

# MODELISATION NUMÉRIQUE DE LA DISTRIBUTION THERMIQUE DANS UNE SALLE DE SERVEURS INDUSTRIELLE : OPTIMISATION DE LA CONFIGURATION

Pierre-Luc **Paradis**<sup>a,\*</sup>, Drishtysingh **RAMDENE**<sup>b</sup>,  
Adrian **ILINCA**<sup>c</sup>, Hussein **IBRAHIM**<sup>d</sup>, Daniel R. **ROUSSE**<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Chaire de recherche industrielle en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique (T3E),  
École de technologie supérieure, Montréal, Canada

<sup>b</sup> Institut Technologique de Maintenance Industrielle, Sept-Îles, Canada

<sup>c</sup> Laboratoire de recherche en énergie éolienne (LREE), Université du Québec à Rimouski, Canada

<sup>d</sup> Techno Centre Éolien Corus, Gaspé Canada<sup>b</sup>

---

## RÉSUMÉ

Ce travail compare six scénarios de climatisation d'une salle de serveurs typique. La climatisation par plancher surélevé et par conduit fixe au plafond est comparée avec différents degrés de confinement des allées froides dans les salles. Les résultats dénotent une stratification plus importante de la température lorsque l'air est admis par le bas, la contamination de l'air froid par des boucles de recirculation lorsque le confinement n'est pas adéquat, de même qu'un gain d'efficacité lorsqu'un panneau relie le haut des cabinets au plafond lorsque l'air froid provient du haut. Aucune différence n'est toutefois relevée entre les deux configurations de salles (plancher surélevé ou conduit au plafond) lorsque l'allée froide est totalement confinée. Ce travail est conclu par un algorithme décisionnel simple basé sur les résultats de simulations pour l'intervention sur les salles de serveur existantes et vétustes.

*Mots Clés : Salle de serveurs, Climatisation, SolidWorks Flow Simulation, Simulation numérique*

---

## NOMENCLATURE

### Symboles :

$X$  distance dans l'allée froide, m [pi]  
 $T$  température, °C [°F]  
 $Q$  puissance du cabinet de serveur, kW [Btu/h]  
 $\dot{V}$  débit d'air, m<sup>3</sup>/s [CFM]  
 $c_p$  Chaleur massique, kJ/kg K [Btu/lb °F]

### Lettres grecques :

$\rho$  masse volumique de l'air, kg/m<sup>3</sup>  
 $\Delta$  indique une différence, -

### Indices / Exposants :

a air

---

## 1. INTRODUCTION

Internet, le téléphone, la télévision, bref les télécommunications occupent de nos jours une place grandissante dans nos vies. Pour soutenir cette croissance, les compagnies de télécommunications possèdent d'immenses salles de serveurs. De même, les puissances de calculs ne cessent de croître, ce qui augmente les puissances électriques installées au mètre carré dans les salles. En effet, selon Patel et al. [1] et Shrivastava et al. [2], un cabinet standard peut requérir une puissance de plus 12 kW et une salle de serveur contient des centaines de cabinets du genre. Ces salles

nécessitent donc des infrastructures spécialisées permettant d'évacuer les puissances des serveurs ultimement converties en chaleur. Les gestionnaires, conscients des coûts associés à la climatisation, ont donc commencé à employer diverses stratégies, organisant les serveurs en allées chaudes et froides, augmentant le confinement de ces allées et utilisant tantôt des systèmes de ventilation avec conduits fixes alimentant l'air frais par le plafond ou utilisant des planchers surélevés permettant aussi de passer les câblages. Le but de ce travail était d'analyser un ensemble de scénarios basés sur une salle de serveurs typique afin d'en dégager les solutions les plus

\* Pierre-Luc Paradis  
Adresse électronique : [pierre-luc@t3e.info](mailto:pierre-luc@t3e.info)

prometteuses employées par les gestionnaires de bâtiment contenant des salles de serveurs. Il fallait livrer un algorithme décisionnel afin de prioriser les investissements pour l'intervention sur les salles de serveurs vétustes et inefficaces énergétiquement.

