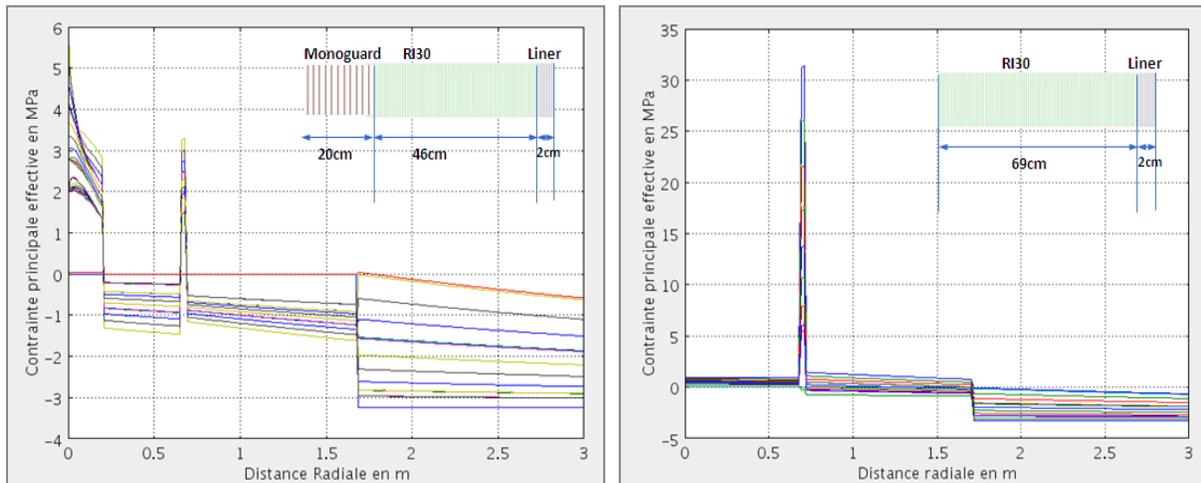


Figure 3.23 : Contrainte principale effective σ_1' dans la première configuration (à gauche) et dans la deuxième configuration (à droite)

3.5.3 Calcul couplé

Les calculs montrent la présence de fortes contraintes au sein du Monoguard (première configuration) et du RI30 (deuxième configuration) qui peuvent causer une rupture en cisaillement (Figure 3.24), les contraintes de Mohr-Coulomb dépassent largement la limite élastique en compression des deux matériaux ($220 > 40$ MPa et $11.5 > 3$ MPa).

Les fortes contraintes compressives développées au sein du Monoguard et du RI30 sont liées principalement aux modules de Young de ces 2 matériaux, plus ce module est grand, plus les contraintes de cisaillement sont importantes. Face à ce problème, la construction du revêtement sous forme de briques séparées par des joints thermiques s'avère nécessaire. Les joints permettent d'absorber la dilatation thermique des différentes briques, ce qui diminue les contraintes qui en résultent.

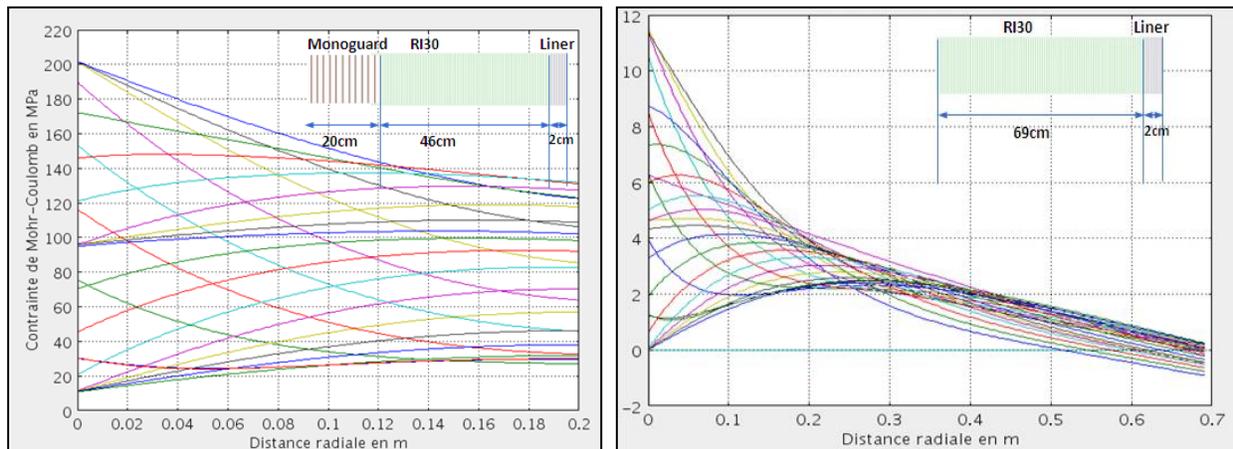


Figure 3.24 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

Effet des joints thermiques

Dans un calcul 1D, la seule méthode qui permet de prendre en compte les joints thermiques est de calculer un module de Young équivalent pour l'assemblage (brique + joints). Ce module est forcément plus faible que celui d'une brique à cause de la faiblesse du module des joints, ceci conduit nécessairement à la diminution des contraintes thermiques.

Les joints sont pris en compte par un modèle simple qui évalue le module de Young équivalent de la façon suivante :

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{X_{matériau}}{E_{matériau}} + \frac{X_{joint}}{E_{joint}}$$

où X_{joint} et $X_{matériau}$ sont respectivement les fractions occupées par les joints et par le matériau et E_{eq} le module de Young équivalent (Figure 3.25).

