

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Centre de Développement des Technologies Avancées

*Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du
Diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique*

**Etude de la capacité du système de conditionnement d'air
du CDTA à maintenir les conditions désirées de
température et d'humidité à l'intérieur des salles
blanches dans des conditions extérieures extrêmes**

GHERBI Sofiane

Sous la direction de M. Nassim SAGGOU chef de service

Présenté et soutenu publiquement le 20/06/2017

Composition du jury :

Président	Salah LARBI	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
Examineurs	Mohamed BOUBAKEUR	MAA	ENP

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Centre de Développement des Technologies Avancées

*Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du
Diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique*

**Etude de la capacité du système de conditionnement d'air
du CDTA à maintenir les conditions désirées de
température et d'humidité à l'intérieur des salles
blanches dans des conditions extérieures extrêmes**

GHERBI Sofiane

Sous la direction de M. Nassim SAGGOU chef de service

Présenté et soutenu publiquement le 20/06/2017

Composition du jury :

Président	Salah LARBI	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
Examineurs	Mohamed BOUBAKEUR	MAA	ENP

Remerciements

Je tiens d'abord à remercier mes parents. C'est grâce à eux que je suis arrivé là. Je leur dois tout, MERCI du plus profond du cœur.

Ce travail ne se serait pas fait, sans l'aide de plusieurs personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation.

D'abord, j'adresse mes vifs remerciements à mes encadrants à l'école Nationale Polytechnique et au CDTA, Division Salle blanche.

A l'ENP, je ne remercierais jamais assez mon promoteur en l'occurrence *Mr. BENNOUR H*, pour sa permanente disponibilité, son investissement et ces précieux conseils qui m'ont guidé dans l'élaboration de ce travail. C'est plus que l'élaboration d'un projet de fin d'étude qu'on a partagé ensemble mais plutôt un partage d'expérience qui vaut mille et un discours donc merci pour toute votre générosité Monsieur.

Au CDTA, Division salle blanche, je remercie particulièrement mon encadreur Mr. DJABALLI H, responsable du système de conditionnement d'air au département "Plate-forme Technologique de Micro-Fabrication" pour ses conseils très précieux, ainsi que pour toutes les suggestions et remarques qu'il a formulées tout au long de ce travail.

Je suis très reconnaissant à Mr. SAGGOU chef de Section Maintenance et sécurité Industrielle au département "Plate-forme Technologique de Micro-Fabrication" qui m'a parlé sur les problèmes concernant les salles blanches.

Je voudrais aussi remercier toute l'équipe de la salle blanche et en particulier : Mm. Yamina, Zaki et Walid qui m'ont donné beaucoup de leur temps de travail.

Mes remerciements les plus sincères vont également à Mr. LARBI qui m'a fait l'honneur de présider le Jury

Il sera accompagné de Mr. BOUBAKEUR que je remercie particulièrement pour avoir accepté d'évaluer ce travail et de faire partie du Jury.

Je tiens également à adresser mes sincères remerciements à l'ensemble du personnel et de l'encadrement de l'Ecole Nationale Polytechnique, ainsi qu'à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Je remercie enfin tous mes amis et camarades de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à notre formation et à la réalisation de ce travail.

DEDICACES

A mes parents bien aimés, pour leurs soutiens et leurs amours.

A mes deux sœurs.

A tous mes amis.

A ma grande mère maternelle.

A la mémoire de mes grands parents maternels et paternels.

A toute la famille GHERBI et MOUSSI.

A tous ceux qui m'aiment.

GHERBI Sofiane

ملخص

في هذا المشروع قمنا بمحاكاة عن طريق الكمبيوتر لمعرفة سلوك نظام تكييف الهواء في المركز التكنولوجي للـ CDTA، بدلالة الظروف الخارجية من خلال إقامة التوازن الحراري وحساب أحمال التبريد المتعلقة بالغرف البيضاء. تقدير أحمال التبريد لغرف الدعم، والتي تشكل نوعاً من الغلاف الوقائي للغرف البيضاء، نفذت باستخدام نهج تجريبي. وبعد ذلك سمحنا لنا نتائج المحاكاة بضبط درجات الحرارة والرطوبة الخارجية التي بعدها تكون المعدات المركبة غير قادرة على ضمان الرطوبة المتوافقة مع فئة الغرف البيضاء. وقد اقترح حل يتكون من تركيب معدات إضافية لتوسيع قدرة النظام على تلبية المتطلبات الصارمة للغرف البيضاء، لدرجة الحرارة والرطوبة، في ظروف الهواء الطلق المتطرفة.

الكلمات الدالة: الغرف البيضاء، تكييف الهواء، أحمال التبريد، التوازن الحراري، درجة الحرارة، الرطوبة.

ABSTRACT

In this project we simulated numerically the behavior of the air conditioning system of the CDTA's technology station, depending on the external conditions through the establishment of the thermal balance and the calculation of the refrigerating loads related to the clean rooms. The estimation of the cooling loads of the support zones, which constitute a sort of protective envelope for the clean rooms, was carried out with using an empirical approach. The results of the simulation then allowed us to fix the limiting conditions of outside temperature and humidity beyond which the installed equipment will no longer be able to guarantee the maintenance of a humidity corresponding to the class of clean rooms. A solution consisting of the installation of back-up equipment has been proposed to extend the system's ability to meet stringent temperature and humidity requirements in clean rooms under extreme outdoor conditions.

Key Words : clean room, air conditioning, refrigerated load, thermal gain, temperature, humidity.

Résumé

Dans le cadre de ce mémoire Nous avons simulé numériquement le comportement du système de conditionnement d'air de la centrale technologique du CDTA, en fonction des conditions extérieures à travers l'établissement du bilan thermique et le calcul des charges frigorifiques liées aux salles blanches. L'estimation des charges frigorifiques des zones de soutien, qui constituent une sorte d'enveloppe protectrice pour les salles blanches, a été réalisée en utilisant une approche empirique. Les résultats de la simulation nous ont ensuite permis de fixer les conditions limites de température et d'humidité extérieures au-delà desquelles les équipements installés ne seront plus en mesure de garantir le maintien d'une humidité conforme à la classe des salles blanche. Une solution consistant en l'installation d'un équipement d'appoint a été proposée pour étendre la capacité du système à satisfaire les exigences rigoureuses des salles blanches, en matière de température et d'humidité, sous des conditions extérieures extrêmes.

Mot clés : salle blanche, conditionnement d'air, charge frigorifique, gain thermique, température, humidité.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Liste des abréviations

Introduction générale	15
Chapitre I : Les salles blanches du Centre de Développement des Technologies Avancées (CDTA)	18
I.1 Introduction	19
I.2 Historique : Repères importants	19
I.3 Organisation	19
I.4 Axes de recherche	20
I.5 Infrastructures et grands équipements du CDTA	21
I.6 Plate-forme technologique de micro-fabrication du CDTA	21
I.6.1 Infrastructure de la plate-forme technologique	23
I.6.2 Exemple de produit : Le Circuit intégré	25
I.7 Salle blanche	26
I.7.1 Définition	26
I.7.2 Utilité	27
I.7.3 Classification des salles blanches	27
I.7.3.1 Zone blanche	28
I.7.3.2 Zone grise	28
I.7.3.3 Zone pour futur extension	28
I.7.4 Équipements des utilités	28
I.8 Système de conditionnement d'air de la plate-forme technologique	29
I.8.1 Équipements du HVAC	29
I.8.1.1 La Centrale de traitement d'air (CTA)	29
I.8.1.2 FFU (Filtres Fan Unit)	29

I.8.1.3	Groupe de Production d'Eau Glacée (GPEG), appelés aussi	
« Chillers »	30
I.8.1.4	Humidificateurs	30
I.8.1.5	Chaudières	30
I.8.1.6	Extracteurs d'air	31
I.8.2	Fonctionnement	31
Chapitre II :	Bilan thermique de l'Été des salles blanches	32
II.1	Introduction	33
II.2	Calcul des gains par transmission des salles blanches et du Plénum	33
II.2.1	Gains par transmission concernant directement les salles blanches ..	34
II.2.1.1	Gain par la face sud-est	34
II.2.1.2	Gain par la face nord-est	35
II.2.1.3	Gain par la face nord-ouest	36
II.2.1.4	Gain par la face sud-ouest	37
II.2.1.5	Gain par le plancher	39
II.2.1.6	Gain par le faux plafond	40
II.2.2	Gains par transmission concernant le plénum	40
II.2.2.1	Gain par la face sud-est	40
II.2.2.2	Gain par la face nord-est	41
II.2.2.3	Gain par la face nord-ouest	42
II.2.2.4	Gain par la face sud-ouest	42
II.2.1.5	Gain par le bas	43
II.2.1.6	Gain par la toiture	44
II.3	Gains dus aux occupants	44
II.4	Gains dus à l'éclairage	45
II.5	Gains dus aux machines électriques	46

II.6	Gains dus à quelques appareils électriques de métrologie, d'inspection et de Nettoyage	46
II.7	Gains dus aux FFU	47
Chapitre III : Calcul des charges frigorifiques nécessaires pour maintenir les salles blanches à une température de 21°C		48
III.1	Introduction	49
III.2	Systèmes de refroidissement de la salle blanche	49
III.3	Notions fondamentales sur l'air humide	49
III.4	Charge frigorifique nécessaire au niveau du PCW	51
III.5	Calcul de la charge frigorifique du PCW dédiée aux machines des salles blanches	53
III.6	Charge frigorifique nécessaire au niveau des batteries froides des CTA	55
III.7	Charge frigorifique nécessaire au niveau des RAC	58
III.7.1	Les circuits d'eau froide alimentant les RAC et d'air conditionné pour les salles blanches	58
III.7.2	Données et hypothèses	60
III.7.3	Bilan d'énergie du volume de contrôle "RAC"	61
III.7.4	Calcul du débit d'air sec à travers les RAC	61
III.7.5	Calcul des températures de l'air à l'entrée et à la sortie des RAC	62
III.7.6	Calcul des gains-machines corrigés $\dot{Q}_{machine/cor}$	63
Chapitre IV : Estimation des charges frigorifiques nécessaires pour le maintien des zones de soutien		65
IV.1	Introduction	66
IV.2	Charge frigorifique des chambres de gaz	67
IV.3	Charge frigorifique du reste des zones de soutien	69
IV.4	Evaluation de la charge frigorifique des ventilo-convecteurs	71
IV.5	Modèle empirique liant la charge frigorifique nécessaire aux zones de soutien et les conditions extérieures (température et humidité)	71

IV.6 Conclusion	75
Chapitre V : simulation du comportement du système de conditionnement d'air et analyse des résultats	76
V.1 Introduction	77
V.2 simulation et procédure de calcul	77
V.2.1. Procédure de calcul	78
V.2.1.1. Régime nominal (si $T_{eg} = 6.2^{\circ}C$)	80
V.2.1.2 Régime extrême (si $T_{eg} > 6.2^{\circ}C$)	83
V.3 Analyse des résultats	85
V.3.1 Effet de la température et de l'humidité extérieure sur les charges frigorifiques des salles blanches et des zones de soutien	85
V.3.2 Effet des conditions extérieures sur l'évolution de la charge frigorifique distribuée au niveau de chacune des batteries des différentes CTA et des RAC	89
V.3.3. effet de la température de l'eau glacée sur la charge frigorifique du système et sur l'humidité dans les salles blanches	92
Conclusion générale	95
Bibliographie	98
Annexe	100

Liste des figures

Fig.1.1 : Organigramme du Centre de Développement des Technologies Avancées	20
Fig.1.2 : Position de la plate-forme technologique de microfabrication au sein du CDTA	22
Fig.1.3 : Le sous-sol de la plate-forme technologique	23
Fig.1.4 : Le Rez-de-chaussée de la plate-forme technologique	24
Fig.1.5 : Le premier étage de la plate-forme technologique	24
Fig.1.6 : Boitier d'un circuit intégré	25
Fig.1.7 : Die du circuit intégré VLSI	25
Fig.1.8 : Des microprocesseurs sur la tranche de silicium (wafer) qui sert à leur Fabrication	26
Fig.1.9 : Différentes zones de la salle blanche du CDTA	27
Fig.1.10 : Le module FFU	30
Fig.1.11 : Circulation d'air dans la salle blanche du CDTA	31
Fig.3.1 : Schéma du circuit de refroidissement PCW	52
Fig.3.2 : Schéma d'un volume de contrôle autour de l'échangeur à plaques du PCW	53
Fig.3.3 : Schéma du circuit d'alimentation en eau glacée des CTA (C1 et C2)	55
Fig.3.4 : Schéma du déshumidificateur des CTA accompagné de l'évolution de l'air sur un diagramme psychométrique	56
Fig.3.5 : Schéma de la station de mixage	59
Fig.3.6 : Schéma du parcours de l'air à l'intérieur de la salle blanche et des différents volumes de contrôle	60
Fig.4.1 : Schéma du conditionnement des chambres de gaz	68
Fig.4.2 : Schéma du déshumidificateur du CTA-GA4	69
Fig.4.3 : Schéma du conditionnement du reste des zones de soutien	70
Fig.4.4 : Schéma du déshumidificateur du CTA-SU3	70
Fig.5.1 : Evolution de la charge frigorifique des salles blanches en fonction des conditions extérieures	86

Fig.5.2 : Evolution de la charge frigorifique des zones de soutien en fonction des conditions extérieures	87
Fig.5.3 : Evolution de la charge frigorifique totale en fonction des conditions extérieures	88
Fig.5.4 : Evolution comparée de la charge frigorifique des salles blanches et des zones de soutien en fonction de la température extérieure pour une humidité relative de 60%	88
Fig.5.5 : Décomposition de la charge frigorifique des salles blanches selon le système de refroidissement pour différentes conditions extérieures	89
Fig.5.6 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par les CTA-C1 et C2 en fonction des conditions extérieures	90
Fig.5.7 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par la CTA-GA4 en fonction des conditions extérieures	91
Fig.5.8 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par la CTA-SU3 en fonction des conditions extérieures	91
Fig.5.9 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par une seule unité RAC en fonction de la température extérieure	92
Fig.5.10 : Evolution comparée de la charge frigorifique des salles blanches et des zones de soutien en fonction de la température de l'eau glacée pour des conditions extérieures : $T_{ex}=45^{\circ}\text{C}$ et $\phi=60\%$	93
Fig.5.11 : Evolution de l'humidité spécifique et de l'humidité relative à l'intérieur des salles blanches en fonction de la température de l'eau glacée pour des conditions extérieures : $T_{ex}=45^{\circ}\text{C}$ et $\phi=60\%$	93

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Coefficient de majoration C_{Cr} pour un appareil d'éclairage de 100 W installé dans un local raccordé à un système d'extraction d'air pour différentes valeurs du débit ...	46
Tableau 2.2 : puissance absorbée par les ventilateurs FFU	47
Tableau 3.1 : Relevé des débits et des températures de sortie de l'eau des pompes à vide	54
Tableau 4.1 : Relevés des mesures correspondantes aux 3 journées sélectionnées	72
Tableau 4.2 : Charge frigorifique des zones de soutien déduite pour les 3 journées sélectionnées	73
Tableau 4.3 : première comparaison des deux modèles de prédiction de la charge frigorifique des zones de soutien pour une humidité extérieure de 60%	73
Tableau 4.4 : Deuxième comparaison des deux modèles de la charge frigorifique des zones de soutien pour une humidité de 60%	74
Tableau 4.5 : Différence de charge frigorifique des zones de soutien correspondant aux mêmes écarts d'humidité relative pour différentes valeurs de la température extérieure ..	74

Nomenclature

T : Température (°C)

V : Volume (m³)

A : Surface (m²)

m : Masse (kg)

n : Nombre de mole

P : Pression (Pa)

M : Masse molaire (kg/mole)

C_p : Chaleur spécifique (J/kg.K)

K : Coefficient de transmission global (W/m².K)

\dot{Q} : Flux de chaleur transmis (W)

e : Épaisseur (m)

r : Résistance thermique surfacique (m².K/W)

h : Coefficient d'échange superficiel (W/ m².K)

λ : Conductivité thermique (W/m.K)

T_i : Température à l'intérieur des salles blanches (°C)

T_{zs} : Température des zones de soutien (°C)

T_{ext} : Température à l'extérieur (°C)

T_p : Température du plenum (°C)

P_{FFU} : Puissance consommée par les FFU (W)

m_v : Masse de la vapeur présente dans l'air humide (kg)

m_a : Masse de l'air sec présente dans l'air humide (kg)

ω : Humidité spécifique (kg de vapeur/kg d'air sec)

ϕ : Humidité relative (%)

h_a : Enthalpie spécifique de l'air sec (J/kg d'air sec)

h_v : Enthalpie spécifique de la vapeur d'eau (J/kg d'air sec)

h_{fg0} : Chaleur latente de vaporisation de l'eau à $0^\circ C$ (J/kg)

\dot{V} : Débit volumique (m^3/s)

\dot{m} : Débit massique (kg/s)

\dot{m}_{eg} : Débit massique de l'eau glacée (kg/s)

\dot{m}_w : Débit massique du condensat (kg/s)

h_{fi} : Enthalpie de l'eau à l'état de liquide saturé à T_i (J/kg)

P_{gi} : Pression de la vapeur saturée à T_i (Pa)

P_v : Pression partielle de la vapeur d'eau (Pa)

P_a : Pression partielle de l'air sec (Pa)

v : Volume spécifique d'air (m^3/kg)

Liste des abréviations

CTA : centrale de traitement d'air

FFU : ventilateur munie d'un filtre à particule

RAC : échangeur de chaleur eau-air

PCW : système de refroidissement des machines des salles blanches

Chiller : groupe de production d'eau glacée

Plenum : réservoir d'air au dessus des salles blanches

HEPA : filtre à air haute efficacité

ULPA : filtre à air très haute efficacité

Introduction générale

Introduction générale

La microélectronique avec la fabrication des semi-conducteurs, l'industrie spatiale avec l'intégration de ses satellites, l'optique, les Lasers, la micromécanique ou encore l'automobile, sont autant d'activités sensibles à la présence de particules inertes. Ces particules deviennent encore plus problématiques pour ces industries où la tendance à la miniaturisation est de plus en plus marquée. Cette tendance à la miniaturisation est justifiée, par exemple dans le cas des circuits intégrés, non seulement par le fait qu'elle permet un gain d'espace des appareils électriques, mais aussi par une augmentation de la performance de ces appareils, étant donné qu'avec elle les signaux parcourent une distance plus courte et permettent l'exécution de calculs plus rapides. Le domaine des semi-conducteurs évolue rapidement vers des structures plus petites et des générations plus performantes. Si les structures actuelles des semi-conducteurs de puissance mesurent de 0.5 à 0.25 μm , la prochaine génération est déjà en route et proposera bientôt des structures encore plus petites de 0.18 μm , voire inférieures. Dans ce contexte, les exigences relatives aux processus de fabrication et à l'environnement des processus lui-même, ont fortement augmenté. Le respect de l'intégrité des pièces fabriquées nécessite de maîtriser les contaminants chimiques, moléculaires dans ces secteurs, et le recours à l'utilisation de salles blanches hautement sensibles est aujourd'hui devenu indispensable.