## 2. Méthodologie

### 2.1. Brève revue de la littérature

La simulation numérique de salles de serveurs est assez bien documentée dans la littérature. Le logiciel FloVENT [3] possède déjà une certaine reconnaissance au niveau du milieu scientifique avec plusieurs travaux de validation. Dans la littérature en général, on peut dégager que les auteurs s'entendent sur la nécessité d'utiliser des outils de simulations pour la conception des nouvelles salles. Selon Patel et al. [1] l'époque où le dimensionnement des systèmes se faisait par un bilan thermique global sur la salle est révolue. Toutefois, rien n'est présent dans la littérature pour discuter l'inefficacité des salles existantes. C'est pourquoi ce travail s'est attardé à la simulation de divers scénarios afin de dégager un ordre de priorité pour l'intervention sur les salles inefficaces. Schmidt et al. [4] identifient nombre d'éléments pertinents pour l'analyse thermique des salles de serveurs. En effet, l'origine du problème de l'échauffement de certains serveurs dans une salle est généralement le fait que les débits d'air climatisé ne sont pas égaux à ceux tirés par les cabinets qui possèdent leur propre ventilateur. Il en découle qu'un cabinet de grande puissance (possédant par conséquent un grand débit) tirera un certain débit d'air chaud provenant de la pièce ce qui peut créer des boucles de recirculation de l'air sortant du cabinet, contaminant l'air froid admis comme illustré sur la figure 1. Sur cette figure, l'air climatisé est admis par des tuiles perforées d'un plancher surélevé et l'air chaud retourne via le plafond suspendu qui sert de plénum.

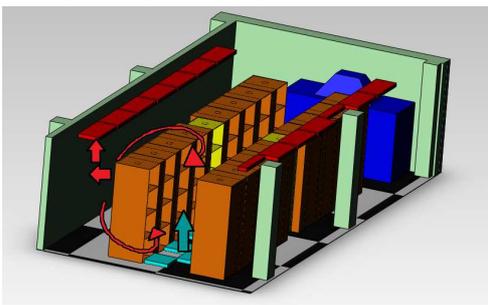


Figure 1 : Exemple de boucles de recirculation

### 2.2. Modèle de cabinet de serveurs

Comme le logiciel utilisé dans ce travail est Flow Simulation de SolidWorks, et non un logiciel spécialisé tel FloVENT, un modèle simplifié de cabinet de serveur a été créé. Un cabinet a généralement 2 mètres de haut, une largeur de 0,61 mètres et 0,76 mètres de profondeur [1]. Il faut toutefois noter que ces dimensions sont sujettes à changements en fonction du manufacturier et

de la structure du cabinet. La figure suivante montre un cabinet type :

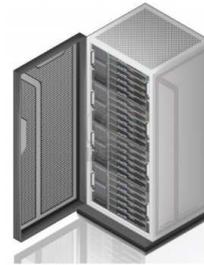


Figure 2 : Exemple de cabinet type

Toutefois en réalité des espaces vides dans les cabinets permettent à l'air de circuler de l'allée chaude à l'allée froide. Mentionnons qu'une porte grillagée protège souvent l'accès à l'avant et à l'arrière du cabinet et que chaque serveur possède ses propres ventilateurs. Basé sur ces informations, un modèle numérique de cabinet a été développé et est représenté sur la figure 3.

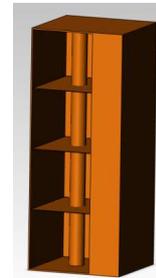


Figure 3 : Exemple de modèle de cabinet

Le modèle comprend une face cylindrique qui produit un flux de chaleur. Un ventilateur axial dont le débit est défini en fonction de la puissance installée dans le cabinet et une plaque perforée ont été définis sur la face arrière du cabinet. Un espace plein est représenté ici du côté droit pour passer les fils.

### 2.3. Types de salles

Deux systèmes de climatisation typiques sont généralement utilisés. La première possibilité est d'utiliser un plancher surélevé et de l'utiliser comme plénum d'admission de l'air climatisé comme illustré à la figure 4.

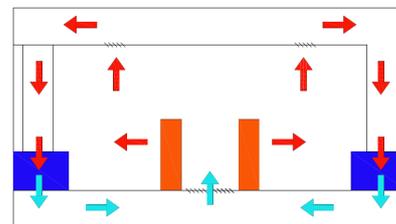


Figure 4 : Salle de serveurs à plancher surélevé

Les flèches colorées indiquent l'écoulement de l'air, les rangées de cabinets sont en orange et les unités de refroidissement en bleu. Le problème majeur relié avec cette disposition est l'utilisation du plénum pour le passage des câbles qui en viennent à obstruer le passage de l'air. En effet, au fil des ans, les câbles ont tendance

à s'accumuler, car ils ne sont pas toujours retirés malgré qu'ils ne soient plus utilisés. Cette disposition est toutefois plus flexible permettant de reconfigurer la salle au rythme de l'évolution très rapide de la technologie des serveurs. La seconde disposition est d'utiliser des conduits fixes et des diffuseurs qui alimentent l'air dans l'allée froide. Dans ce cas, l'air chaud peut retourner directement aux machines de refroidissement (figure 5).