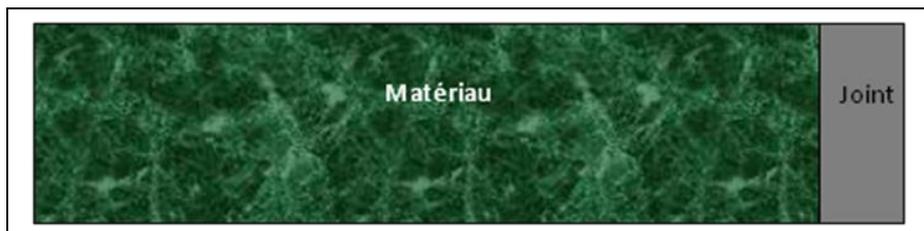


Figure 3.25 : Homogénéisation du matériau en présence de joints

En utilisant le module de Young équivalent, évalué ci-dessus, ($E_{Monoguard} = 5\text{GPa}$ et $E_{RI30} = 1\text{GPa}$), les contraintes de Mohr-Coulomb calculées sont plus faibles car les contraintes compressives sont corrélées positivement au module de Young. La Figure 3.26 montre que les contraintes de Mohr-Coulomb sont admissibles pour les deux configurations.

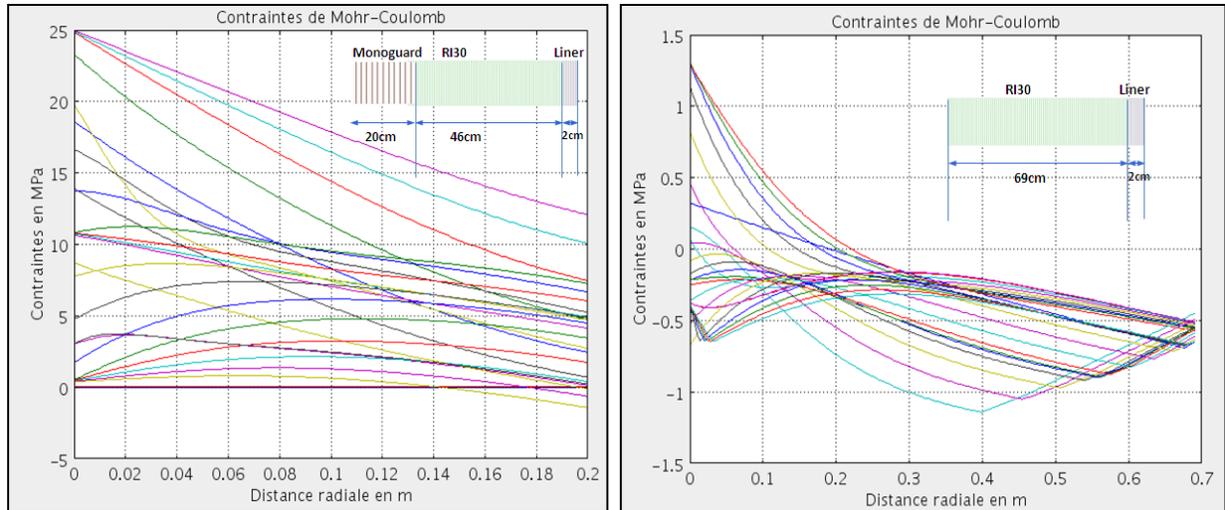


Figure 3.26 : Contrainte de Mohr-Coulomb en tenant compte des joints dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

Effet de la convection

La convection est représentée dans l'équation de conservation de l'énergie par le terme $\rho_f C_{pf} \vec{v}_{rf} \cdot \vec{\nabla} T$. Elle traduit la chaleur transportée par une particule en mouvement et elle est proportionnelle à la capacité volumique du fluide circulant, à sa vitesse et au gradient de la température. Pour connaître l'effet de ce mécanisme, on a conduit des comparaisons entre un modèle qui tient compte de la convection et un modèle simple qui ne tient pas compte de ce phénomène. Pour la première configuration, aucun effet n'a été observé pour ce mécanisme à cause de la faible perméabilité du Monoguard qui diminue la vitesse du fluide, ce qui rend l'effet de la convection négligeable. Pour la deuxième configuration, le RI30 est un matériau perméable, la vitesse du fluide et donc l'effet de la convection se trouvent tous les deux augmentés. Ces observations peuvent affecter considérablement le champ de température dans le RI30. Les comparaisons établies indiquent que la différence de température peut atteindre 35°C (Figure 3.27).

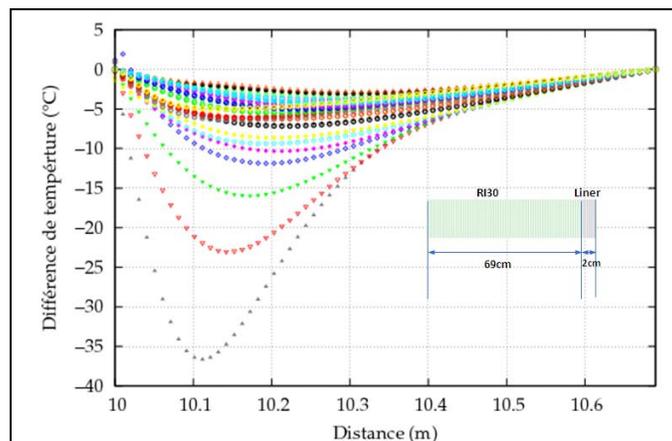


Figure 3.27 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la convection et un autre modèle simple qui la néglige (deuxième configuration)

Propriétés variables de l'air

L'air est considéré dans les modélisations comme étant un air sec qui suit la formulation de Lemmon et al. (2000). Des comparaisons avec un modèle simple qui le considère comme étant un gaz parfait avec des propriétés thermiques constantes ont été réalisées. La comparaison entre les deux configurations montre une différence de l'ordre de 3°C (Figure 3.28). Cette différence a un impact négligeable sur la stabilité mécanique et sur la fuite thermique et hydraulique car la participation du fluide dans le terme $(\rho C_p)_m$ est négligeable à cause de sa faible densité (comparée à celle du solide).