D'après la norme ISO 14 644-1 (1999), Une salle propre (blanche) est une salle dans laquelle la concentration de particules en suspension dans l'air est maîtrisée, et qui est construite et utilisée de façon à minimiser l'introduction ; la production et la rétention de particules à l'intérieur de la pièce, et dans laquelle d'autres paramètres pertinents, tels que la température, l'humidité et la pression sont maîtrisés comme il convient [8].

Le projet de la plate forme technologique du CDTA ne vise pas, dans un premier temps du moins, la technologie de pointe dans le domaine de la microélectronique, il a seulement pour but de permettre le contrôle de la technologie de fabrication des circuits intégrés de l'ordre du micron au stade de la recherche, pour envisager dans un futur proche, l'industrialisation et la fabrication d'appareils électroniques, comme les téléphones portables ou les téléviseurs, afin d'accéder à une certaine autonomie dans ce domaine.

Le CDTA dispose à cet effet de salles blanches qui réunissent toutes les conditions qui leur permettent d'éviter la contamination particulaire et de créer un environnement maîtrisé, propice aux procédés de fabrication de circuits intégrés. Les salles blanches sont enveloppées dans des espaces de soutien où l'environnement est bien contrôlé. L'air est filtré à tous les niveaux, depuis les prises d'air neuf et les reprises d'air recyclé jusqu'à l'introduction de l'air à l'intérieur des salles blanches. Pour le conditionnement en température et en humidité, les moyens mis en œuvre sont impressionnants : une diversité d'équipements qui permettent un traitement très équilibré de l'air, un taux de brassage très important assuré en très grande partie par de l'air recyclé, très proche des conditions

d'utilisation, l'instauration d'une surpression qui décroît par pallier en allant des salles blanches vers l'extérieur en passant par les zones de soutien et ce, pour éviter tout risque d'infiltration, un système de régulation très sensible qui contrôle tous les paramètres de l'environnement des salles blanches et qui réagit très rapidement pour les réajuster dès qu'un écart très étroit par rapport à la consigne est détecté, des moyens de production et de distribution de vapeur d'eau et d'eau glacée surdimensionnés pour les conditions habituelles...

La construction de la plate forme technologique du CDTA a été réalisée par l'entreprise allemande M+W ZANDER qui a conçu le système de conditionnement d'air avec des conditions extérieures limites de 38°C de température et 50% d'humidité relative.

Les hausses de température enregistrées ces dernières années dans la région de BABA HASSEN, dues essentiellement au changement climatique, ainsi que les taux d'humidité qui montent à des valeurs relativement élevée depuis la mise en service du barrage hydraulique de DOUERA, ont amené les responsables au CDTA à se poser la question de savoir comment se comporterait le système de conditionnement d'air de la plate-forme en cas de conditions extérieures plus extrêmes encore que celles qui ont été prévues lors de son installation. Le système de conditionnement est-il suffisamment surdimensionné pour continuer à maintenir les conditions requises de température et d'humidité relative à l'intérieur des salles blanches en cas de conditions extrêmes ? Et jusqu'où pourra-t-il continuer à être satisfaisant ? Ce sont les questions auxquelles nous tenterons de trouver des réponses à travers la présente étude.

Il s'agira donc de simuler numériquement le comportement du système de conditionnement d'air face aux variations des conditions extérieures, puis d'analyser les résultats obtenus et de tirer les enseignements et les conclusions concernant la capacité des équipements du système de conditionnement d'air de la plate-forme technologique à maintenir rigoureusement les conditions de température et d'humidité à l'intérieur des salles blanches.

Pour ce faire, cette étude comporte cinq chapitres. Le premier sera consacré à la présentation du CDTA et à la description de ses salles blanches et de leurs utilités. Le deuxième chapitre sera dédié à l'établissement des bilans thermiques indispensables pour la détermination des gains dans les salles blanches. Le calcul des charges frigorifiques nécessaires pour compenser ces gains fera l'objet du chapitre trois et celui des charges frigorifiques nécessaires pour compenser les gains des zones de soutien fera quant à lui l'objet du chapitre quatre. Dans le dernier chapitre, nous décrivons la procédure de calcul qui utilise les modèles mathématiques établis dans les trois chapitres précédents, pour simuler le comportement du système de conditionnement d'air et analyser les résultats de la simulation avant de tirer les conclusions de la présente étude.

***CHAPITRE I : Les salles blanches du
Centre de Développement des
Technologies Avancées (CDTA)***

I.1 Introduction :

Le CDTA est un établissement public à caractère scientifique et technologique (EPST). Il a pour mission de mener des actions de recherche scientifique, d'innovation technologique, de valorisation et de formation dans les domaines des sciences et des technologies de l'information, des technologies industrielles et de la robotique, des dépôts et des traitements des matériaux, des applications et des technologies des lasers. A travers ses missions, le CDTA contribue activement au développement du savoir, à sa transformation en savoir-faire et en produits nécessaires au développement économique et sociétal.

Ainsi, le CDTA constitue un véritable réceptacle en matière d'appropriation et de diffusion des technologies avancées.

I.2 Historique : Repères importants

1982 : Création du Centre de Développement des Techniques Avancées au sein du Commissariat aux Énergies Nouvelles (CEN).

1988 : Création du CDTA actuel par Décret Présidentiel n° 88-61 au mois de mars, suivie de son organisation interne fixée par Arrêté Interministériel au mois de novembre.

2003 : Décret Exécutif n° 03-457 modifiant et complétant le décret N° 88-61 du 22 mars 1988 portant création du Centre de Développement des Technologies Avancées et passage du Centre au statut d'Établissement Public à Caractère Scientifique et Technologique.

2012: Décret exécutif n° 12-316 portant création du centre de recherche en technologie des semi-conducteurs pour l'énergétique (CRTSE).

2014 : Arrêté n° 003 du 04 Janvier 2014, création d'une Unité de Recherche intitulée **Composants et Dispositifs Optoélectroniques**; au sein du CDTA, Le siège de l'unité de recherche est fixé à la wilaya de Sétif.

I.3 Organisation

Les projets de recherche au sein du CDTA sont exécutés par vingt (20) équipes de recherche organisées au sein de (05) divisions de recherche et soutenues par trois (03) départements techniques. L'organigramme de cette organisation est donné à la figure 1.1 ci-dessous :

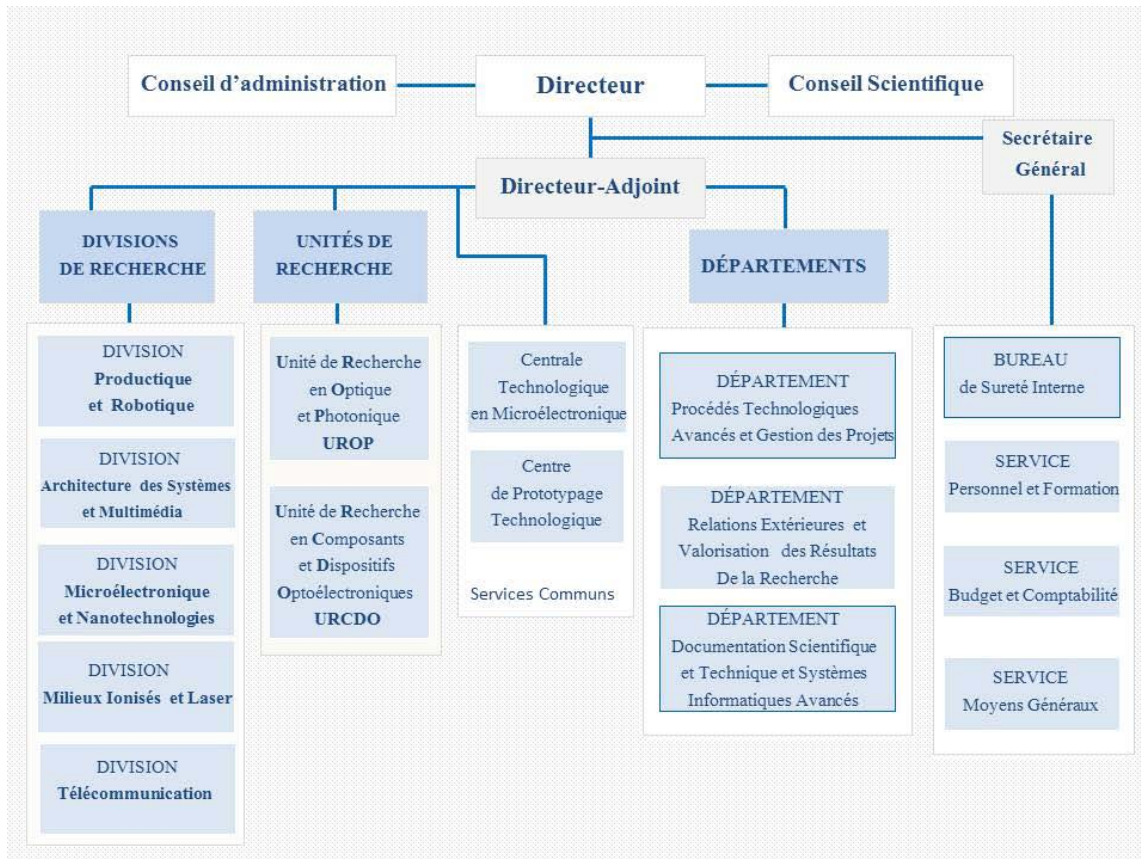


Fig.1.1 : Organigramme du Centre de Développement des Technologies Avancées

I.4 Axes de recherche

Dans le cadre de l'accomplissement de ses missions, les actions menées par le CDTA s'articulent autour des axes suivants :

- **La microélectronique et la nanotechnologie** : Les activités de recherche de la "Division Microélectronique et Nanotechnologie" portent de façon générale notamment sur la conception et la fabrication de circuits intégrés et de systèmes intégrés sur puce et de composants MEMS (systèmes microélectromécaniques), le développement d'outils CAO-VLSI (very large-scale integration), la caractérisation de dispositifs à semi-conducteurs, la simulation technologique et le Design d'un Kit pour CMOS 1µm.
- **L'architecture des systèmes et le multimédia (ASM)** : Cette division recouvre plusieurs domaines d'expertise dont : la vision par ordinateur, la reconnaissance des formes, les machines d'apprentissage, le traitement du signal, le traitement d'image, l'intelligence artificielle, le soft computing, ainsi que l'arithmétique des ordinateurs et optimisation.

- **La productique et la robotique** : Les travaux de recherche portent particulièrement sur : L'implémentation de fonctionnalités avancées sur un prototype de véhicule électrique, appelé Robucar, en vue de servir dans le transport urbain automatisé et ce, avec des capacités de navigation autonome et intelligente, La mise en place d'une plateforme robotique ayant la fonction de robot guide avec toute la logique de raisonnement du système pour répondre au mieux aux modalités d'interaction envisagées pour ce robot « guide ».
- **Le dépôt de couches minces** : par plasma et par ablation laser.
- **Les lasers** : en particulier le traitement des matériaux par laser, la fabrication des lasers solides, à gaz et colorants, et leurs applications industrielles, médicales, de mesure et d'instrumentation.
- **Les milieux ionisés** : notamment la spectroscopie des plasmas froids et poudreux ; les phénomènes d'absorption d'une onde laser par plasma et d'ablation laser, les phénomènes de transport, l'interaction laser-matière, l'instabilité et les plasmas de décharge.

I.5 Infrastructures et grands équipements du CDTA :

- Le site du Centre de Développement des Technologies Avancées est d'une surface de 14 000 m².
- La Centrale technologique en microélectronique pour la fabrication des MEMS et de circuits intégrés VLSI 1 μ m en petite série et dont la superficie est de 520 m² (bâtiment de la salle blanche) (voir fig.1.2).
- La plateforme de Prototypage Technologique.
- Les équipements de dépôt de couches minces et d'analyse.
- Les équipements de caractérisation mécanique et électrique.

I.6 Plate-forme technologique de micro-fabrication du CDTA :

La plate-forme technologique est le cadre de fabrication de prototypes, d'expérimentation, de démonstration, de recherche appliquée, d'assistance technique et de conseil au profit des entreprises économiques. Elle contribue à la formation pratique des étudiants, au perfectionnement et au recyclage.

En tant que service commun de recherche, la plate-forme technologique a pour mission la mutualisation des moyens communs en matière de compétence et d'équipement des établissements d'enseignement supérieur et de recherche scientifique, des agences de

recherche et des entreprises économiques. En outre, elle offre un accès à l'utilisation des équipements pour la fabrication et l'analyse, ainsi que des services de formation du personnel et un soutien scientifique dans la réalisation de « visions nano-micro-électronique ».

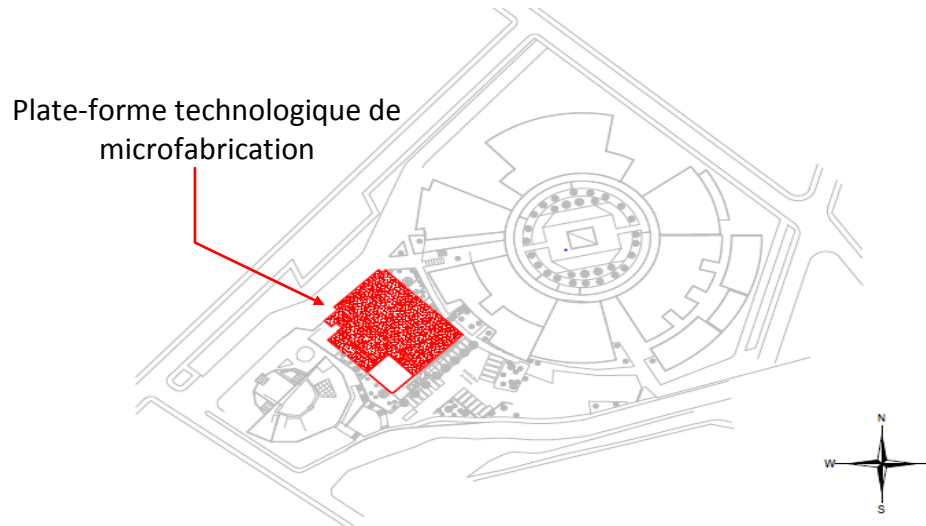


Fig.1.2 : Position de la plate-forme technologique de microfabrication au sein du CDTA [5]

L'organisation interne de la plate-forme technologique de micro-fabrication comprend les sections suivantes :

Section de process :

- Réaliser des procédés de gravure chimique et physique
- Réaliser des procédés de dépôt chimique et physique
- Réaliser et caractériser les différentes étapes de process

Section de conception digitale analogue et systèmes micro électromécanique :

- Concevoir des circuits et systèmes intégrés logiques et analogiques
- Fournir des prestations pour les universitaires et les industriels

Section de maintenance et de sécurité industrielle :

- Le contrôle et le maintien du bon fonctionnement du système HVAC
- Planifier et réaliser des taches de maintenance préventive
- Assurer la sécurité du site et du personnel

Objectifs :

- Utilisation de la Centrale de Technologie de Microélectronique pour la formation.