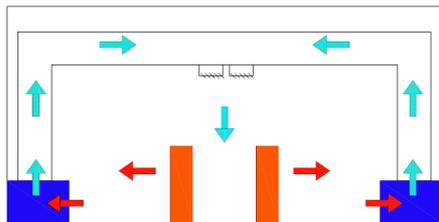


Figure 5 : Salle de serveurs à conduits

#### 2.4. Détails numériques

Le logiciel utilisé pour les simulations est le module Flow Simulation de SolidWorks. Il s'agit d'un logiciel typique qui permet de simuler des écoulements complexes internes ou externes, laminaires ou turbulents, permanents ou transitoires, compressibles ou non, etc. Les équations résolues sont les classiques équations de Navier-Stokes avec modèle de turbulence k-ε (non repris ici puisque disponible dans toute littérature sur le sujet). Les débits volumétriques sont spécifiés en 36 points d'injection et aux sorties la pression est spécifiée à 1 atm. Le débit de chaque cabinet est précisé d'après le ΔT max toléré de 15 °C des 36 cabinets. Ce débit spécifié correspond alors à la puissance dégagée par le cabinet. Le total des 282 kW à retirer a été distribué entre les 36 cabinets de la salle simulée. La Figure 7 présente les données simulées. La condition initiale était de 20 °C partout.

Le logiciel Flow Simulation de SolidWorks a été choisi car il est directement interfacé avec la modélisation physique de la salle sans transition requise par un maillage externe et une interface IGS.

#### 2.5. Validation du modèle

Afin de valider le modèle développé, la salle de serveur de l'Université du Québec à Rimouski a d'abord été modélisée et les conditions aux frontières de températures et de débit ont été imposées. La figure 6 illustre les résultats de la simulation. Il est à noter que l'air dans la salle varie entre 16 et 31 °C. De même, cette salle possède une seule allée froide totalement confinée où les cabinets sont représentés en orange. L'air est admis par des grilles en gris sur la figure. Les unités de refroidissement sont représentées en bleu du côté chaud de la salle et le retour de l'air se fait directement aux machines. Finalement, la simulation se fait en boucle ouverte, c'est-à-dire que la température d'admission de l'air est fixe ce qui sous-tend que les performances des unités de refroidissement sont

constantes et non influencées par la météo qui influence généralement les équipements de rejets de chaleur.

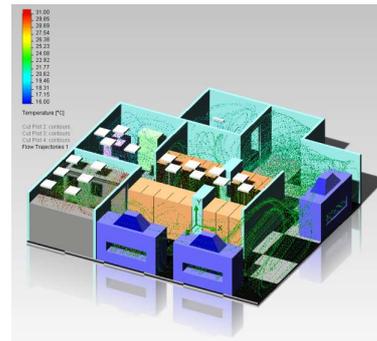


Figure 6 : Résultats du modèle de validation

Des mesures ont ensuite été prises au centre de l'allée froide c'est-à-dire entre les cabinets en orange sur la figure 6 précédente, à Y=1,49 m du sol (voir figure 6 pour repère cartésien des valeurs de X). Ce type d'appareil est normalement utilisé dans la navigation pour la prise de vitesses de vent et de températures.

Le tableau 1 présente les différences entre les mesures prises dans cette salle sur un axe aligné avec les cabinets à 1,49 m du sol et les prédictions numériques pour ce même endroit. On note une très bonne correspondance entre les résultats simulés et mesurés compte tenu de la précision de l'appareil de mesure, de la présence humaine lors des mesures, mais surtout de la variabilité de l'opération des serveurs dans la salle modélisée.

Un Windmate 200 a été utilisé pour la prise de mesures lors de la validation. Le même instrument a été utilisé pour définir les conditions aux frontières de température et de débit volumétrique. Sa précision est de ± 1°C pour les mesures de température et de ± 3% de variabilité sur les mesures de vitesses.