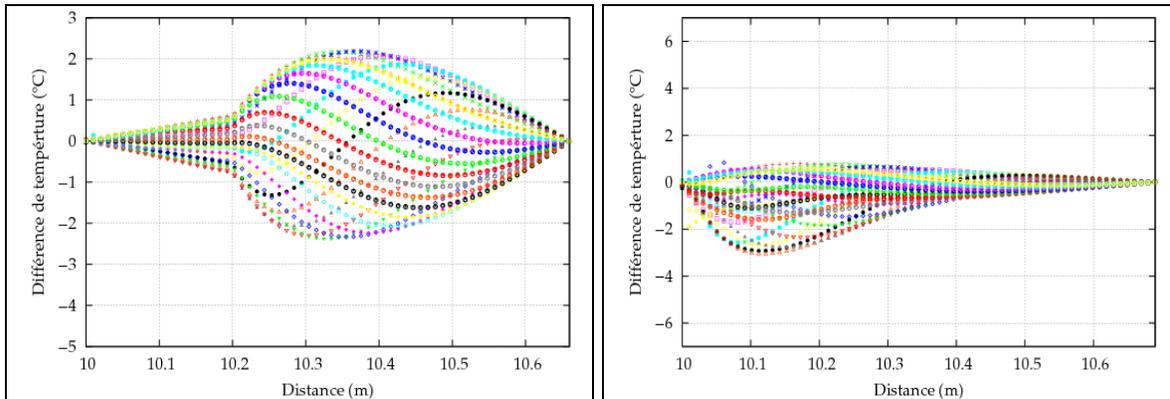


Figure 3.28 : Différence de température entre un modèle d'air sec et un modèle de gaz parfait avec des propriétés constantes (configuration 1 à gauche et configuration 2 à droite)

Le coefficient de dilatation thermique différentiel α_m intervient dans l'équation de conservation de masse dans le terme $\alpha_m \frac{\partial T}{\partial t}$. Ce terme peut influencer le champ de pression parce qu'il fait intervenir la différence entre les coefficients de dilatation thermique du fluide et du squelette respectivement. On observe son effet seulement sur la première configuration, les différences peuvent atteindre 2 MPa (Figure 3.29). Ceci peut augmenter la pression de pore et ainsi créer des contraintes de traction dans le Monoguard. Ce phénomène n'est pas présent dans la deuxième configuration à cause de la grande perméabilité du RI30.

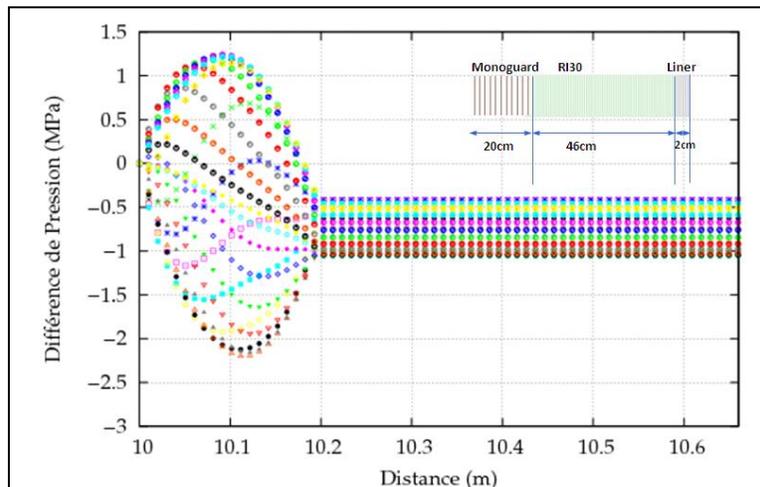


Figure 3.29 : Différence de pression entre un modèle qui rend compte du coefficient de dilatation thermique différentiel et un modèle simple qui le néglige (configuration 1)

La même comparaison a été faite pour connaître l'effet de la variation du coefficient d'emmagasinement $\frac{1}{M}$ dans l'équation de conservation de masse (Figure 3.30). Cette comparaison avec un modèle qui ne tient pas compte de la variation de ce coefficient, montre pour la première configuration une diminution de la pression de pore qui peut atteindre 2 MPa, ce qui peut diminuer le risque de traction. Ce phénomène n'est pas observé dans la deuxième configuration à cause de la grande perméabilité du RI30.