- Constitution d'un réseau national de compétences type CMP en faisant appel aux chercheurs des autres établissements.
- Développement de la recherche appliquée à la Conception de Circuits Intégrés Spécifiques.
- Développer de nouvelles structures à base de Silicium par modification de certains paramètres du Process.
- Développement de nouvelles structures de type MEMS (Micro Electro_Mechanical Systems)

I.6.1 Infrastructure de la plate-forme technologique:

Le bâtiment est construit sur 3 niveaux :

- Niveau sous-sol pour les utilités (fig.1.3)
- Niveau Rez-de-chaussée pour les salles blanches et les utilités (fig.1.4)
- Niveau premier étage pour les utilités (fig.1.5)



Fig.1.3 : Le sous-sol de la plate-forme technologique

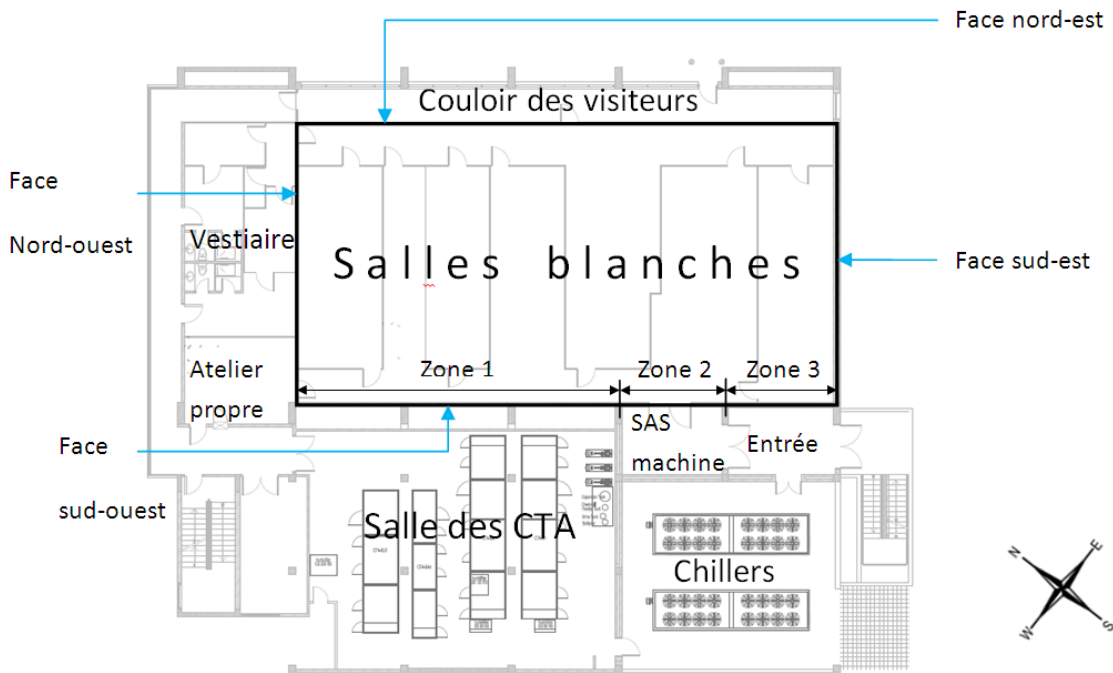


Fig.1.4 : Le Rez-de-chaussée de la plate-forme technologique

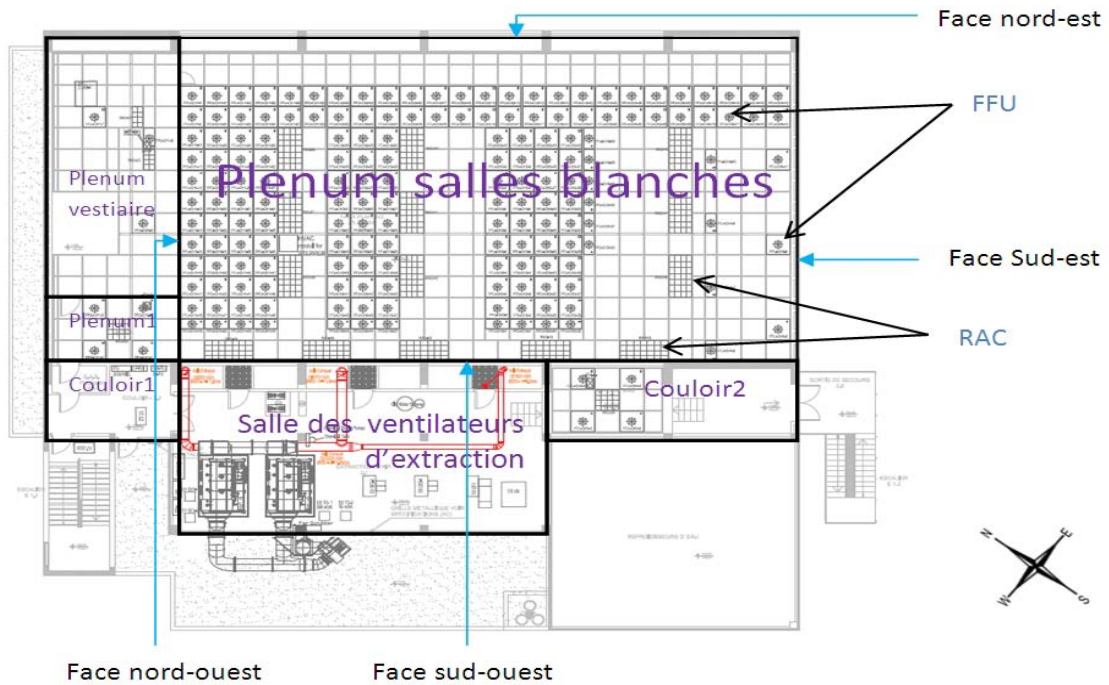


Fig.1.5 : Le premier étage de la plate-forme technologique

La Superficie Totale du bâtiment est approximativement de 3000 m². La superficie de la Salle blanche est de 470 m² avec une technologie CMOS 1µm DLM/DLP. La Réalisation a été faite entièrement par la société allemande M+W ZANDER.

I.6.2 Exemple de produit : Le Circuit intégré

Le circuit intégré (CI), également appelé "puce électronique", est un composant électronique reproduisant une ou plusieurs fonction(s) électronique(s) plus ou moins complexe(s), intégrant souvent plusieurs types de composants électroniques de base dans un volume réduit (sur une petite plaque), rendant le circuit facile à mettre en œuvre.

Il existe une très grande variété de ces composants divisés en deux grandes catégories : analogique et numérique.

Composition :

Le boîtier : Les circuits intégrés se présentent généralement sous la forme de boîtiers pleins rectangulaires, noirs, équipés sur un ou plusieurs côtés voire sur une face, de 'pattes' (appelées aussi broches ou pins) permettant d'établir les connexions électriques avec l'extérieur du boîtier (voir fig.1.5 ci-dessous).

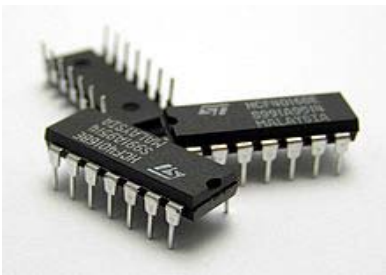


Fig.1.6 : Boîtier d'un circuit intégré

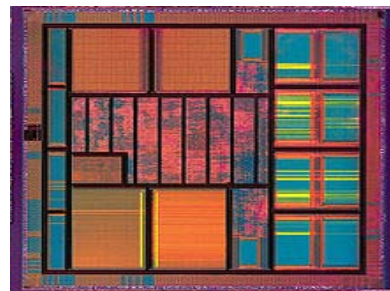


Fig.1.7 : Die du circuit intégré VLSI

Le Die :

Le die est la partie élémentaire, de forme rectangulaire, reproduite à l'identique à l'aide d'une matrice sur une tranche de silicium en cours de fabrication. Il correspond à un circuit intégré qui sera ensuite découpé et que l'on appellera une puce avant qu'elle ne soit encapsulée pour donner un circuit intégré complet, prêt à être monté sur une carte (voir fig.1.6 ci-dessus).

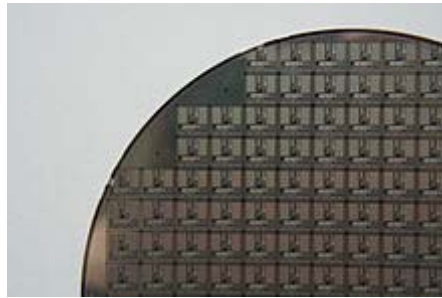
Technique de fabrication :

Fig.1.8 : Des microprocesseurs sur la tranche de silicium (wafer) qui sert à leur fabrication.

La fabrication d'un circuit intégré requiert un environnement très propre et doit respecter des conditions très strictes en termes de température, d'humidité, de pression relative et une densité de présence particulaire très basse, pour éviter la contamination des circuits, dont la dimension est de l'ordre du μm , et qui sont bien plus petits que les particules de poussière par exemple, qui pourraient entraîner la destruction du circuit intégré. Et c'est pour cela que l'ingénierie moderne a conçu des salles blanches à l'intérieur desquelles règnent les conditions rigoureuses citées ci-dessus. Ces conditions sont réalisées grâce à un système de conditionnement d'air sophistiqué et une stratégie d'isolement qui protège les espaces propres contre toute contamination. La fabrication du circuit intégré est un procédé complexe qui tend à se compliquer de plus en plus.

Le motif de base d'un circuit intégré est le transistor, et ce sont ensuite les interconnexions métalliques entre les transistors qui réalisent la fonction particulière du circuit. L'aluminium est souvent employé dans ce but, mais une technologie plus performante permet l'emploi du cuivre, qui conduit mieux l'électricité et la chaleur. On utilise parfois du silicium polycristallin, également conducteur, notamment pour la grille du transistor.

I.7 Salle blanche :

I.7.1 Définition : Une salle blanche (ou plus exactement salle propre) est une pièce ou une série de pièces où la concentration particulaire est maîtrisée afin de minimiser l'introduction, la génération, la rétention de particules à l'intérieur, généralement dans un but spécifique industriel ou de recherche scientifique. Les paramètres tels que la température, l'humidité et la pression relative sont également maintenus à un niveau précis (définition selon la norme ISO 14644-1).

I.7.2 Utilité :

Les salles blanches sont utilisées dans les domaines sensibles aux contaminations environnementales : la fabrication des dispositifs à semi-conducteurs, les biotechnologies et d'autres domaines de la biologie, l'industrie agroalimentaire (généralement dans les salles de tranchage), la construction d'engins spatiaux, la préparation des produits pharmaceutiques stériles, la construction d'optique ou de micromécanismes, dans les hôpitaux pour les blocs opératoires ou de bactériologie.

Ces salles sont également utilisées dans le cadre de la recherche médicale pour la fabrication de radioéléments par exemple.

Dans ces domaines, les objets et substances manipulés ont des tailles de l'ordre du micromètre ou du nanomètre, et les particules présentes dans l'air non purifié peuvent être bien plus grosses et se fixer dessus. D'autre part, les expériences chimiques ou bactériologiques effectuées peuvent être dangereuses pour l'homme ou l'environnement. Ces travaux sont susceptibles d'être sensibles aux variations de pression, de température, d'humidité ou à la présence de gaz, vapeurs chimiques ou matière radioactive dans le cas de la fabrication d'isotopes. L'éclairage peut être également contrôlé pour les opérations sensibles aux ultraviolets, comme la photolithographie, aux infrarouges ou certaines fréquences du spectre lumineux pour l'optique. Des exigences de radioprotection peuvent également s'imposer dans ces espaces.

I.7.3 Classification des salles blanches :

Les salles blanches sont classées suivant le nombre de particules par unité de volume. Ce paramètre est mesuré à l'aide d'un compteur de particules. La salle blanche du CDTA, avec une superficie de 470 m² comporte des zones classifiées (zone blanche) et des zones non-classifiées (zone grise) (voir fig.1.9) ci-dessous.

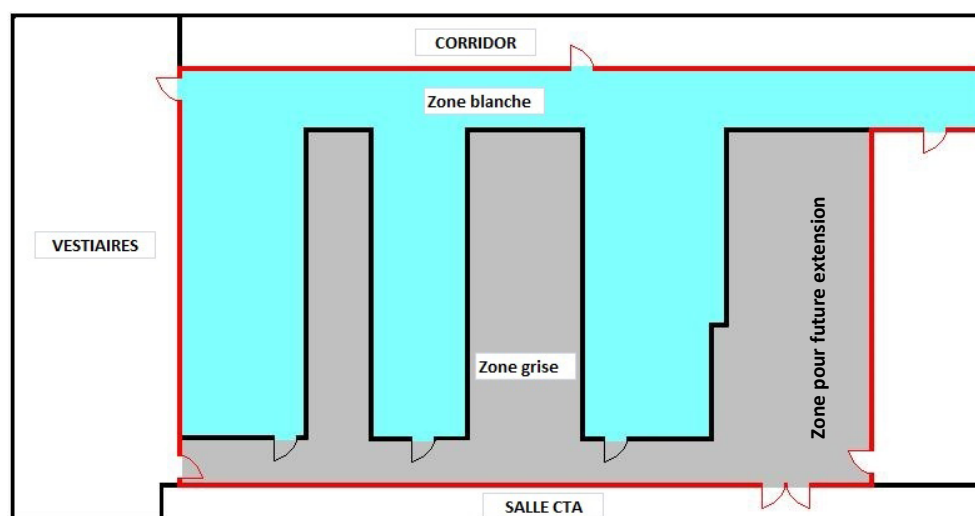


Fig.1.9 : Différentes zones de la salle blanche du CDTA [2]

I.7.3.1 Zone blanche : zone classifié ou la température, l'humidité, la pression relative et le nombre de particules par mètre cube sont maintenus à des valeurs bien précises suivant la classe de la chambre. On peut considérer que la salle blanche du CDTA comprend 3 zones classifiées qui sont de classe différentes :

- **Zone de la lithographie** : avec une superficie de 55 m² et une classe 10 (ISO4)
- **Zone de gravure humide** : avec une superficie de 41m² et une classe 100 (ISO5)
- **Zone de gravure sèche, dépôts de couches minces, implantation et de diffusion** : avec une superficie de 125m² et une classe 100 (ISO5)

Ces trois zones sont séparées entre elles avec des cloisons pour conserver la classe de chaque zone, mais ces cloisons possèdent des portes d'accès permettant le mouvement des opérateurs. Le flux vertical et laminaire de l'air à l'intérieur des zones blanches est obtenu grâce aux ventilateurs (FFU) qui sont placés entre le faux plafond et le plenum. Appelée aussi zone d'opérateur, elle permet aux opérateurs de procéder à toutes les étapes de production d'un circuit intégré grâce aux interfaces des machines (fours,...etc.).

I.7.3.2 Zone grise : zone non classifié contenant le corps des machines, la zone grise possède aussi un plancher et un faux plafond perforés ce qui permet la recirculation naturelle de l'air du bas vers le haut grâce à une différence de pression et une différence de densité entre l'air chaud et l'air frais. Au-dessus des endroits ou le faux plafond de la zone grise est perforé se trouve des échangeurs de chaleur eau-air (tube en cuivre ailette en aluminium) qu'on appelle RAC qui permettent le refroidissement de l'air avant qu'il soit réinjecter dans le plenum. La salle blanche possède 14 RAC avec des capacités de refroidissement identiques, les RAC sont alimentés en eau froide (12°C) à partir de la station de mixage, qui est elle-même alimentée en eau glacée (6°C) par les groupes de production d'eau glacée (chillers)(Voir p.30).

I.7.3.3 Zone pour futur extension : zone non classifié et non opérationnelle mais destiné à devenir une zone blanche. vue que cette zone partage le même plenum avec les autres zones les ingénieurs de conception ont été obligé de placé 6 module de ventilateur (FFU) au-dessus de la salle pour permettre un meilleur mélange de l'air au niveau de la salle blanche et éviter le phénomène de stagnation de l'air au-dessus de cette zone. Cette zone possède toutes les commodités en termes de canalisation d'extraction ou bien de refroidissement des machines qui vont être mises en place dans le futur.