Tableau 1 : Comparaison expérimentale numérique

X [m]	Température simulée [°C]	Température mesurée [°C]	Différence [°C]
3,20	24,77	26,1	1,33
2,55	24,36	26,0	1,64
1,89	23,83	25,6	1,77
0,70	23,60	24,6	1,00
0,05	23,42	23,2	-0,22
-0,59	22,88	21,4	-1,48
-1,23	21,58	20,4	-1,18
-1,88	21,95	18,8	-3,15
Moy [°C]	23,30	23,26	-0,23
É type [%]	1,11	2,79	11,98

#### 2.6. Présentation de la salle typique

Une fois le modèle validé, une salle typique a été définie avec le partenaire du projet. La figure 7 illustre la configuration de cette salle typique contenant quatre rangées de serveurs dont deux allées froides. Les cabinets (figure 7) sont en ocre-jaune et les machines de refroidissement sont en bleu. La figure 7 indique les

puissances installées dans les cabinets de même que les débits.

	Débit (CFM)	1 804	1 121	1 444	3 596	527	1 053	2 853	2 161	2 015	
	Puissance (W)	8 564	5 321	6 852	11 896	2 500	5 000	13 540	10 258	9 562	
		C08	C09	C10	C11	C12	C13	C14	C15	C16	
AC-1	Débit (CFM)	1 886	997	1 268	2 156	468	981	260	1 800	1 643	
	Puissance (W)	8 952	4 732	6 021	10 235	2 222	4 658	1 234	8 542	7 800	
		C08	C09	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	
148kW											148kW
21 000CFM											21 000CFM
	Débit (CFM)	1 838	2 033	2 734	1 060	566	2 543	1 372	1 050	2 115	
	Puissance (W)	8 725	9 650	12 977	5 031	2 689	12 072	6 510	4 983	10 040	
		C10	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	C18	
AC-2	Débit (CFM)	1 671	1 848	2 485	964	515	2 312	1 247	954	1 923	
	Puissance (W)	7 932	8 773	11 798	4 574	2 444	10 975	5 918	4 510	9 127	
		C01	C02	C03	C04	C05	C06	C07	C08	C09	
148kW											148kW
21 000CFM											21 000CFM
	température air air	16 °C									
	Humidité air	35 %									

Figure 7 : Plan de la salle typique

Les puissances ont été choisies de façon arbitraire et allant jusqu'à 12 kW. Tel que spécifié en 2.4, un débit pour chaque cabinet a été calculé (équation 1) utilisant un accroissement de température de 15 °C à travers le serveur [1].

$$Q = \rho_a \dot{V} c_p \Delta T \quad (1)$$

### 2.7. Présentation des scénarios

Six scénarios ont été simulés basés sur les configurations des figures 4 et 5 qui montrent les deux systèmes de climatisation. Pour chaque stratégie de système de ventilation, trois cas ont été simulés en ajoutant chaque fois du confinement. Pour chaque cas, il a été supposé que les cabinets ne comptaient pas d'espaces de serveur vides permettant un court-circuit de l'air entre l'allée froide et l'allée chaude ou que ceux-ci étaient bouchés par une plaque de remplissage. Les salles ont été simulées tout d'abord sans confinement. Dans un cas, l'air provenait des grilles d'alimentation au plancher (figure 4) et dans l'autre cas, l'air provenait de grilles au plafond (figure 5).

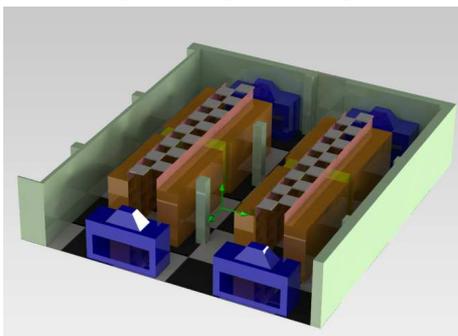


Figure 8 : Salle typique alimentation en air par le haut et confinement en haut des cabinets

Par la suite, pour chaque type de système, un panneau (en rose sur la figure 8) reliant le plafond au haut des rangées de cabinets a été ajouté pour limiter la recirculation (la salle avec alimentation en air par le bas n'est pas illustrée). De même, dans le troisième scénario pour chaque type de système, un mur est ajouté au bout des allées froides qui les confine totalement (en rose sur la figure 9).