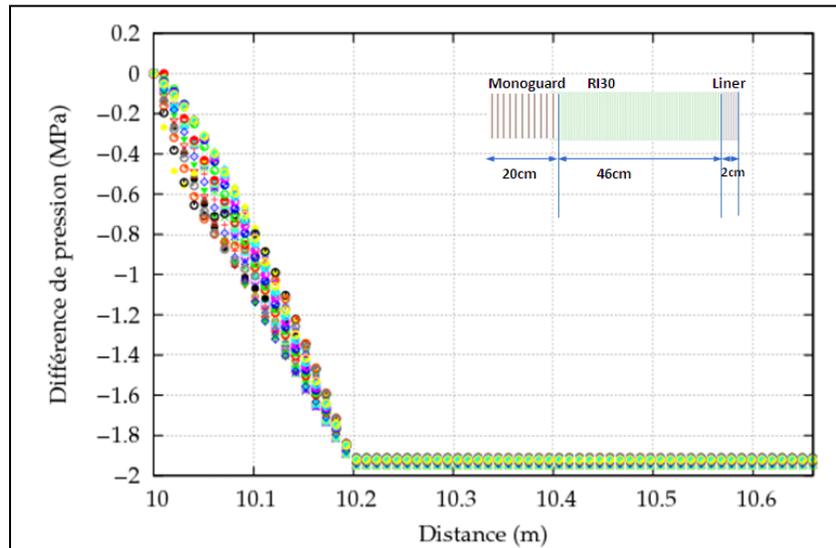


Figure 3.30 : Différence de pression entre un modèle qui rend compte de la variation du coefficient d'emmagasinement en fonction de la température et de la pression et un modèle simple qui le considère constant (configuration 1)

Chaleur de compression

L'air est un fluide compressible, sa compression peut générer de la chaleur et affecter le champ de température dans la structure. Cet apport de chaleur se manifeste par le terme $\frac{\partial p}{\partial t}$ dans l'équation de chaleur. Dans la première configuration, ce phénomène est négligeable parce que la variation de la pression en fonction du temps est lente à cause de la faible perméabilité du Monoguard. Dans la deuxième configuration, le RI30 est très perméable, ce qui entraîne une importante variation de la pression en fonction du temps et donc une variation du champ de température. La Figure 3.32 montre que la différence de température peut atteindre 7°C.

Conductivité thermique

Une comparaison entre un modèle qui tient compte de la variation de la conductivité en fonction de la température et un modèle à conductivité constante a été conduite, d'une part pour le granite et le béton, et d'autre part pour le revêtement. Les données concernant la roche et le béton sont tirées de la littérature. La Figure 3.32 montre la variation de leur conductivité thermique en fonction de la température. Cette comparaison nous montre qu'une différence de température de 2°C peut exister entre les 2 modèles ce qui rend cet effet négligeable (Figure 3.33). Concernant le revêtement, la variation de la conductivité thermique du Monoguard et du RI30 est montrée dans la Figure 3.34. Les résultats montrent des différences qui peuvent atteindre 6°C (Figure 3.35). Cette différence est peu importante parce que la variation de la conductivité en fonction de la température est minime.

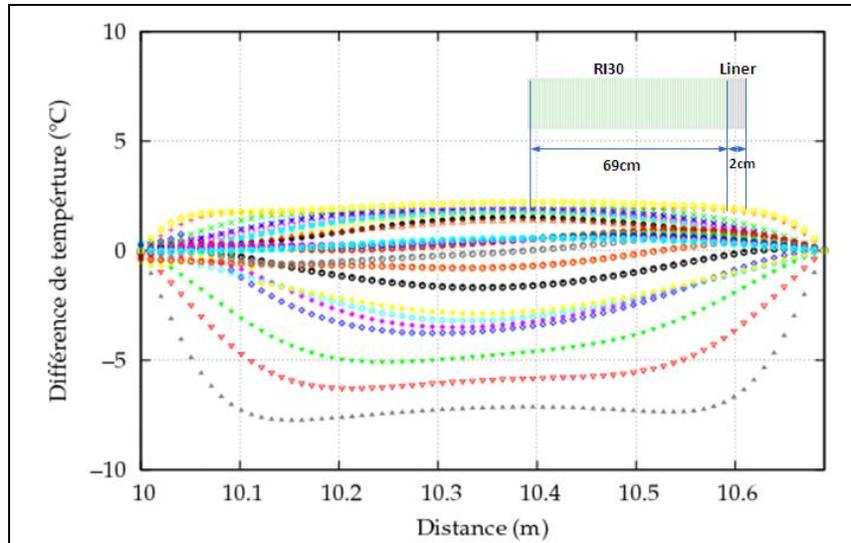


Figure 3.31 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la chaleur de compression et un modèle simple qui la néglige (configuration 2)

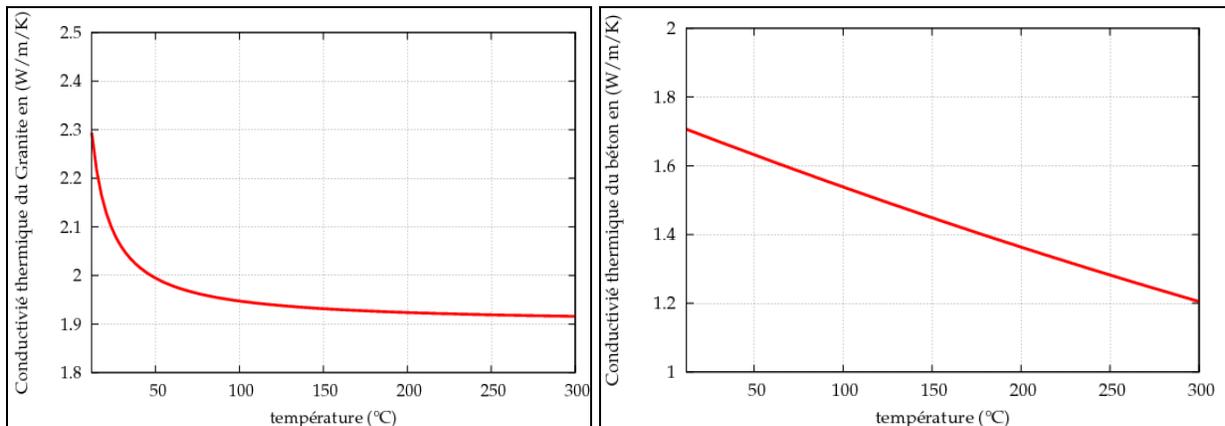


Figure 3.32 : Conductivité thermique du granite (à gauche) et du béton (à droite) en fonction de la température