I.7.4 Équipements des utilités :

Les équipements des utilités de la salle blanche, sont les équipements qui maintiennent la salle blanche en fonctionnement. Nous pouvons distinguer trois types d'équipements des utilités de la salle blanche:

- Les équipements qui maintiennent les conditions voulues à l'intérieur de la salle blanche en termes de propreté, température, humidité et pression (HVAC)
- Les équipements générateurs
- Les équipements qui préservent l'environnement

I.8 Système de conditionnement d'air de la plate-forme technologique :

I.8.1 Équipements du HVAC :

I.8.1.1 La Centrale de traitement d'air (CTA) :

Une centrale de traitement d'air (CTA) est un organe de traitement d'air, système visant à modifier les caractéristiques d'un flux d'air entrant par rapport à une commande. Elle constitue l'un des organes principaux d'un système HVAC.

Son principe de fonctionnement est de prendre l'air extérieur, de lui faire subir un traitement (le chauffer [batterie chaude] ou le refroidir [batterie froide], l'humidifier [humidificateur] ou le déshumidifier [batterie froide] et enfin le purifier [filtre]) et de l'insuffler grâce à un ventilateur via le réseau de gaines aérauliques dans les locaux ayant un besoin en air neuf traité.

Une CTA contribue au confort d'un espace en assurant les tâches suivantes :

- introduction d'air neuf (en remplacement de l'air extrait).
- purification de l'air insufflé (par filtration).
- Intervention sur les paramètres thermodynamiques de l'air entrant (température et humidité), en utilisant des batteries chaude, des batteries froide et des humidificateurs.

I.8.1.2 FFU (Filtres Fan Unit) :

Une unité de filtre ventilateur (FFU) est un type d'équipement de filtrage d'air motorisé. Il est utilisé pour fournir de l'air purifié à des salles blanches en éliminant les particules nocives en suspension (poussière). Les unités sont installées dans la grille du plafond. Les grandes salles blanches exigent un nombre proportionnellement élevé d'FFU. Les unités contiennent souvent un pré-filtre ainsi qu'un filtre HEPA (air particulaire à haute efficacité), ULPA (ultra-low particulate air). Un ventilateur motorisé est utilisé pour tirer l'air à travers les filtres pour la distribution dans les pièces ou les postes de travail fermés. Les filtres HEPA éliminent les particules de 0,3 μm ou plus avec une efficacité de 99,99%, tandis que les filtres ULPA éliminent les particules de 0,12 μm ou plus avec une efficacité de 99,999%. Les FFU sont conçus pour produire un flux d'air laminaire, comme cela est requis dans les environnements critiques. Les tourbillons provoquent la contamination des microparticules sur des surfaces propres.



Fig.1.10 : Le module FFU

Remarque : Les filtres terminaux au niveau de la zone de lithographie (classe 10) sont des filtres ULPA U15, tandis que pour les deux autres zones (classe 100), les filtres terminaux sont des filtres HEPA H14.

I.8.1.3 Groupe de Production d'Eau Glacée (GPEG), appelés aussi « Chillers » :

La centrale possède 2 groupes de production d'eau glacée, chacun pouvant fournir une puissance frigorifique de (1 200 kW) dans les conditions nominales ($T_{ex}=35^{\circ}\text{C}$ et Températures entrée/sortie évaporateur 12/7°C)[14].

Chaque groupe est subdivisé en 2 circuits (A et B), chaque circuit comprend :

- 2 compresseurs à vis placés en parallèle.
- 4 condenseurs à air (tubes en cuivre et ailettes en aluminium) au-dessus desquels se trouvent 8 ventilateurs.
- Une vanne de détente.
- Un évaporateur à tubes noyés (tube en cuivre ailetté de l'intérieur et de l'extérieur) avec l'eau circulant à l'intérieur des tubes et le fluide frigorigène (R134a) circulant à l'extérieur.

I.8.1.4 Humidificateurs :

Humidificateur à vapeur utilisant le gaz naturel comme combustible pour chauffer l'eau jusqu'à vaporisation puis, grâce à des conduites calorifugées, la vapeur est injectée à l'intérieur des centrales de traitement d'air (Voir p.31) pour humidifier l'air (utilisé essentiellement en hiver).

I.8.1.5 Chaudières :

Deux groupes de production d'eau chaudes utilisant le gaz naturel comme combustible, reliés à une cheminée pour l'évacuation des gaz d'échappement et alimentant les systèmes HVAC en eau chaude (70°C), utilisée dans les batteries chaudes des CTA (été +hiver), ainsi que dans les échangeurs de chaleurs des zones de soutien en période d'hiver .

I.8.1.6 Extracteurs d'air :

Pour créer la surpression voulue à l'intérieur des salles blanches, ainsi que dans les zones de soutien, un débit d'air bien précis doit être extrait grâce à des ventilateurs d'extraction possédant pour quelque uns des variateurs de vitesse.

I.8.2 Fonctionnement :

L'air neuf provenant de l'extérieur passe par les CTA (centrale de traitement d'air), puis, grâce aux filtres et aux batteries chaude et froide qu'elles contiennent, l'air en ressort en direction du plenum (faux plafond) avec la température, l'humidité et la pression voulues. Ensuite, grâce aux FFU (Filtres Fan Unit), cet air est propulsé à l'intérieur des salles blanches en flux laminaire. Une partie de cet air est expulsée vers l'extérieur par des ventilateurs d'extraction, tandis que l'autre partie est recyclée en passant par le faux plancher perforé puis remontant naturellement vers le plenum en passant par les salles grises et les RAC (échangeur de chaleur air-eau), où il sera refroidi puis mélangé à l'air neuf. Pour éviter une hausse de la concentration en CO₂ due à la présence des scientifiques dans la salle blanche et pour compenser les ouvertures des portes, l'air sera renouvelé avec un taux d'environ 30 % par heure. Il faut noter qu'un système de cascade de pression entre les différentes salles est mis en place pour protéger les salles du phénomène d'infiltration.

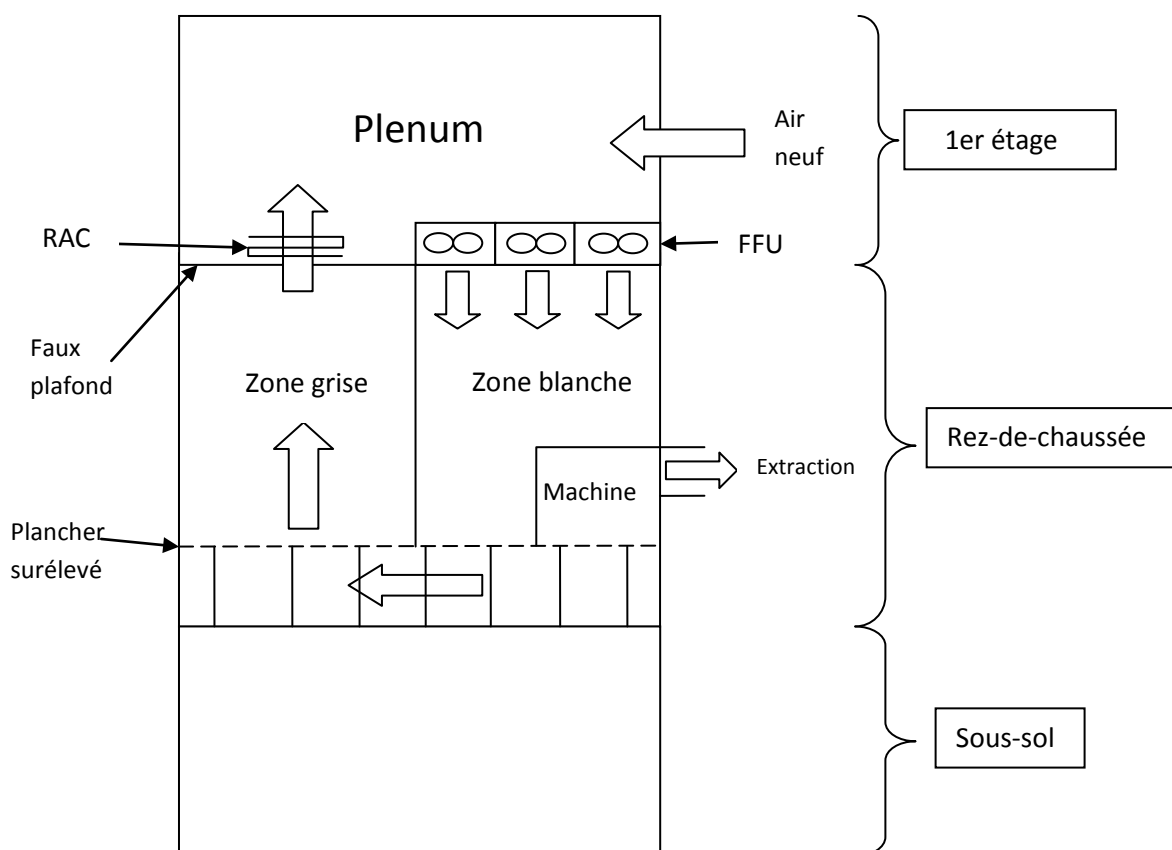


Fig.1.11 : Circulation d'air dans la salle blanche du CDTA

***Chapitre II : Bilan thermique de l'Été
des salles blanches***

II.1 Introduction :

Au CDTA, les salles blanches ne sont directement exposées à l'environnement extérieur que par le biais de leur façade sud-est (voir figure 1.4). Pour le reste, elles sont entourées de partout par des zones de soutien (espaces renfermant des équipements pour le processus de fabrication ou bien pour le système de conditionnement d'air ainsi que des couloirs) plus ou moins conditionnées, ce qui facilite le maintien des conditions imposés à l'intérieur de ces salles. En effet, en plus de la température qui doit y être maintenue à $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, on doit assurer une surpression de 30 Pa par rapport à l'extérieur afin d'éviter tout risque d'infiltration synonyme de contamination des espaces propres par des particules, dont la présence serait néfaste aux processus d'élaboration des circuits intégrés. A ce titre, les zones de soutien permettent d'éviter les mouvements incontrôlés de l'air qui pourraient vaincre la suppression grâce à la pression dynamique s'il y avait un endroit par lequel les espaces propres pourraient communiquer directement avec l'extérieur. La façade sud-est ne comporte aucune ouverture et les ouvertures vers les salles blanches sont aménagées à partir de SAS (vestiaires, atelier propre, SAS-machines) ou règne également une surpression de 15 Pa.

Pour effectuer le bilan thermique des salles blanches, nous admettons que les zones de soutien sont toutes à la même température (T_{zs}). Cette température est normalement maintenue par le système de conditionnement d'air à 22°C en hiver et à 26°C en été, mais nous la ferons varier pour tenir compte de l'hypothèse que lors des conditions extrêmes, les équipements disponibles ne seraient pas en mesure de la maintenir à ces valeurs, nous choisirons sa valeur de façon à garder une différence de température maximum de 10°C avec l'extérieur (une valeur supérieure étant nuisible à la santé des personnes qui travaillent dans ces zones de soutien). Nous verrons alors si les équipements de conditionnement destinés aux salles propres (CTA-C1, CTA-C2, RAC et PCW) seront toujours suffisants pour satisfaire les conditions requises dans ces salles.

II.2 Calcul des gains par transmission des salles blanches et du Plénum

La figure 1.4 montre les salles blanches et les différentes parois qui les séparent des zones de soutien et de l'extérieur. Le calcul des gains par transmission se fera pour chaque paroi séparément, avant de procéder au calcul des gains par le plancher et par le faux-plafond.

Les salles blanches peuvent être modélisées par un volume d'air contenu dans un parallélépipède qui subit des gains ou des pertes de chaleur à travers ses six faces, selon le gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur.

La quantité de chaleur transmise à travers une paroi de surface A par unité de temps, \dot{Q} , entre l'intérieur des salles blanches et un espace appartenant aux zones de soutien où le milieu extérieur est donnée par l'expression :

$$\dot{Q} = K \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

où K est le coefficient de transmission global exprimé en (W/m².K) et ΔT représente la différence de température de part et d'autre de la paroi.

La résistance thermique globale à travers une paroi composite par unité de surface, r, est donnée en (m².K/W) par :

$$r = \frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n r_i + \frac{1}{h_e} \quad (2.2)$$

avec $\sum_{i=1}^n r_i$: représentant la somme des résistances à la conduction des différentes couches de la cloison traversées en série par le flux de chaleur. h_i et h_e sont les coefficients de convection sur les surface intérieure et extérieure respectivement.

Résistance d'échange superficielle :

Par convection et rayonnement, une paroi échange de la chaleur avec les deux milieux séparés par la paroi. L'échange de chaleur par convection et rayonnement qui se produit sur les faces intérieure et extérieure d'une paroi, est pris en compte dans les calculs grâce à un coefficient d'échange superficiel noté "h". Ce coefficient s'exprime en W/m² · K

Les résistances thermiques des échanges superficiels sur la face intérieure (indice i) et sur la face extérieure (indice e) sont liées aux coefficients d'échange respectifs par les expressions :

$$r_i = \frac{1}{h_i} \quad \text{et} \quad r_e = \frac{1}{h_e} \quad (2.3)$$

La table A1.6 (Cf. Annexe), donne la valeur de ces résistances et leur somme pour différents cas de figure.

Dans ce qui suit, nous allons présenter la méthode de calcul des gains par transmission par les différentes cloisons qui séparent les salles blanches des zones de soutien et du milieu extérieur.

II.2.1 Gains par transmission concernant directement les salles blanches

II.2.1.1 Gain par la face sud-est :

Cette face est un mur qui sépare la salle blanche qui est maintenue à une température T_i , du milieu extérieur qui est à une température T_{ext} . C'est un mur en double cloison en parpaing de 15 cm d'épaisseur, avec une lame d'air de 10 cm d'épaisseur, recouvert sur ses deux faces d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy du côté intérieur. Le gain par cette paroi est donné par :

$$\dot{Q}_1 = K_1 \cdot A_1 \cdot (T_{ext} - T_i) \quad (2.4)$$

avec :

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{h_i} + r_e + r_m + r_{p15} + r_{l10} + r_{p15} + r_m + \frac{1}{h_e}$$

$$\frac{1}{K_1} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_1 + r_e + 2r_m + 2r_{p15} + r_{l10}$$

$$A_1 = 67.608 \text{ m}^2 \text{ (aire de la paroi)}$$

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_1 = 0.14 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (Voir table A1.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec l'extérieur)

$r_m = \frac{e_m}{\lambda_m} = \frac{0.01}{1.4} = 7.14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de la couche de mortier de ciment de 1 cm d'épaisseur (voir table A1.1 (Cf. Annexe) Pour la conductivité)

$r_e = \frac{e_e}{\lambda_e} = \frac{0.003}{0.25} = 0.012 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de la couche d'Epoxy de 0.3 cm d'épaisseur (voir table A1.1 (Cf. Annexe) pour la conductivité)

$r_{p15} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance pour des blocs à 2 trous en béton de granulats lourds de 15 cm d'épaisseur (voir table A1.3 (Cf. Annexe))

$r_{l10} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de la lame d'air verticale de 10 cm d'épaisseur (voir table A1.4 (Cf. Annexe))

II.2.1.2 Gain par la face nord-est :

Du côté nord-est, la salle blanche, maintenue à une température de T_i , est séparée du corridor des visiteurs qui est lui maintenu à la température de la zone de soutien T_{zs} .

La cloison de séparation a une épaisseur totale de 6 cm, avec une lame d'air de 2 cm d'épaisseur entre deux cloisons en aluminium de 2 cm d'épaisseur chacune.

La cloison comporte 17 panneaux à vitrage double d'une surface de 1.11 m^2 chacun.

La cloison comporte aussi une porte de secours de même constitution que la cloison elle-même, avec un panneau à vitrage double de 1.04 m^2 de surface.