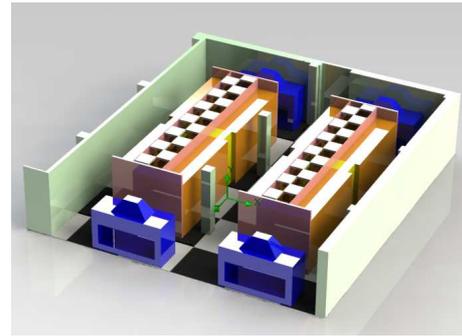


Figure 9 : Salle typique alimentation en air par le haut et confinement total de l'allée froide

## 3. Résultats

La section qui suit présente des figures utilisant principalement deux échelles de températures, les échelles étant difficilement visible sur les figures, elles sont présentées sur la figure 10.

Toutes les figures utilisent l'échelle de la figure 10(a) sauf les figures 14 et 15 qui utilisent l'échelle de la figure 10(b).

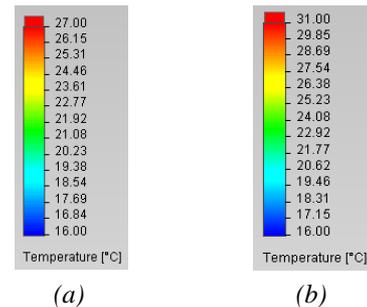


Figure 10 : Échelles de température des figures présentées dans la section résultats

### 3.1. Effet du type de système de climatisation

La première observation est la stratification de température qui est observable lorsque l'air froid provient du plancher surélevé (figure 11).

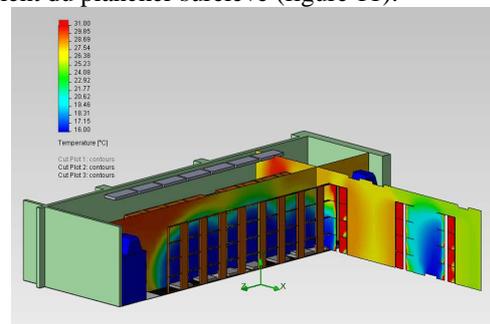


Figure 11 : Salle typique alimentation en air par le bas sans confinement de l'allée froide

L'échelle de température varie de 16 à 31 °C. Ce phénomène pourrait s'expliquer par la différence de masse volumique de l'air qui varie avec la température.

La température est beaucoup plus uniforme lorsque l'air vient du haut (figure 12).

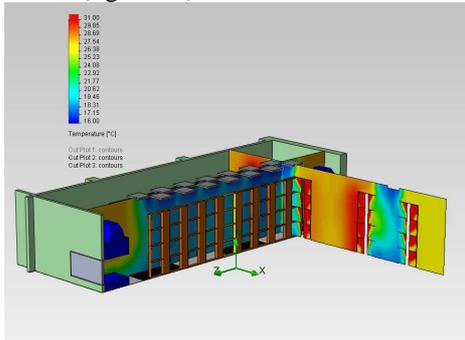


Figure 12 : Salle typique alimentation en air par le haut sans confinement de l'allée froide

On note toutefois que la température d'alimentation est plus élevée. Ce phénomène est dû aux boucles de recirculation lorsque aucun confinement n'est présent.

### 3.2. Boucle de recirculation sans confinement

Comme mentionné précédemment, des boucles de recirculation contaminent l'air climatisé lorsque le confinement n'est pas adéquat dans les salles puisqu'il est pratiquement impossible de fournir exactement le bon débit d'air froid aux cabinets (figure 13). La dimension de la figure 13 permet difficilement de percevoir toutes les boucles de circulation. Celles qui sont responsables de la contamination de l'allée froide par l'allée chaude sont cependant nettement visibles au-dessus des cabinets (ellipses rouge ci-dessous).

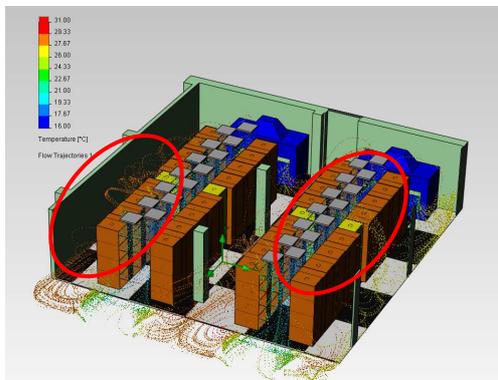


Figure 13 : Salle typique alimentation en air par le haut sans confinement de l'allée froide

### 3.3. Effet du confinement total

Il n'y a pratiquement aucune différence entre les deux systèmes de climatisation lorsque les allées froides sont complètement confinées (figures 14 et 15). Comme l'indiquent ces figures, l'allée froide, lorsqu'elle est totalement confinée, est uniformément à la température de l'air froid d'alimentation soit 16 °C et la température maximum de la salle est alors de 27 °C en comparaison avec 31 °C comme précédemment. D'un point de vue strictement thermique, cette solution conséquemment est à privilégier.