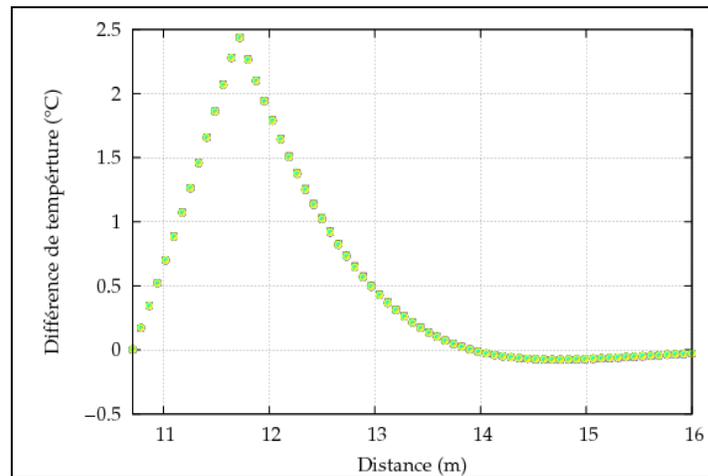


Figure 3.33 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la variation de la conductivité thermique en fonction de la température et un modèle simple qui la considère constante (configuration 1)

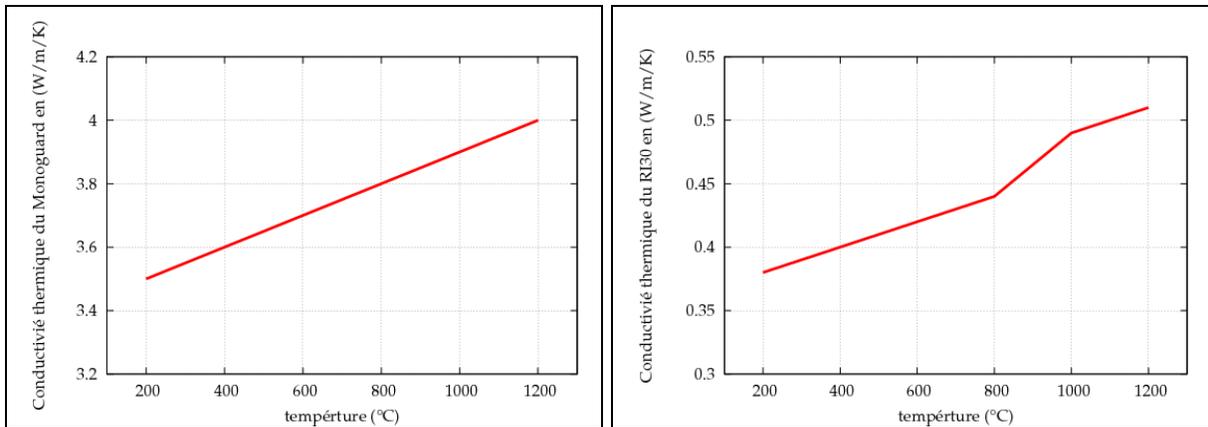


Figure 3.34 : Conductivité thermique du Monoguard (à gauche) et du RI30 (à droite) en fonction de la température.

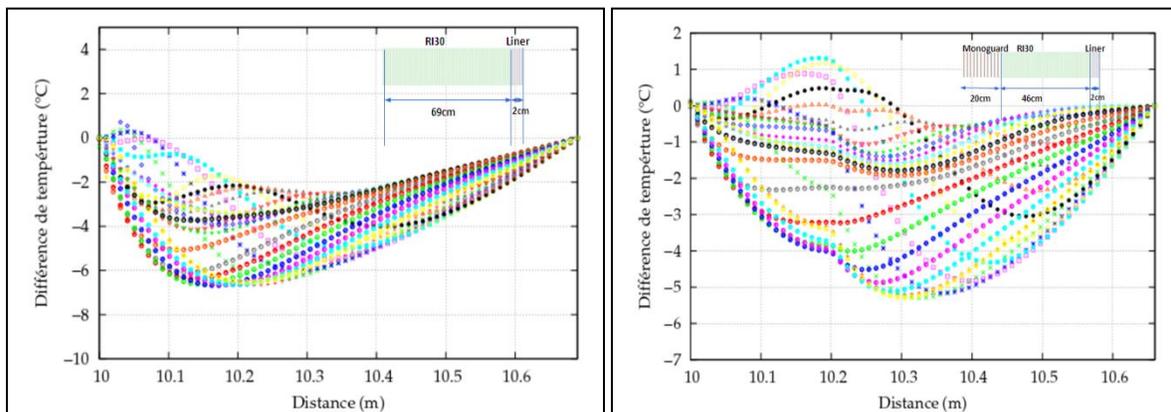


Figure 3.35 : Comparaison entre un modèle qui rend compte de la variation de la conductivité thermique en fonction de la température et un modèle simple qui la considère constante (configurations 1 et 2)

Coefficient de Biot :

Le coefficient de Biot est très important dans la modélisation thermo-hydro-mécanique. La Figure 3.36 montre le critère de Rankine pour la première configuration. On remarque que quand le coefficient se rapproche de 1, les contraintes de traction deviennent de plus en plus importantes. On observe une traction lorsque le module de Biot est supérieur à 0,7. Les essais au laboratoire montrent que le coefficient de Biot du Monoguard est de l'ordre de 0,6 ce qui implique un risque d'une faible traction.