Les gains qui s'opèrent à travers cette cloison sont constitués de gains passant à travers la surface couverte d'aluminium \dot{Q}_{2A} et de gains passant à travers le double vitrage \dot{Q}_{2V} :

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{2A} + \dot{Q}_{2V} \quad (2.5)$$

avec :

$$\dot{Q}_{2A} = K_{2A}A_{2A}(T_{zs} - T_i) \quad (2.5a)$$

$$\dot{Q}_{2V} = K_{2V}A_{2V}(T_{zs} - T_i) \quad (2.5b)$$

Tel que :

$$\frac{1}{K_{2A}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_2 + r_{l2} + 2 \frac{e_a}{\lambda_a}$$

$$\frac{1}{K_{2V}} = r_{vd}$$

$A_{2A} = 109.71 \text{ m}^2$: Surface totale de la cloison couverte par l'aluminium

$A_{2V} = 19.89 \text{ m}^2$: Surface totale de la cloison couverte par le double vitrage

$e_a = 0.02 \text{ m}$: Epaisseur de la feuille d'aluminium

λ_a : Conductivité thermique de l'aluminium (voir table AI.1 (Cf. Annexe))

$r_{l2} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de la lame d'air verticale de 2 cm d'épaisseur (voir table AI.4 (Cf. Annexe))

$r_{vd} = 3 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance du double vitrage vertical avec une lame d'air de 33 mm d'épaisseur pour une menuiserie en aluminium (voir table AI.5 (Cf. Annexe))

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_2 = 0.21 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe): paroi latérale en contact avec un autre local conditionné)

II.2.1.3 Gain par la face nord-ouest :

Du côté nord-ouest, la salle blanche qui est maintenue à une température T_i est séparée de l'atelier propre et des vestiaires qui sont eux maintenus à la température de la zone de soutien T_{zs} , par une double cloison en aluminium d'une épaisseur totale de 6 cm, avec une lame d'air de 2 cm d'épaisseur entre deux cloisons en aluminium d'une épaisseur de 2 cm chacune. La cloison comporte deux portes reliant la salle blanche aux vestiaires et à l'atelier propre, ces portes sont de même constitution de la cloison, mais elles comportent chacune une partie en double vitrage de 1.04 m^2 de surface.

Au niveau du faux plancher, la séparation est en béton armée de 48 cm d'épaisseur, elle est recouvert des deux côtés d'une couche de mortier de ciment suivi d'une couche d'époxy, un mur en béton sépare le faux plancher qui est à une température T_i des salles de stockage des gaz, supposées quant à elles à la température de la zone de soutien T_{zs} .

Les gains par la face nord-ouest peuvent donc se subdiviser en gains passant par la surface couverte par la cloison en aluminium, \dot{Q}_{3A} , les gains passant par le double vitrage, \dot{Q}_{3V} et les gains passant par la cloison en béton, \dot{Q}_{3B} :

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_{3A} + \dot{Q}_{3V} + \dot{Q}_{3B} \quad (2.6)$$

avec :

$$\dot{Q}_{3A} = K_{3A} A_{3A} (T_{zs} - T_i) \quad (2.6a)$$

$$\dot{Q}_{3V} = K_{3V} A_{3V} (T_{zs} - T_i) \quad (2.6b)$$

$$\dot{Q}_{3B} = K_{3B} A_{3B} (T_{zs} - T_i) \quad (2.6c)$$

Tel que :

$$K_{3A} = K_{2A}$$

$$K_{3V} = K_{2V}$$

$$\frac{1}{K_{3B}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_3 + 2r_e + 2r_m + \frac{e_{3B}}{\lambda_B}$$

$A_{3A} = 52.69 \text{ m}^2$: Surface de la cloison couverte par l'aluminium

$A_{3V} = 2.09 \text{ m}^2$: Surface couverte par le double vitrage

$A_{3B} = 6.57 \text{ m}^2$: Surface couverte par le béton

$e_{3B} = 0.48 \text{ m}$: Epaisseur du mur en béton

λ_B : Conductivité thermique du béton (voir table A1.1)

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_3 = 0.21 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure respectivement (Voir table A1.6 (Cf. Annexe): paroi latérale en contact avec un autre local conditionné)

r_e et r_m : Résistance des couches d'époxy et de mortier recouvrant les surfaces en béton (mêmes que pour la face sud-est – voir plus haut)

II.2.1.4 Gain par la face sud-ouest : cette face est composée de trois zones :

Zone 1 : Mur en parpaing de 15 cm d'épaisseur recouvert sur ses deux faces par une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy.

Le mur sépare la salle blanche qui est à la température T_i d'un espace non conditionné, qu'on supposera à la température T_{ext} .

$$\dot{Q}_{41} = K_{41} A_{41} (T_{ext} - T_i) \quad (2.7)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{41}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_{41} + 2r_e + 2r_m + r_{p15}$$

Tel que :

$A_{41} = 76.9 \text{ m}^2$: Superficie du mur

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{41} = 0.14 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure respectivement (Voir table A1.6 (Cf. Annexe): paroi latérale en contact avec l'extérieur)

r_e et r_m : Résistance des couches d'époxy et de mortier recouvrant les surfaces en béton (mêmes que pour la face sud-est – voir plus haut)

$r_{p15} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de blocs en béton de granulats lourds à 2 trous pour une épaisseur de 15 cm.

Zone 2 : Mur en parpaing de 20 cm d'épaisseur recouvert d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy sur chacune de ses deux faces.

Le mur contient une porte double en aluminium, comportant deux panneaux à vitrage double avec une surface de 1.255 m^2 chacun.

Le mur sépare la salle blanche à la température T_i du SAS machine qui est à la température de zone de soutien T_{zs} .

Au niveau du faux plancher, la séparation est en béton armé de 22 cm d'épaisseur, avec sur chacune des faces une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy. Cette partie du mur sépare le faux plancher, à la même température T_i que la salle blanche, du Hall des équipements (sous-sol) qui doit être à la température de la zone de soutien T_{zs} . Pour cette zone, les gains peuvent être subdivisés comme suit :

$$\dot{Q}_{42} = \dot{Q}_{42p} + \dot{Q}_{42A} + \dot{Q}_{42V} + \dot{Q}_{42B} \quad (2.8)$$

avec :

$$\dot{Q}_{42p} = K_{42p} A_{42p} (T_{zs} - T_i) \quad (2.8a)$$

$$\dot{Q}_{42A} = K_{42A} A_{42A} (T_{zs} - T_i) \quad (2.8b)$$

$$\dot{Q}_{42V} = K_{42V} A_{42V} (T_{zs} - T_i) \quad (2.8c)$$

$$\dot{Q}_{42B} = K_{42B} A_{42B} (T_{zs} - T_i) \quad (2.8d)$$

Tel que :

$$\frac{1}{K_{42p}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{42} + 2r_e + 2r_m + r_{p20}$$

$$K_{42A} = K_{2A}$$

$$K_{42V} = K_{2V}$$

$$\frac{1}{K_{42B}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{42} + 2r_e + 2r_m + \frac{e_{42B}}{\lambda_B}$$

$A_{42p} = 14.88 \text{ m}^2$: Superficie du mur en parpaing

$A_{42A} = 3.61 \text{ m}^2$: Superficie de la porte couverte par l'aluminium

$A_{42V} = 2.51 \text{ m}^2$: Superficie de la porte couverte par le double vitrage

$A_{42B} = 2.52 \text{ m}^2$: Superficie de la paroi en béton

$e_{42B} = 0.22 \text{ m}$: Epaisseur de la paroi en béton

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{42} = 0.21 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec un autre local conditionnée)

$r_{p20} = 0.16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Résistance de blocs en béton de granulats lourds à 2 trous pour une épaisseur de 20 cm (voir table AI.3 (Cf. Annexe)).

r_e et r_m : Résistances des couches d'époxy et de mortier recouvrant les surfaces en béton (mêmes que pour la face sud-est – voir plus haut)

$\frac{e_{42B}}{\lambda_B}$: Résistance à la conduction de la cloison en béton armé.

Zone 3 : Mur en béton armé de 22 cm d'épaisseur recouvert sur ses deux faces d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy. Le mur sépare la salle blanche qui est à une température T_i de la salle d'entrée, maintenue à la température de la zone de soutien T_{zs} . Les gains concernant cette zone se calculent à l'aide de l'expression :

$$\dot{Q}_{43} = K_{43}A_{43}(T_{zs} - T_i) \quad (2.9)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{43}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{43} + 2r_e + 2r_m + \frac{e_{43B}}{\lambda_B}$$

$A_{43} = 26.78 \text{ m}^2$: Superficie totale du mur

$e_{43B} = 0.22 \text{ m}$: Epaisseur du mur

Les autres résistances sont données comme dans le cas de la zone 2 ci-dessus.

II.2.1.5 Gain par le plancher :

Le plancher est constitué d'une dalle en béton armé de 40 cm d'épaisseur recouverte sur les deux faces d'une couche de mortier en ciment suivi d'une couche d'époxy. La dalle sépare la salle blanche de température T_i du sous-sol qui est à la température de la zone de soutien T_{zs} . Le calcul du gain se fait à l'aide de l'expression :

$$\dot{Q}_5 = K_5A_5(T_{ext} - T_i) \quad (2.10)$$

avec :

$$\frac{1}{K_5} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_5 + 2r_e + 2r_m + \frac{e_{5B}}{\lambda_B}$$

$A_5 = 469.5 \text{ m}^2$: Superficie totale du plancher

$e_{43B} = 0.4 \text{ m}$: Epaisseur de la dalle de béton

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_5 = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure à la salle blanche (Voir table A1.6 (Cf. Annexe) : plancher en contact avec un autre local conditionnée)

Les autres résistances sont calculées comme ci-dessus pour les zones 2 et 3 de la face sud-ouest.

II.2.1.6 Gain par le faux plafond :

Le faux plafond sépare les salles blanches du plénum. Dans le calcul ci-dessous, l'échange de chaleur qui est pris en compte se produit entre l'espace propre et le plénum à travers le faux plafond au niveau des zones grises, étant donné que le reste de la superficie du faux-plafond est occupé par les FFU. Le faux plafond est constitué d'une épaisseur de 0.3 cm en acier. Avec une température $T_p = 20^\circ\text{C}$ au niveau du plénum, le gain par le faux-plafond sera donné par :

$$\dot{Q}_6 = K_6 A_6 (T_p - T_i) \quad (2.11)$$

avec :

$$\frac{1}{K_6} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_6 + \frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}}$$

$A_5 = 184.60 \text{ m}^2$: Superficie du faux plafond située au-dessus des salles grises.

$e_{ac} = 0.003 \text{ m}$: Epaisseur du faux-plafond en acier

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_6 = 0.33 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$: Somme des résistances superficielles côté salle blanche et côté plénum (Voir table A1.6 (Cf. Annexe) : toiture en contact avec un autre local conditionné)

$\frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}}$: Résistance à la conduction de la couche d'acier de 3 mm d'épaisseur.

II.2.2 Gains par transmission concernant le plénum

Le volume du plénum peut également être assimilé à un cube à 6 faces au travers desquelles des gains de chaleur sont enregistrés à cause du gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur du plénum.

II.2.2.1 Gain par la face sud-est : De ce côté, le mur qui sépare le plénum de l'extérieur est constitué d'une double cloison en parpaing de 15 cm d'épaisseur avec une lame d'air de 10 cm d'épaisseur. Les deux faces du mur sont recouvertes d'une couche de mortier de ciment suivie du côté intérieur d'une couche d'époxy. Le mur comporte 9 vitres simples dimensions de (40cm × 40cm) avec un cadre en aluminium de 5 cm de largeur. La surface occupée par

chaque vitre sera donc de 0.16 m² de verre et 0.09 m² d'aluminium. Les gains à travers ce mur qui sépare le plénum de l'extérieur peuvent donc être subdivisés comme suit :

$$\dot{Q}_7 = \dot{Q}_{7P} + \dot{Q}_{7A} + \dot{Q}_{7V} \quad (2.12)$$

Avec :

$$\dot{Q}_{7P} = K_{7P} \cdot A_{7P} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.12a)$$

$$\dot{Q}_{7A} = K_{7A} \cdot A_{7A} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.12b)$$

$$\dot{Q}_{7V} = K_{7V} \cdot A_{7V} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.12c)$$

Tel que :

$$\frac{1}{K_{7P}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_7 + r_e + 2 \cdot r_m + 2 \cdot r_{p15} + r_{l10}$$

$$\frac{1}{K_{7A}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_7 + \frac{e_{7a}}{\lambda_a}$$

$$\frac{1}{K_{7V}} = r_{vs}$$

$A_{7P} = 33,53 \text{ m}^2$: Superficie du mur couverte par le parpaing

$A_{7A} = 0,81 \text{ m}^2$: Superficie du mur couverte par l'aluminium

$A_{7V} = 1,44 \text{ m}^2$: Superficie du mur couverte par le verre

$e_{7a} = 0,03 \text{ m}$: Epaisseur des feuilles d'aluminium

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_7 = 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec l'extérieur)

$r_{vs} = 5,8 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Résistance du vitrage simple vertical pour une menuiserie en aluminium (voir table AI.5 (Cf. Annexe))

II.2.2.2 Gain par la face nord-est : cette face est composée de deux zones :

Zone 1 : Mur en béton armé de 25 cm d'épaisseur recouvert des deux faces d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy sur la face intérieure.

Le mur sépare le plénum de l'extérieur et entraîne le gain :

$$\dot{Q}_{81} = K_{81} \cdot A_{81} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.13)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{81}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_{81} + r_e + 2 \cdot r_m + \frac{e_{81B}}{\lambda_B}$$

Il faut noter que :

$$A_{81} = 25,83 \text{ m}^2$$

$$e_{81B} = 0,25 \text{ m}$$

$\frac{e_{81B}}{\lambda_B}$: Résistance de la couche de béton

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{81} = 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$ Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec l'extérieur)
 r_e et r_m : Résistances des revêtements époxy et mortier respectivement

Zone 2 : Mur double cloison en parpaing de 15 cm d'épaisseur avec une lame d'air de 10 cm d'épaisseur recouvert des deux faces d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy sur la face intérieure. Le mur sépare le plenum de l'extérieur, il sera traversé par le gain :

$$\dot{Q}_{82} = K_{82} \cdot A_{82} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.14)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{82}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{82} + r_e + 2 \cdot r_m + 2 \cdot r_{p15} + r_{l10}$$

$A_{82} = 97,6 \text{ m}^2$: Superficie du mur

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{82} = 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec l'extérieur)

Les autres résistances sont données au tableau AI.1 (Cf. Annexe) inséré en annexe.

II.2.2.3 Gain par la face nord-ouest :

Mur en zinc séparant le plenum "salle blanche" des plenums "vestiaires" et "atelier propre", ses trois plenums sont maintenus à la même température T_p et n'échange donc pas de chaleur par transmission :

$$\dot{Q}_9 = 0 \text{ W}$$

II.2.2.4 Gain par la face sud-ouest : cette face est composée de deux zones :

Zone 1 : Cette cloison a déjà été traitée dans le cadre du calcul des gains concernant les salles blanches au paragraphe II.2.1.4 zone 1. Seule la température intérieure T_i devra être remplacée dans l'équation (2.7) par la température du plénum T_p , on aura donc dans ce cas :

$$\dot{Q}_{101} = K_{101} \cdot A_{101} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.15)$$

avec :

$$K_{101} = K_{41}$$

$$A_{101} = 97,6 \text{ m}^2$$

Zone 2 : Mur en béton armé de 25 cm d'épaisseur recouvert des deux faces par une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy. Le mur sépare le plenum qui est maintenue à une température T_p d'une salle ouverte sur l'extérieur qu'on considérera à la

même température que l'extérieur T_{ext} . Les gains se calculent dans ce cas à l'aide de l'expression :

$$\dot{Q}_{102} = K_{102} \cdot A_{102} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.16)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{102}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_{102} + 2 \cdot r_e + 2 \cdot r_m + \frac{e_{102B}}{\lambda_B}$$

$A_{102} = 25,83 \text{ m}^2$: Superficie du mur

$e_{102B} = 0,25 \text{ m}$: Epaisseur de béton

$\frac{e_{102B}}{\lambda_B}$: Résistance à la conduction de la couche de béton

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_{102} = 0,14 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Somme des résistances superficielles intérieure et extérieure (Voir table AI.6 (Cf. Annexe) : paroi latérale en contact avec l'extérieur)

r_e et r_m : Résistances des revêtements époxy et mortier respectivement

II.2.2.5 Gain par le bas :

Sous le plénum (T_p), se trouve la salle blanche (T_i) et le corridor des visiteurs qui est maintenue à la température de la zone de soutien T_{zs} . La séparation est faite grâce à des plaques rectangulaires en acier constituant un faux-plafond. Les gains peuvent être subdivisés comme suit :

$$\dot{Q}_{11} = \dot{Q}_{11SB} + \dot{Q}_{11ZS} \quad (2.17)$$

Avec :

$$\dot{Q}_{11SB} = K_{11} \cdot A_{11SB} \cdot (T_i - T_p) \quad (2.17a)$$

$$\dot{Q}_{11ZS} = K_{11} \cdot A_{11ZS} \cdot (T_{zs} - T_p) \quad (2.17b)$$

Tel que :

$$\frac{1}{K_{11}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)_{11} + \frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}}$$

$A_{11SB} = 184,6 \text{ m}^2$: Superficie de transmission de chaleur entre le plénum et les salles blanches

$A_{11ZS} = 57,19 \text{ m}^2$: Superficie de transmission de chaleur entre le plénum et la zone de soutien

$e_{ac} = 0,003 \text{ m}$: Epaisseur des plaques d'acier

$\frac{e_{ac}}{\lambda_{ac}}$: Résistance à la conduction des plaques d'acier

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{11} = 0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Somme des résistances superficielles de part et d'autre du plancher (Voir table A1.6 (Cf. Annexe) : paroi horizontale (plancher) en contact avec un autre local conditionné)

II.2.2.6 Gain par la toiture :

La toiture est constituée d'une dalle en béton armé de 30 cm d'épaisseur recouverte sur ses deux faces d'une couche de mortier de ciment suivie d'une couche d'époxy sur la face intérieure. Le toit est recouvert de plusieurs couches de matériaux divers pour assurer son étanchéité contre les infiltrations d'eau et permettre une bonne isolation thermique. Les différents matériaux sont superposés dans l'ordre suivant :

Goudron (2mm) ; étanchéité (3mm) ; isolant thermique [polystyrène extrudé (XPS)] (80mm) ; sable + gravillons (50mm) ; plaque en béton (30mm). Les gains dus à la toiture se calculent comme suit :

$$\dot{Q}_{12} = K_{12} \cdot A_{12} \cdot (T_{ext} - T_p) \quad (2.18)$$

avec :

$$\frac{1}{K_{12}} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{12} + r_e + 2 \cdot r_m + \frac{e_{12B}}{\lambda_B} + \frac{e_g}{\lambda_g} + \frac{e_{et}}{\lambda_{et}} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{e_{sa}}{\lambda_{sa}} + \frac{e_{pb}}{\lambda_{pb}}$$

$A_{12} = 553,84 \text{ m}^2$: Surface de transmission de chaleur par la toiture

$e_{12B} = 0,3 \text{ m}$: Epaisseur de béton

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}\right)_{12} = 0,2 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$: Somme des deux résistances superficielles (Voir table A1.6 (Cf. Annexe) : paroi horizontale (toiture) en contact avec l'extérieur)

$\frac{e_g}{\lambda_g}$: Résistance de la couche de goudron

$\frac{e_{et}}{\lambda_{et}}$: Résistance de la couche d'étanchéité

$\frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}}$: Résistance de la couche d'isolation thermique

$\frac{e_{sa}}{\lambda_{sa}}$: Résistance de la couche de sable + gravillons

$\frac{e_{pb}}{\lambda_{pb}}$: Résistance des plaques en béton.