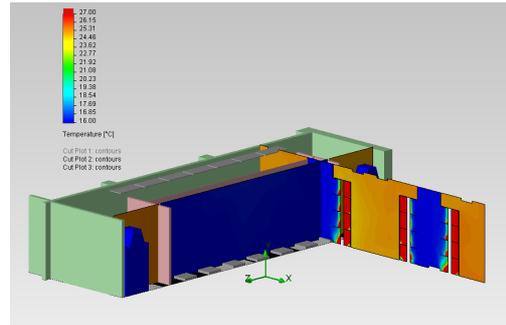


Figure 14 : Salle typique alimentation en air par le bas avec confinement total de l'allée froide

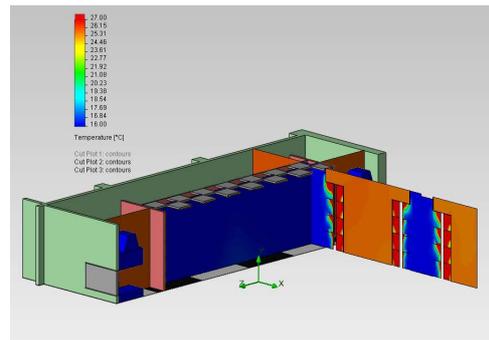


Figure 15 : Salle typique alimentation en air par le haut avec confinement total de l'allée froide

### 3.4. Gain d'efficacité avec confinement au dessus des cabinets seulement

La température de l'allée froide diminue de façon importante lorsqu'un panneau est ajouté entre le haut des cabinets et le plafond et lorsque l'air froid provient d'en haut comme l'indique la figure 16 lorsqu'on la compare avec la figure 12 (aucun confinement).

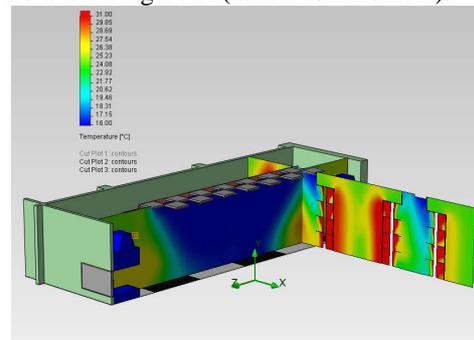


Figure 16 : Salle typique alimentation en air par le haut avec confinement au dessus des cabinets

Toutefois, aucun gain n'est réalisé lorsque l'air provient du bas comme l'indique la figure 17 lorsqu'on la compare avec la figure 11 (aucun confinement).

On ne note aucune amélioration au niveau de la stratification de la température de l'air dans l'allée froide. Le gain d'efficacité dans le cas où l'alimentation en air se fait par le haut est explicable par le fait que ce confinement partiel vient bloquer les boucles de recirculation qui contaminaient l'air froid comme on peut le noter dans le haut des cabinets sur la figure 13.

### 3.5. Algorithme décisionnel

Les résultats montrent de plus qu'un confinement total de l'allée froide diminue la température d'alimentation des serveurs. De même, un gain d'efficacité est réalisé par l'ajout d'un panneau reliant le haut du cabinet au plafond dans le cas où l'air provient du haut. Toutefois, même si le confinement total semble a priori le plus adéquat énergétiquement, le partenaire de ce projet n'a pas retenu cette solution en raison de normes spécifiques liées à ce type de construction et des coûts importants qu'une telle implantation implique.