Les contraintes de traction sont très influencées par la perméabilité et le coefficient de Biot. Plusieurs simulations ont été alors conduites pour étudier ce phénomène. Les résultats sont récapitulés dans le Tableau 3.2 qui donne la contrainte de Rankine en fonction du coefficient du Biot et de la perméabilité du Monoguard. Les contraintes de traction sont d'autant plus développées que la perméabilité est faible ou que le coefficient de Biot est élevé.

Tableau 3.2 : Contrainte de Rankine en MPa en fonction de la perméabilité et du coefficient de Biot

Perméabilité (m ²)	Coefficient de Biot					
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
10 ⁻¹⁷	-1,3	-0,8	-0,4	-0,1	0,4	0,8
10 ⁻¹⁸	-1,2	-0,75	-0,35	0	0,45	0,85
10 ⁻¹⁹	-1,1	-0,7	0,2	0,3	0,8	1,2
10 ⁻²⁰	-0,3	0,3	0,98	1,6	2,1	2,8
10 ⁻²¹	-0,05	0,5	1,2	1,9	2,5	3,15

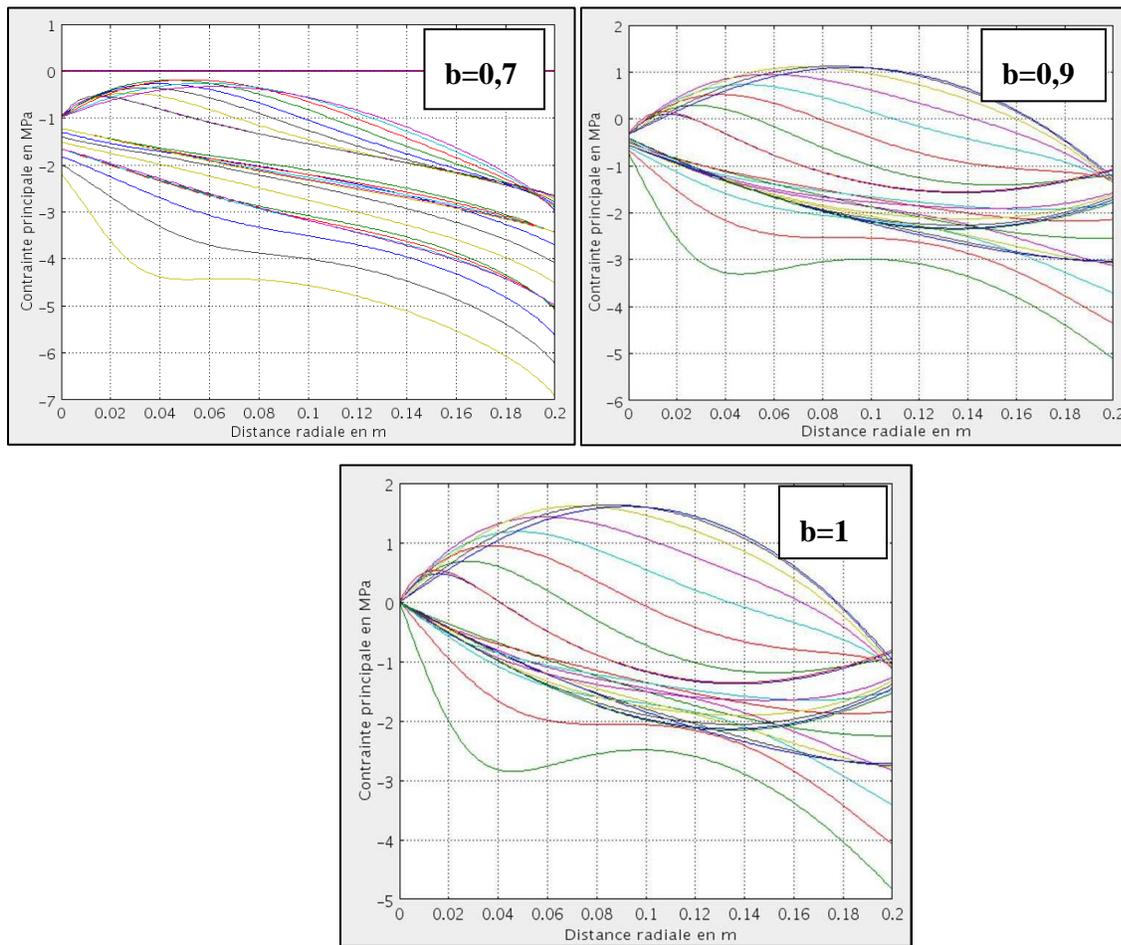


Figure 3.36 : Critère de Rankine dans le Monoguard pour la première configuration et pour plusieurs valeurs du coefficient de Biot

Calcul de structure

Une série de simulation numérique a été réalisée sur les deux configurations de revêtements choisis. Les résultats indiquent que les mécanismes de couplage n'ont pas d'influence sur la stabilité mécanique, malgré leur remarquable influence sur les champs de température et de pression. Les calculs montrent que la structure est stable. Les Figure 3.37, Figure 3.38, Figure 3.39 et Figure 3.40

montrent les différents critères : Mohr-Coulomb, Tresca et les champs de température et de pression de pore dans les deux configurations :