II.3 Gains dus aux occupants :

Le corps humain dégage une quantité de chaleur sensible (par le corps dont la température est à 37°C) et latente (par la production de vapeur d'eau par respiration et transpiration), cette quantité de chaleur dépend de la température ambiante et de l'activité de l'individu.

En se référant à la table A1.7 (Cf. Annexe), pour une température du local de 21°C, et pour une activité légère, les gains de chaleur sensibles et latents dus aux occupants sont donnés respectivement par les deux expressions suivantes en Watt :

$$\dot{Q}_{oS} = 107(nb_o) \quad (2.19)$$

$$\dot{Q}_{oL} = 113(nb_o) \quad (2.20)$$

où (nb_o) désigne le nombre d'occupants. Dans les salles blanches du CDTA, le nombre d'occupants qui peuvent y travailler en parallèle en tant qu'opérateurs peut s'élever jusqu'à 32. Les gains dus aux occupants des salles blanches sont donc estimés à :

$$\dot{Q}_{oc} = (107 + 113) \cdot (32) = 7040 \text{ W} = 7.04 \text{ kW} \quad (2.21)$$

II.4 Gains dus à l'éclairage :

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connaît la puissance des appareils installés, on peut estimer le gain maximum qu'ils sont susceptibles d'apporter. Le gain dû à un seul appareil d'éclairage est donné par l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{ec} = P_n C_m C_{Cr} \quad (2.22)$$

avec :

P_n [Watt] : puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent ;

C_m : Coefficient de majoration ; il est égal à :

- 1.2 pour les lampes à incandescence,
- 1.25 pour les tubes fluorescents (les 25% de puissance supplémentaire correspondent à la puissance absorbée dans le ballast);

C_{Cr} : Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle ; il est égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air ; quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air, la majoration sera fonction du débit d'air extrait et de la puissance de l'appareil d'éclairage, ainsi pour une puissance de 100 W, le coefficient de majoration C_{Cr} aura pour différents débits d'extraction les valeurs suivantes [7] :

Tableau 2.1 : Coefficient de majoration C_{Cr} pour un appareil d'éclairage de 100 W installé dans un local raccordé à un système d'extraction d'air pour différentes valeurs du débit.

Débit d'air pour 100 W de puissance d'appareil	20	30	50	100
Coefficient de majoration C_{Cr}	0.6	0.5	0.4	0.35

Les salles blanches du CDTA sont équipées de 104 tubes fluorescents ($C_m = 1.25$) ayant une puissance nominale de 58 W chacun, l'éclairage des salles blanches n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air ($C_{Cr} = 1$). Le total des gains dus à l'éclairage sera donc :

$$\dot{Q}_{ec/SB} = 104(58 \cdot 1.25 \cdot 1) = 7540 \text{ W} = 7.54 \text{ kW} \quad (2.23)$$

Le plenum est équipé de 98 tubes fluorescents ($C_m = 1.25$) ayant une puissance nominale de 36 W chacun, l'éclairage du plenum n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air ($C_{Cr} = 1$). Le total des gains dus à l'éclairage sera donc :

$$\dot{Q}_{ec/PL} = 98(36 \cdot 1.25 \cdot 1) = 4410 \text{ W} = 4.41 \text{ kW} \quad (2.24)$$

II.5 Gains dus aux machines électriques :

La fabrication de circuits intégrés se fait à travers l'utilisation de machines électriques (fours, implanteurs, plaques chauffantes....etc.) consommant une quantité d'énergie électrique très importante pouvant atteindre jusqu'à 20 kW pour certains équipements. L'énergie électrique absorbée par ces machines est dégradée totalement en énergie thermique. La somme des puissances actives correspondant à un fonctionnement nominal de toutes les machines électriques utilisées dans les salles blanches du CDTA est estimé à :

$$\dot{Q}_{elec} = 217.4 \text{ kW} \quad (2.25)$$

II.6 Gains dus à quelques appareils électriques de métrologie, d'inspection et de nettoyage

Ces appareils de par leur consommation électrique très faible, ne sont raccordés ni au système d'extraction, ni au système PCW. La puissance électrique consommée par ces appareils se dégrade totalement en énergie thermique dans l'air des salles blanches, elle correspond à un total :

$$\dot{Q}_{elec/a} = 14.24 \text{ kW} \quad (2.26)$$

II.7 Gains dus aux FFU :

Ventilateurs munis de filtres, placés sur le faux plafond de la salle blanche, les FFU aspirent l'air du plenum et le soufflent à l'intérieur des salles à une vitesse de 0.35 m/s ; ils sont donc responsables de la diffusion laminaire de l'air dans les salles blanches.

La société allemande M+W ZANDER qui s'est chargée de la construction et de la mise en marche de la centrale, fabrique ses propres FFU et utilise au sein de la salle blanche du CDTA deux types de modèle : le FFU 0612 et le FFU 1212, qui diffèrent essentiellement par leur taille et par leur puissance. Le petit tableau ci-dessous donne le nombre de FFU utilisés pour chaque modèle et la puissance unitaire de chacun d'eux.

Tableau 2.2 : puissance absorbée par les ventilateurs FFU[18].

Modèle	Nombre	Puissance absorbée (KW)
FFU 0612	21	0,155
FFU 1212	152	0,26

Sachant que les FFU sont des modules implantés entre le plenum et la salle blanche, on en déduit que la puissance électrique absorbée par ces FFU se dissipe totalement dans l'air soufflé. Ainsi donc les gains dus aux FFU se calculent comme suit :

$$P_{FFU} = \dot{Q}_{FFU0612} \cdot nbr_{FFU0612} + \dot{Q}_{FFU1212} \cdot nbr_{FFU1212} = 42.775 \text{ kW} \quad (2.27)$$

***Chapitre III : Calcul des charges
frigorifiques nécessaires pour
maintenir les salles blanches à une
température de 21°C***

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les systèmes de refroidissement à travers lesquels les gains calculés dans le chapitre précédent pour la salle blanche et le plenum seront évacués pour maintenir à l'intérieur des salles blanches la température à 21°C et l'humidité spécifique à sa plus basse valeur possible. Les charges frigorifiques nécessaires à fournir aux différents systèmes de refroidissement répondants aux seuls besoins des salles blanches seront ainsi évaluées.

III.2 Systèmes de refroidissement de la salle blanche

Les gains internes générés à l'intérieur de la salle blanche par les opérateurs et les équipements électriques ainsi que les gains par transmission à travers les différentes cloisons, plancher, faux plafond et toiture qui séparent les salles blanches et le plenum de l'extérieur et des différentes zones de soutien, calculés au chapitre III, seront compensés par des charges frigorifiques et évacués à travers les systèmes de refroidissement suivant :

- Le PCW (process cooling water) : refroidit les machines utilisées à l'intérieur des salles blanches ainsi que les pompes à vide.
- Les RAC (Room Air Conditioning) : refroidissent l'air recyclé des salles blanches.
- Batteries froides des CTA (Centrales de Traitement d'Air) : refroidissent et déshumidifient l'air neuf jusqu'à l'obtention de la plus basse température possible de l'air, compte tenu du pincement minimum au niveau de la batterie (~2°C) et de la température de l'eau glacée provenant des chillers. Cette condition garantit une déshumidification maximum de l'air. Par exemple, pour une température de l'eau glacée à la sortie des chillers de 6°C, si l'eau arrive à la batterie froide d'une CTA à 6.3°C, l'air sera refroidi jusqu'à 8.3°C et se présentera à l'entrée du plenum avec une humidité spécifique de 6.8 g d'eau/kg d'air sec ; dans ces conditions, c'est l'humidité spécifique minimale que l'on peut obtenir par refroidissement de l'air.

III.3 Notions fondamentales sur l'air humide

Le terme « air humide » désigne un mélange d'air sec et de vapeur d'eau dans lequel l'air sec est traité comme s'il avait été un constituant pur. Dans le domaine du conditionnement d'air, l'air humide est traité comme un gaz parfait, la pression partielle de la vapeur y étant en général très faible. Le modèle de Dalton s'applique dans ce cas au mélange et les pressions partielles de la vapeur d'eau et de l'air sec, ainsi que la pression totale de l'air humide sont données respectivement par les expressions suivantes :

$$P_v = \frac{n_v \cdot \bar{R} \cdot T}{V} = \frac{m_v \cdot \left(\frac{\bar{R}}{M_v}\right) \cdot T}{V} \quad (3.1)$$

$$P_a = \frac{n_a \cdot \bar{R} \cdot T}{V} = \frac{m_a \cdot \left(\frac{\bar{R}}{M_a}\right) \cdot T}{V} \quad (3.2)$$

$$P = \frac{n \cdot \bar{R} \cdot T}{V} = \frac{m \cdot \left(\frac{\bar{R}}{M}\right) \cdot T}{V} \quad (3.3)$$

Avec:

P_v et P_a : Pressions partielles de la vapeur d'eau et de l'air sec respectivement
 $P = P_v + P_a$: pression totale du mélange (elle est en générale égale à la pression atmosphérique ambiante dans les applications de conditionnement d'air).

n_v , n_a et $n = n_v + n_a$: nombres de mole de vapeur d'eau, d'air sec et total respectivement.

m_v , m_a et $m = m_v + m_a$: masse de vapeur d'eau, d'air sec et totale respectivement

T et V : température et volume de l'échantillon d'air humide considéré.

M_v et M_a : masse molaire d'eau et d'air sec respectivement

M : masse molaire apparente du mélange

$\bar{R} = 8.3144 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$: Constante universelle des gaz parfaits.

On peut remarquer que :

$$P_a = \frac{n_a}{n} \cdot P = y_a \cdot P \quad (3.4)$$

$$P_v = \frac{n_v}{n} \cdot P = y_v \cdot P \quad (3.5)$$

Avec :

y_a : Fraction molaire de l'air sec.

y_v : Fraction molaire de la vapeur d'eau.

- **Humidité spécifique, ω :**

L'humidité spécifique est définie par le rapport de la masse de vapeur présente dans l'air humide sur la masse d'air sec correspondante

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{(M_v \cdot P_v \cdot V)/(\bar{R} \cdot T)}{(M_a \cdot P_a \cdot V)/(\bar{R} \cdot T)} = \frac{M_v}{M_a} \cdot \frac{P_v}{P_a} = 0,6192 \cdot \frac{P_v}{P - P_v} \quad (3.6)$$

- **Humidité relative, ϕ :**

L'humidité relative est définie par le rapport de la fraction molaire de vapeur y_v dans un échantillon donné d'air humide sur la fraction de vapeur $y_{v,sat}$ dans un échantillon d'air humide saturé qui se trouverait à la même température.

$$\phi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} = \frac{\frac{P_v}{P}}{\frac{P_g}{P}} = \frac{P_v}{P_g} \quad (3.7)$$

où P_g est la pression de vapeur d'eau saturée à la température T de l'air humide.

- **Relation entre l'humidité relative et l'humidité spécifique :**

$$\omega = 0,6219 \cdot \frac{\phi \cdot P_g}{P - \phi \cdot P_g} \quad (3.8)$$

- **Enthalpie spécifique de l'air humide :**

L'enthalpie d'un mélange de gaz parfait est additive, elle est égale à la somme de l'enthalpie de chaque constituant de ce mélange et généralement elle est associée à la masse d'un constituant du mélange. Pour le mélange air-vapeur d'eau (air humide), la masse de l'air sec est utilisée comme référence à cause du fait que celle de la vapeur d'eau est susceptible de varier lors des processus de conditionnement d'air. L'enthalpie spécifique de l'air humide sera donc donnée par :

$$h = h_a + \omega \cdot h_v \quad (3.9)$$

Dans cette expression, chaque terme a l'unité d'énergie par unité de masse d'air sec. La deuxième loi de Joule implique que l'enthalpie d'un gaz parfait est fonction de la température seulement. Si le zéro Celsius est choisi comme l'état de référence ou l'enthalpie de l'air sec et celle de l'eau à l'état liquide sont nulles, et si les chaleurs spécifiques à pression constante de l'air sec C_{pa} et de la vapeur d'eau C_{pv} sont considérées comme constantes, des relations simples en résultent pour les enthalpies spécifiques des constituants et du mélange [1] :

$$h_a = C_{pa} \cdot T \quad (3.10)$$

$$h_v = h_{fg0} + C_{pv} \cdot T \quad (3.11)$$

$$h = (C_{pa} + \omega C_{pv})T + \omega h_{fg0} \quad (3.12)$$

où h_{fg0} représente la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C, elle est égale à 2501,3 KJ/kg.

III.4 Charge frigorifique nécessaire au niveau du PCW

Etant donné les gains très importants dus aux machines, qui se trouvent dans les salles blanches, et aux pompes à vide, qui se trouvent au sous-sol mais qui sont utilisées pour faire le vide dans certaines de ces machines, un système de refroidissement est prévu pour absorber directement une partie importante de ces gains. Ce système c'est le PCW auquel nous avons déjà fait référence au § III.2 ci-dessus.

L'eau du PCW circule en boucle fermée pour alimenter les machines et les pompes à vide en eau à 12°C, cette dernière se réchauffe en transitant par les machines et les pompes à vide,

puis grâce à un échangeur à plaques en communication avec l'eau glacée qui provient des chillers et qui est à une température plus basse (entre 6 et 8°C), l'eau du PCW se refroidit de nouveau jusqu'à à une température de 12°C et est renvoyée grâce à l'une des deux pompes qui fonctionnent en redondance en direction des machines à raison d'un débit de $28,39 \text{ m}^3/\text{h}$ (voir Fig.3.1 ci-dessous) [11].