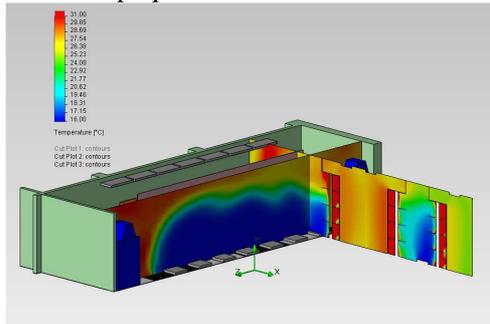


Figure 17 : Salle typique alimentation en air par le bas avec confinement au dessus des cabinets

Ainsi, en fonction des résultats de cette étude préliminaire, un gestionnaire souhaitant apporter des modifications pour améliorer l'efficacité d'une salle de serveurs vétuste devrait :

1. Bloquer les espaces vides à l'intérieur des cabinets (lorsque présents) pour empêcher les courts-circuits entre les allées chaudes et froides ;
2. Investir dans un confinement au-dessus des cabinets lorsque l'air froid provient du haut de la salle (figure 5) ;
3. Déployer un confinement total des allées froides – incluant des portes d'accès en bouts d'allées – lorsque l'air froid provient du bas de la salle (figure 4) ;
4. Implanter un confinement total des allées froides pour les deux stratégies d'alimentation lorsque l'investissement n'est pas limité.

## 4. CONCLUSION

Dans un monde où le remplacement des serveurs vétustes par de nouveaux appareils consomment toujours davantage d'énergie, l'évacuation thermique des salles de serveurs devient un problème très important pour le fournisseur de technologies de l'information.

Dans ce contexte, le but de ce travail réalisé avec un partenaire industriel était d'analyser un ensemble de scénarios basés sur une salle de serveurs typique afin d'en dégager les solutions les plus prometteuses à être mises en œuvre par les gestionnaires de bâtiments contenant des salles de serveurs. Il fallait livrer un type

« d'algorithme décisionnel » simplifié afin de prioriser les investissements pour l'intervention sur les salles de serveurs vétustes et inefficaces énergétiquement.

Pour ce faire, un modèle simple a été développé et validé à partir d'un logiciel de conception déjà familier aux équipes d'ingénieurs du partenaire. Flow Simulation de SolidWorks a donc été employé comme outil de modélisation numérique.

Par la suite, six scénarios ont été simulés et comparés pour tirer des conclusions générales sur le comportement de la climatisation d'une salle de serveurs. Finalement, une liste de lignes de conduite pour l'intervention sur une salle de serveurs coûteuse à climatiser a été établie.

Les auteurs recommandent d'investir dans un confinement au-dessus des cabinets lorsque l'air froid provient du haut de la salle et un confinement total dans le cas inverse. Toutefois, la meilleure solution thermique pour une rénovation efficace sans changer le type d'alimentation de la salle reste le confinement total – incluant des portes d'accès en bouts d'allées – lorsque le budget le permet.

La climatisation d'une salle de serveurs est un problème possédant de nombreux aspects. Seulement quelques-uns d'entre eux ont été analysés dans ce travail. Une analyse au niveau des températures d'alimentation de l'air froid, des différences de débit entre l'alimentation de l'allée froide et la demande des cabinets, de la disposition de la puissance dans la salle, et des paramètres économiques sont autant de pistes qu'il reste à explorer.

## REMERCIEMENTS

Les auteurs souhaitent remercier Messieurs Dave Mc Neil et Sébastien Gagné de Telus de même que les professeurs et techniciens de l'Université du Québec à Rimouski pour leur support tout au long de ce projet, les partenaires de la Chaire de recherche t3e : Ville de Lévis, Ecosystem, Ultramar, CRE-CA, SDE-Lévis et Roche. Ils remercient aussi le CRSNG pour son support financier. Le premier auteur remercie le CRSNG pour l'obtention d'une bourse Alexandre Graham-Bell.

## RÉFÉRENCES

- [1] PATEL, C.D., et al., Computational fluid dynamics modeling of high compute density data centers to assure system inlet air specifications, *ASME International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition (IPACK '01)*, (2001).
- [2] SHRIVASTAVA, S.K., et al., Experimental-Numerical Comparison for a High-Density Data Center: Hot Spot Heat Fluxes in Excess of 500 W/ft<sup>2</sup>, *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems, ITherm'06, The Tenth Intersociety Conference on*, (2006).
- [3] MENTOR GRAPHICS' MECHANICAL ANALYSIS DIVISION, *FloVENT Optimizing Data Center Cooling by Simulation*, p. 5, (2009).
- [4] SCHMIDT, R., E. CRUZ, et M. IYENGAR, *Challenges of data center thermal management*. IBM Journal of Research and Development, **49**(4.5): p. 709-723, (2005).