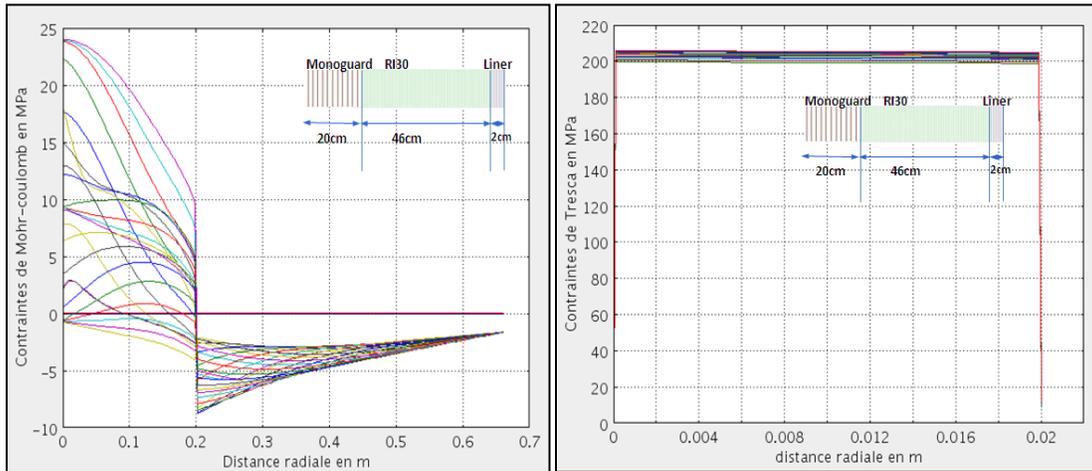


Figure 3.37 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard et le RI30 (à gauche) et le critère de Tresca dans l'acier (à droite) pour la première configuration

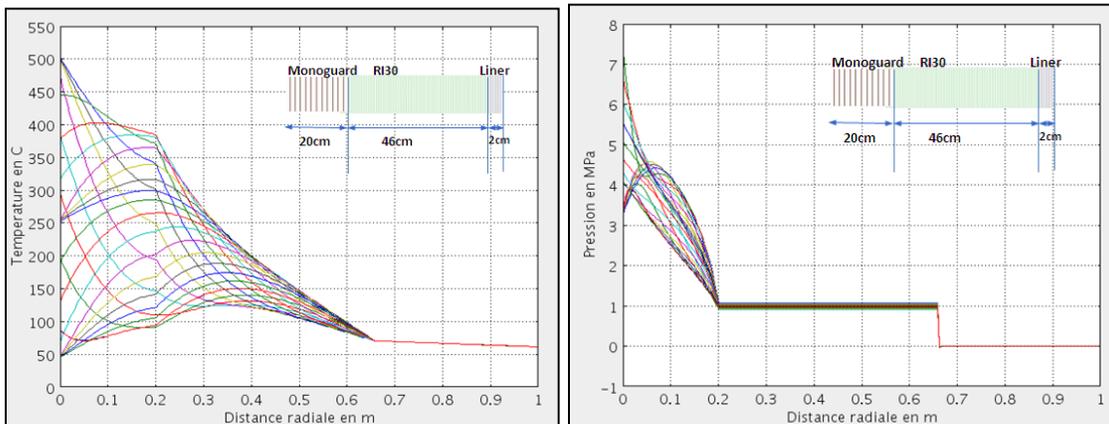


Figure 3.38 : le champ de température (à gauche) et de pression (à droite) dans la première configuration

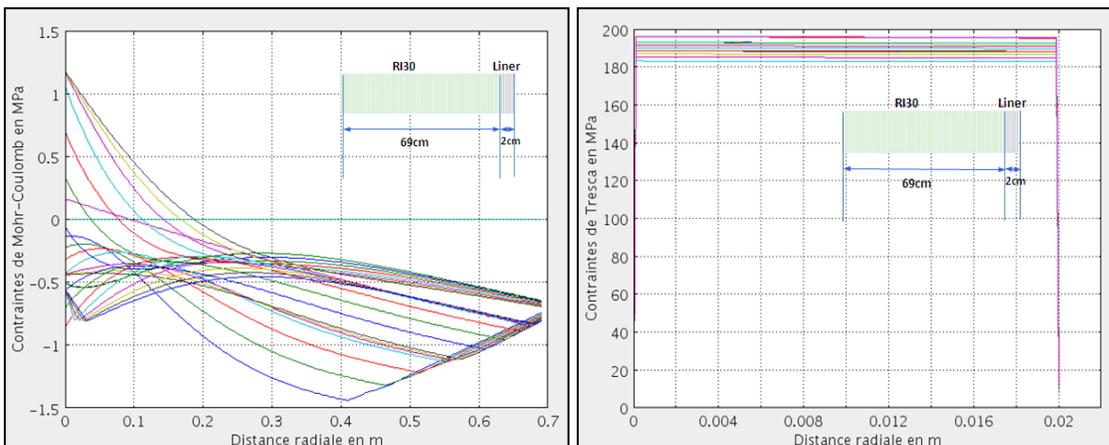


Figure 3.39: Contraintes de Mohr-Coulomb dans le RI30 (à gauche) et le critère de Tresca dans l'acier (à droite) pour la deuxième configuration.