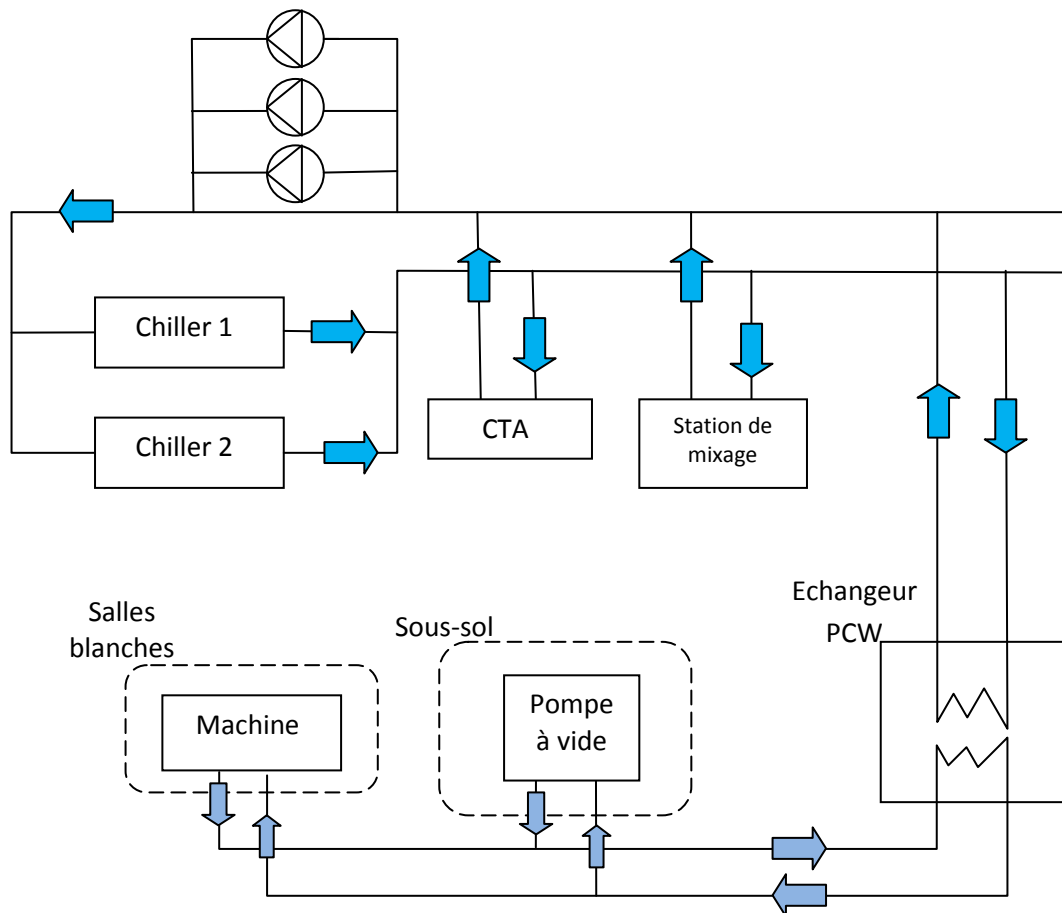


Fig.3.1 : Schéma du circuit de refroidissement PCW

Pour des raisons liées au processus de fabrication, les machines ainsi que les pompes à vide opèrent en permanence à leur régime nominal, et ne doivent jamais cesser de fonctionner, les gains qui leurs sont associés seront donc permanents et constants.

La température de l'eau en provenance des machines et des pompes à vide est relevée directement à son retour dans l'échangeur à plaques, elle est de 18°C, ceci permet de calculer la charge frigorifique nécessaire au niveau du PCW :

$$\dot{Q}_{PCW} = \rho_{eau} \cdot \dot{V}_{eau/PCW} \cdot C_{p/eau} \cdot \Delta T = 10^3 \cdot (28.39/3600)(4.185) \cdot (18 - 12)$$

$$\dot{Q}_{PCW} = 198kW \quad (3.13)$$

avec :

$$\rho_{eau} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{p/eau} = 4.185 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

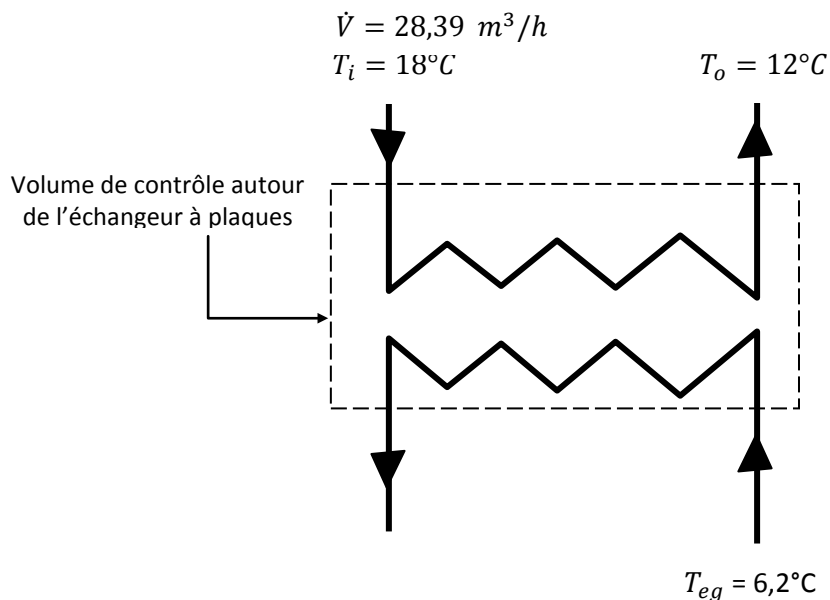


Fig.3.2 : Schéma d'un volume de contrôle autour de l'échangeur à plaques du PCW

III.5 Calcul de la charge frigorifique du PCW dédiée aux machines des salles blanches

La charge frigorifique du PCW, \dot{Q}_{PCW} , calculée au paragraphe précédent, se répartit comme il a été déjà mentionné sur les machines qui se trouvent à l'intérieur des salles blanches et sur les pompes à vide, soit :

$$\dot{Q}_{PCW} = \dot{Q}_{PCW/machine} + \dot{Q}_{PCW/pv} \quad (3.14)$$

La charge frigorifique du PCW dédiée aux pompes à vide se calcule en sommant les contributions aux gains de chacune des pompes à vide. Chaque pompe à vide est munie d'un débitmètre et d'un thermomètre placés à sa sortie. Ces paramètres sont relevés et portés au tableau 3.1 ci-dessous pour les quinze pompes à vide du poste.

Tableau 3.1 : Relevé des débits et des températures de sortie de l'eau des pompes à vide

pompe	Débit (l/h)	Température d'entrée de l'eau (°C)	Température de sortie de l'eau (°C)
1	400	12	25
2	240	12	26
3	230	12	26
4	400	12	25
5	170	12	25
6	290	12	25
7	283	12	21
8	200	12	26
9	330	12	24
10	360	12	25
11	300	12	25
12	405	12	28
13	340	12	26
14	295	12	25
15	378	12	24

La charge frigorifique nécessaire pour le refroidissement des pompes à vide se calcule comme suit :

$$\dot{Q}_{PCW/PV} = \sum_{i=1}^{15} \dot{m}_{eau/i} \cdot C_{p/eau} \cdot (T_{s/i} - 12) = 70,3KW \quad (3.15)$$

La charge frigorifique du PCW dédiée aux machines des salles blanches est enfin déduite à partir des équations (3.13) à (3.15) :

$$\dot{Q}_{PCW/machine} = \dot{Q}_{PCW} - \dot{Q}_{PCW/PV} = 127,7KW \quad (3.16)$$

III.6 Charge frigorifique nécessaire au niveau des batteries froides des CTA

L'air aspiré de l'extérieur aux conditions ambiantes possède des propriétés thermodynamique (température et humidité) qui varient tout le long de la journée, ce qui impose aux CTA d'adapter leur mode de fonctionnement pour toujours obtenir les mêmes conditions de l'air à la sortie.

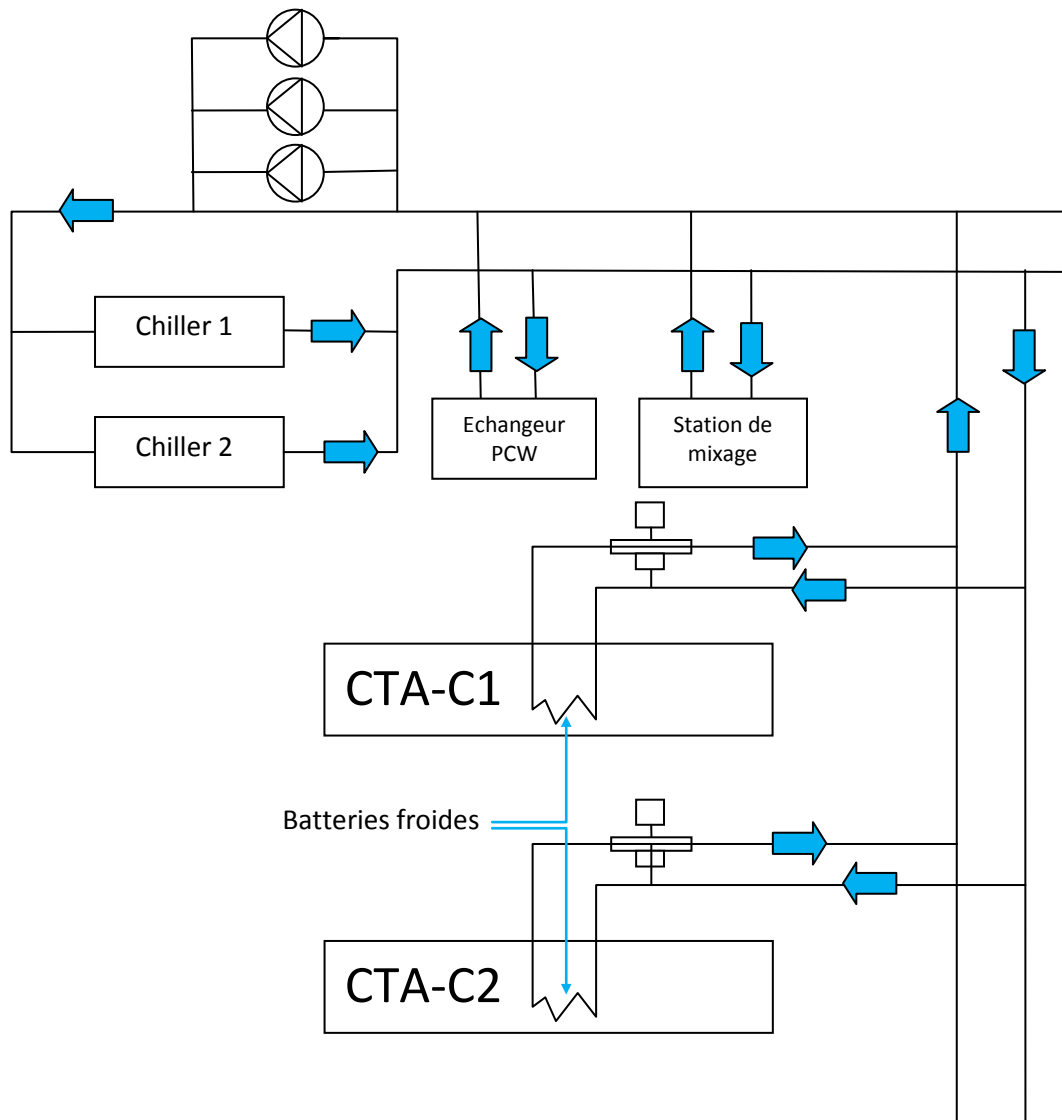


Fig.3.3 : Schéma du circuit d'alimentation en eau glacée des CTA (C1 et C2)

Les capteurs de température et d'humidité relative placés en amont des CTA transmettent au système de régulation les conditions de l'air extérieur, ce qui lui permet d'adapter le régime de fonctionnement des CTA grâce aux électrovannes des batteries froides et des batteries chaudes qui font varier les débits d'eau glacée et d'eau chaude à travers ces batteries.

La centrale dispose de 4 CTA mais seules deux d'entre elles alimentent le plénum des salles blanches en air neuf, il s'agit des deux modules identiques dénommés CTA-C1 et CTA-C2. Les deux autres modules, CTA-SU3 et CTA-GA4 (non représentés sur le schéma de la figure 3.3 ci-dessus) alimentent les zones de soutien et les chambres des gaz respectivement.

En été, la température extérieure, T_1 , est toujours supérieure à 14°C et l'humidité relative de l'air extérieur, ϕ_1 , passe rarement sous le seuil des 40 %. Dans cette configuration, les CTA utilisent à la fois les batteries froides et les batteries chaudes pour refroidir tout d'abord l'air neuf jusqu'à $T_2 = 8,3^\circ\text{C}$ et l'amener ainsi à subir une déshumidification permettant de réduire son humidité spécifique jusqu'à la valeur de consigne $\omega_2 = \omega_3 = 6,8 \text{ g d'eau/kg d'air sec}$ à travers la batterie froide, puis la batterie chaude se chargera ensuite de remonter sa température jusqu'à une valeur $T_3 = 14^\circ\text{C}$ à humidité spécifique constante afin de réduire son humidité relative (voir figure 3.4 ci-dessous) [9].

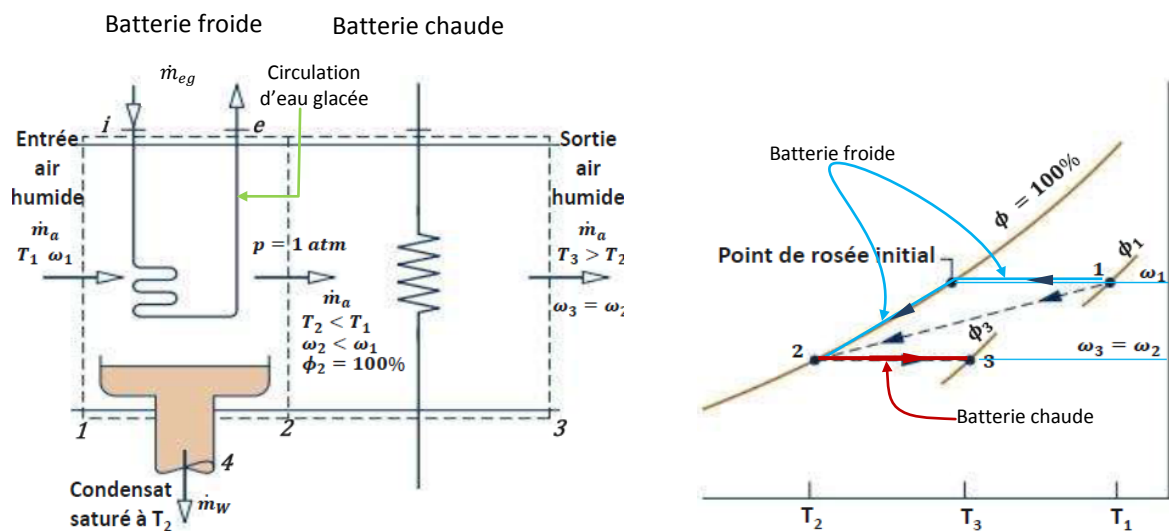


Fig.3.4 : Schéma du déshumidificateur des CTA accompagné de l'évolution de l'air sur un diagramme psychométrique

En effectuant un bilan d'énergie sur la batterie froide, on obtient le taux de chaleur évacué par l'eau froide :

$$\dot{m}_{eg}h_i + \dot{m}_a(h_{a1} + \omega_1 h_{v1}) = \dot{m}_{eg}h_e + \dot{m}_a(h_{a2} + \omega_2 h_{v2}) + \dot{m}_w h_{f4}$$

Et en faisant un bilan de matière pour l'eau à travers la batterie froide, on obtient :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (\omega_1 - \omega_2)$$

Ce qui nous permet d'écrire en combinant les deux expressions ci-dessus:

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{bf/C1} &= \dot{m}_{eg}(h_e - h_i) \\
&= \dot{m}_a(h_{a1} + \omega_1 h_{v1}) - \dot{m}_a(h_{a2} + \omega_2 h_{v2}) \\
&\quad - \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)h_{f4}
\end{aligned} \tag{3.17a}$$

En appliquant le modèle de gaz parfait on peut écrire :

$$h_{ai} + \omega_i \cdot h_{vi} = C_{pahi} \cdot T_i + \omega_i \cdot h_{fg0}$$

avec :

$$C_{pahi} = C_{pa} + \omega_i \cdot C_{pv} \quad i=1, 2.$$

$$C_{pa} = 1.005 \text{ kj}/(\text{kg} \cdot \text{k})$$

$$C_{pv} = 1,86 \text{ kj}/(\text{kg} \cdot \text{k})$$

et l'équation (3.17a) qui donne la charge frigorifique de la batterie froide de la CTA-C1 peut à présent se mettre sous la forme :

$$\dot{Q}_{bf/C1} = \dot{m}_a C_{pah1} T_1 - \dot{m}_a C_{pah2} T_2 + \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) (h_{fg0} - h_{f4}) \tag{3.17b}$$

avec :

$h_{fg0} = 2501,3 \text{ kj}/\text{kg}$: Chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0 °C.

$h_{f2} = 34,88 \text{ kj}/\text{kg}$: Enthalpie de l'eau à l'état de liquide saturé à $T_4 = T_2 = 8,3^\circ\text{C}$.

Le débit massique d'air sec est calculé à partir des conditions à l'entrée à l'aide de l'équation d'état :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} = \frac{P_{a1} \cdot \dot{V}_1}{R_a \cdot T_1} \tag{3.18}$$

avec :

$$\dot{V}_1 = 10\,696 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$R_a = 287 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$$

Il nous reste à déterminer la pression partielle de l'air sec à l'entrée, P_{a1} . A cette effet, on doit d'abord calculer la pression de la vapeur saturée à T_1 , soit P_{g1} . Cette dernière est calculée à l'aide d'une corrélation obtenue sur le logiciel de programmation "Matlab" par interpolation des données tabulées de propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau (voir annexe II) :

$$P_{g1} = 609,5 \cdot \exp\left(\frac{T_1}{T_1 + 235,2} \cdot 17,16\right) \tag{3.19}$$

avec : T_1 en (°C) et P_{g1} en Pascal.