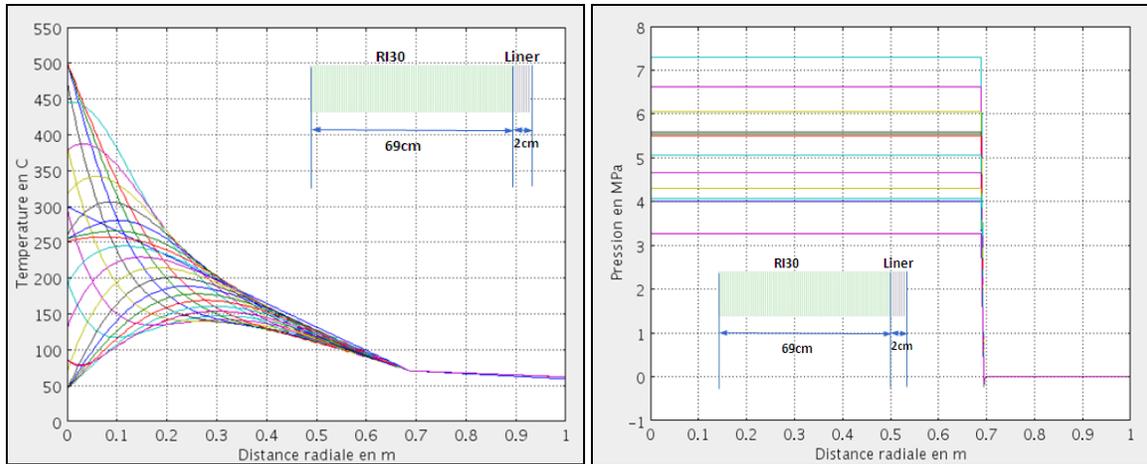


Figure 3.40: Champs de température (à gauche) et de pression (à droite) dans la première configuration

3.6 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre nous avons réalisé une synthèse bibliographique des travaux effectués sur le couplage thermo-hydro-mécanique dans les milieux poreux. En s'inspirant de ces études, nous avons élaboré un modèle adéquat à notre application. Ce modèle prend en compte des mécanismes souvent négligés dans la littérature, comme par exemple le transport de chaleur par convection et la chaleur de compression générée par l'air qui est un fluide compressible. En plus, le modèle rend compte de la variation des propriétés des matériaux en fonction de la température et de la pression.

La deuxième partie a été consacrée au dimensionnement du revêtement d'un régénérateur qui permet d'assurer les trois fonctions de stabilité, d'isolation et d'étanchéité. En s'inspirant de la littérature et en effectuant des calculs préliminaires, différentes configurations de revêtements ont été examinées. Les critères technico-économiques ont permis à la fin de retenir deux configurations principales. La première configuration est constituée d'une couche de 20 cm de béton réfractaire Monoguard suivie d'une couche de 46 cm de briques isolantes poreuses RI30 et d'un liner métallique de 2 cm. La deuxième configuration est formée d'une couche unique de 69 cm de RI30 suivie du liner métallique. Au-delà de ce revêtement spécifique du régénérateur, on trouve le revêtement classique constitué de béton de génie civil (y compris le béton projeté et son système de drainage au contact de la roche hôte).

Afin de calculer le chargement qui s'applique sur les parois du revêtement à partir du débit et de la température connus en tête du puits de la cavité, une comparaison a été réalisée à l'échelle de la cavité de stockage pneumatique entre le comportement de l'air humide et celui de l'air sec et du gaz parfait. Ce travail a été effectué en intégrant la loi rhéologique décrite dans le chapitre 2 dans un logiciel dédié permettant de simuler le comportement thermodynamique d'une cavité en rendant compte des interactions entre le puits, la cavité et le massif rocheux. Les résultats obtenus ont montré que l'hypothèse permettant de considérer l'air humide comme un gaz parfait est relativement satisfaisante. Le calcul du chargement au niveau de tous les ouvrages du système de stockage (TES et LRC) a été par conséquent réalisé suivant cette hypothèse.

Une série de simulations a été réalisée pour évaluer l'importance des différents mécanismes qui peuvent influencer le dimensionnement du revêtement d'un régénérateur. Les différents mécanismes (convection, chaleur de compression, propriétés thermiques variables) affectent le champ de

température et de pression mais n'ont pas une incidence significative sur la stabilité mécanique. Pour la première configuration, la prise en compte du coefficient de dilatation thermique linéique différentielle entraîne une augmentation de pression qui peut générer une traction dans le Monoguard. Cette traction est très dépendante du coefficient de Biot. En plus, l'étude paramétrique a montré que le coefficient de Biot du Monoguard doit être inférieur à 0,7 pour ne pas avoir des contraintes de traction, ce qui est le cas, vu que ce coefficient est proche de 0,6 pour ce matériau. Enfin, une série de simulations a montrée la stabilité mécanique des ouvrages.

La modélisation du revêtement des deux principales cavités du système de stockage adiabatique de l'air comprimé (cavité LRC et régénérateur TES) est donnée dans l'annexe 2. La géométrie réelle de chaque cavité et la variation spatiale et temporelle du chargement sont prises en compte. Dans le premier cas, la modélisation est thermomécanique en raison de la présence du liner métallique qui assure l'étanchéité. Quant au régénérateur, la modélisation est thermo-hydro-mécanique et correspond à la configuration du TES haute pression avec le schéma de revêtement basé sur l'utilisation d'un seul matériau isolant poreux. Dans une optique d'étude de stabilité, les mécanismes de couplage sont négligés.

Dans le chapitre suivant, nous allons exploiter un prototype qui représente le TES à petite échelle afin de tester différents schémas de revêtement et de valider notre approche de modélisation.