Ensuite on calcule la pression partielle de la vapeur d'eau à l'entrée des CTA, qui est donnée par le produit de l'humidité relative par la pression de vapeur saturée :

$$P_{v1} = \phi_1 P_{g1} \quad (3.20)$$

avec :

ϕ_1 : Humidité relative de l'air à l'entrée, donnée par le capteur placé en amont des CTA.

La pression partielle de l'air sec à l'entrée est finalement obtenue en retranchant de la pression totale la pression partielle de la vapeur d'eau :

$$P_{a1} = P - P_{v1} = P - \phi_1 P_{g1} \quad (3.21)$$

Avec :

$P = 101,325 \text{ kPa}$: Pression totale du mélange air sec-vapeur d'eau

L'humidité spécifique de l'air humide à l'entrée se calcule à l'aide de l'équation (3.8) :

$$\omega_1 = 0.6219 \cdot \frac{\phi_1 P_{g1}}{P - \phi_1 P_{g1}} \quad (3.22)$$

La charge frigorifique totale des batteries froides des CTA-C1 et CTA-C2 qui fonctionnent en simultané et à l'identique sera donc :

$$\dot{Q}_{bf/c1+c2} = \dot{Q}_{bf/c1} + \dot{Q}_{bf/c2} = 2\dot{Q}_{bf/c1} \quad (3.23)$$

III.7 Charge frigorifique nécessaire au niveau des RAC

III.7.1 Les circuits d'eau froide alimentant les RAC et d'air conditionné pour les salles blanches

L'air soufflé à l'intérieur des salles blanches est recyclé à 94 %. Cet air recyclé subit un refroidissement à travers les RAC (échangeurs eau froide-air, placés sur le faux plafond des salles blanches) avant d'être réintroduit dans le plénum pour se mélanger avec l'air neuf provenant des CTA puis soufflé de nouveau à l'aide des FFU à l'intérieur des salles blanches. Par conséquent, les RAC constituent un élément essentiel pour le maintien de la température de 21 °C à l'intérieur des salles blanches.

Les RAC, au nombre de quatorze, sont répartis uniformément sur le faux plafond, chaque RAC étant muni d'une électrovanne qui permet de contrôler le débit de circulation de l'eau froide à l'intérieur de ses tubes en cuivre. L'eau des RAC provient de la station de mixage (Fig.3.5), où a lieu le mélange de l'eau glacée en provenance des chillers, qui est à 6°C, avec l'eau revenant des RAC à une température supérieure à 12 °C. Cette façon de procéder permet de contrôler la valeur de la température de l'eau acheminée en direction des RAC. Une telle possibilité d'action sur la température de l'eau dans la station de mixage et sur le débit d'eau grâce aux électrovannes des RAC, permet à ces derniers de s'adapter aux gains variables des salles blanches, avec la contrainte que l'eau qui est acheminée en direction des

RAC ne doit en aucun cas avoir une température inférieure à 12°C, afin d'éviter tout risque de condensation.

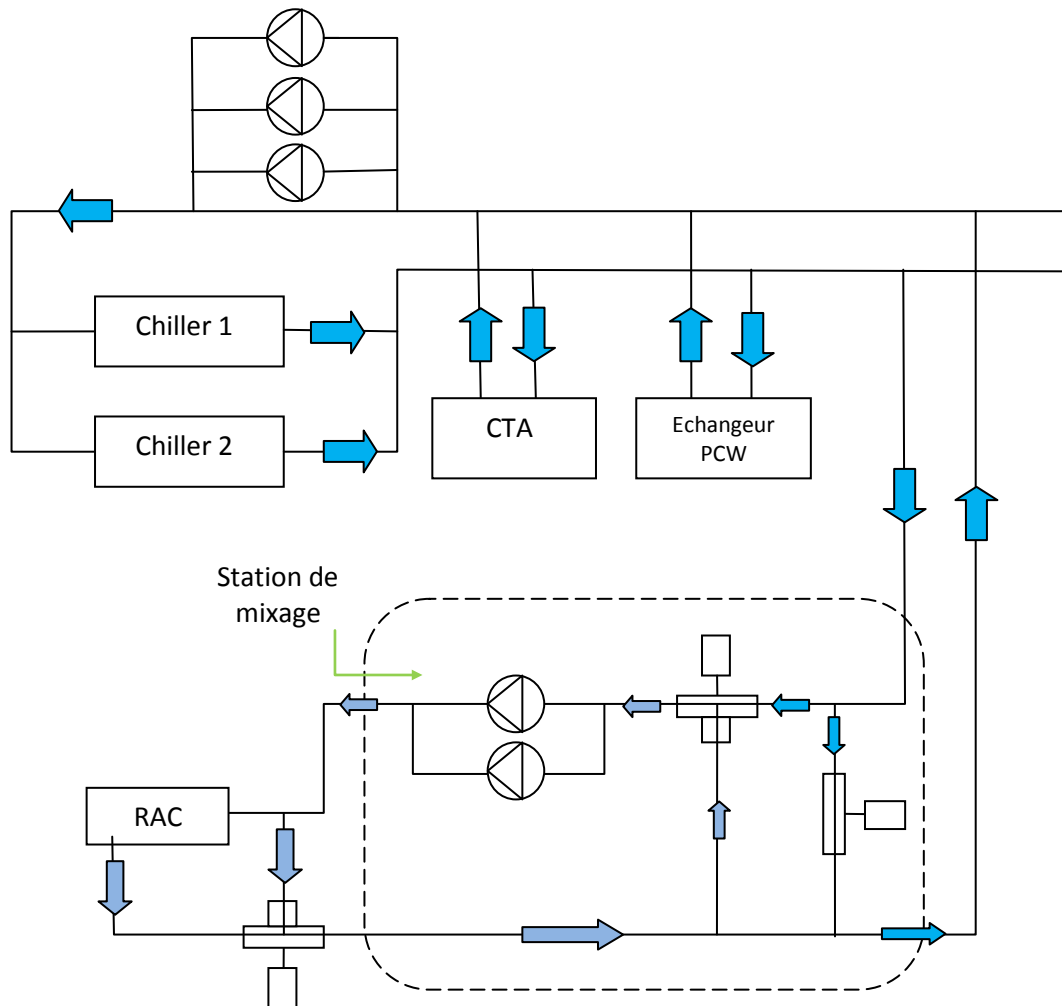


Fig.3.5 : Schéma de la station de mixage

Le circuit de l'air conditionné pour les salles blanches est représenté schématiquement à la figure 3.6 ci-après. Afin de parvenir à quantifier le taux de chaleur que les RAC doivent évacuer, il est nécessaire d'effectuer des bilans d'énergie sur différents volumes de contrôle de cette figure.

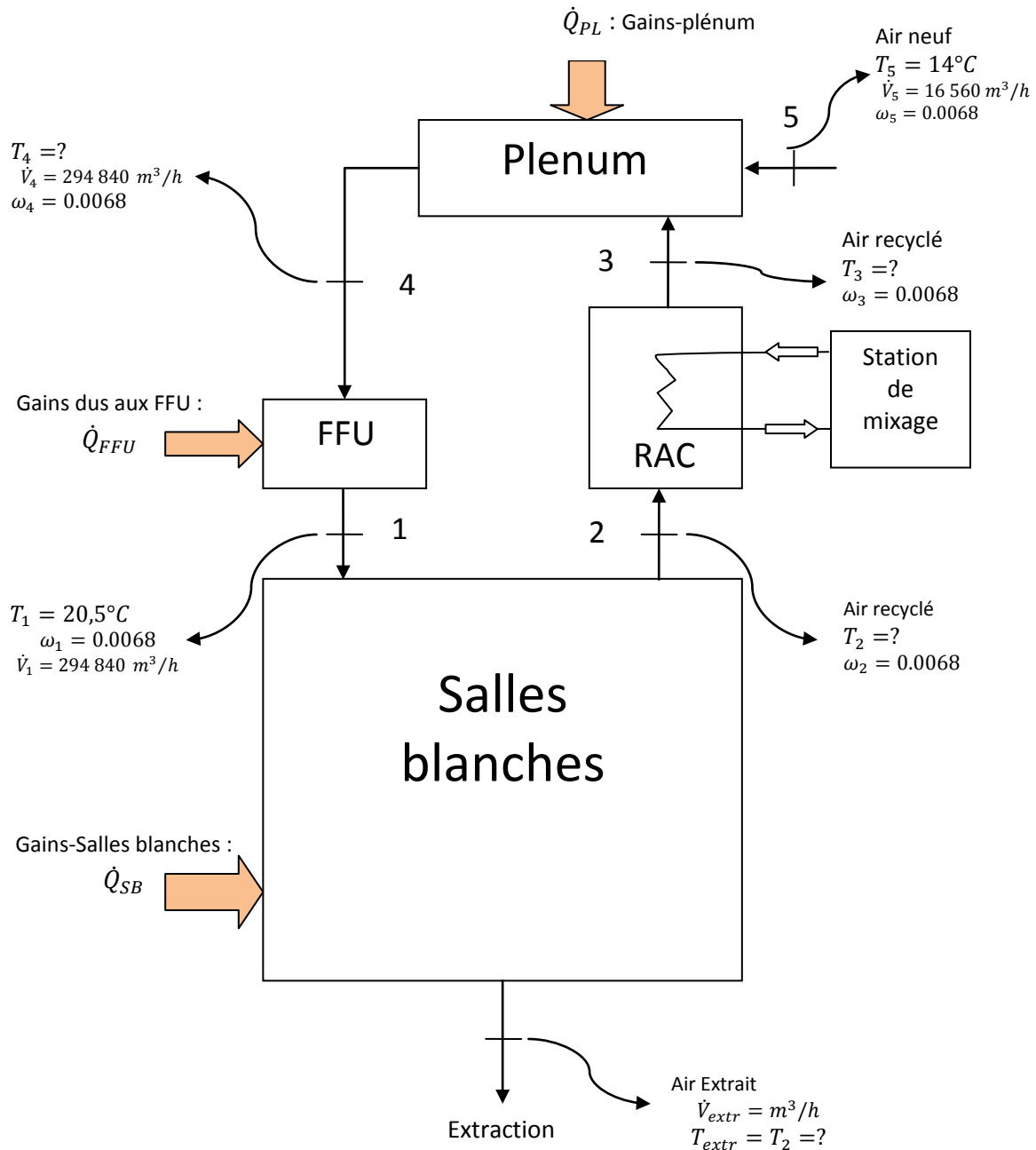


Fig.3.6 : Schéma du parcours de l'air à l'intérieur de la salle blanche et des différents volumes de contrôle

III.7.2 Données et hypothèses

On négligera toute variation de l'humidité spécifique et on admettra que sa valeur sera partout égale à celle que l'air aura à la sortir des batteries froides des CTA. Ceci est justifié par le fait que les gains latents dus aux seuls occupants des salles blanches sont très faibles (ayant été estimés à 3 kW au chapitre III) et les débits d'air sec très importants.

La méthode de calcul sera exposée pour le cas où les chillers sont en mesure de fournir une eau glacée à une température de 6°C. Nous avons vu que dans ce cas, les batteries froides des CTA sont capables de déshumidifier l'air jusqu'au point où son humidité spécifique sera réduite à une valeur de 0.0068 (kg d'eau/kg d'air sec), la batterie chaude aura pour rôle dans ce cas de réchauffer l'air jusqu'à une température de 14°C afin de maintenir l'humidité relative dans les salles blanches autour de 45%.

Les débits volumiques d'air neuf et d'air soufflé sont donnés :

$$\dot{V}_5 = 16\,560 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{et} \quad \dot{V}_1 = 294\,840 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pour avoir une température de $21 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ à l'intérieur des salles blanches, comme le débit soufflé est très important, on adoptera une température de soufflage de 20.5 °C.

Les gains qui seront utilisés dans les bilans d'énergie qui vont suivre, ont été calculés au chapitre III.

III.7.3 Bilan d'énergie du volume de contrôle "RAC"

Le taux de chaleur évacué par les 14 RAC, correspondant à la charge frigorifique qui est nécessaire à leur niveau, s'obtient en effectuant le bilan d'énergie sur le volume de contrôle "RAC" de la figure 3.6 ci-dessus. Ce bilan conduit à l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{RAC} = \dot{m}_{e/RAC} \cdot C_{pe} \cdot (\Delta T)_{e/RAC} = \dot{m}_{a2} \cdot C_{pah} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.24)$$

Avec: $\dot{m}_{e/RAC}$, C_{pe} et $(\Delta T)_{e/RAC}$ représentant respectivement le débit massique, la chaleur spécifique et l'élévation de température de l'eau froide à travers les RAC.

\dot{m}_{a2} , C_{pah} et $(T_2 - T_3)$: représentant respectivement le débit massique d'air sec, la chaleur spécifique d'air humide et sa baisse de température à travers les RAC.

Ainsi donc, pour déterminer la charge frigorifique nécessaire au niveau des RAC, il est indispensable de commencer par déterminer le débit d'air sec à travers les RAC et les températures de l'air à l'entrée et à la sortie (T_2 et T_3).

III.7.4 Calcul du débit d'air sec à travers les RAC

Connaissant le débit volumique d'air au point de soufflage dans les salles blanches, le débit massique d'air sec correspondant s'obtient comme suit :

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = 97.38 \text{ kg/s} \quad (3.25)$$

avec :

$v_1 = 0,841 \text{ m}^3/\text{kg d'air sec}$: Volume spécifique d'air, lu à partir du diagramme psychométrique pour $\omega_1 = 0.0068$ et $T_1 = 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\dot{V}_1 = 294\,840 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (donné)}$$

Connaissant le débit volumique d'air neuf et son état thermodynamique à l'entrée du plénum, on procède de la même façon que ci-dessus pour calculer le débit massique d'air neuf :

$$\dot{m}_{a5} = \frac{\dot{V}_5}{v_5} = 5.59 \text{ kg/s} \quad (3.26)$$

avec :

$v_5 = 0,823 \text{ m}^3/\text{kg d'air sec}$: Volume spécifique d'air, lu à partir du diagramme psychométrique pour $\omega_5 = 0.0068$ et $T_5 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\dot{V}_5 = 16\,560 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (donné)}$$

A présent, le bilan massique effectué sur l'air sec à travers les salles blanches en régime de fonctionnement permanent permet de déduire le débit massique d'air sec à travers les RAC, étant donné que dans ces conditions le débit d'air extrait doit être le même que celui d'air neuf, soit donc :

$$\dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{extr} = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{a5} = 91.79 \text{ kg d'air sec/s} \quad (3.27)$$

III.7.5 Calcul des températures de l'air à l'entrée et à la sortie des RAC

En effectuant le bilan d'énergie du volume de contrôle "FFU", on peut déterminer la température T_4 que l'air aura dans le plénum après mélange des débits d'air neuf provenant des batteries froides des CTA et d'air recyclé à travers les RAC tout en tenant compte des gains internes (éclairage) et externes (transmission) du plénum. Le bilan d'énergie du volume de contrôle "FFU" traduit le fait que la puissance électrique totale des FFU sera dissipée sous forme de chaleur dans l'air soufflé et conduira à un accroissement de son enthalpie, on aura donc :

$$P_{FFU} = \dot{m}_{a1} C_{pah} (T_1 - T_4) \quad (3.28)$$

D'où on obtient :

$$T_4 = T_1 - \frac{P_{FFU}}{\dot{m}_{a1} C_{pah}} \quad (3.29)$$

avec :

$C_{pah} = 1.01265 \text{ kJ/kg.K}$: Constante partout dans le circuit d'air, étant donné que l'humidité spécifique est elle-même constante (0.0068).

$P_{FFU} = 42.775 \text{ kW}$: Puissance totale des FFU.

La température T_2 à l'entrée des RAC se détermine à partir du bilan d'énergie appliqué au volume de contrôle "SALLES BLANCHES". A cet effet, on admet que l'air extrait atteint d'abord la température T_2 avant d'être utilisé dans les machines pour évacuer par extraction une partie des gains qu'elles introduisent dans les salles blanches. Dans ces conditions, Le bilan d'énergie effectué sur l'air à travers les salles blanches s'écrit :

$$\dot{Q}_{SB} = \dot{m}_{a1} C_{pah} (T_2 - T_1) \quad (3.30)$$

D'où on aura :

$$T_2 = \frac{\dot{Q}_{SB}}{\dot{m}_{a1} \cdot C_{pah}} + T_1 \quad (3.31)$$

avec :

\dot{Q}_{SB} : représentant le total des gains au niveau des salles blanches (transmission, éclairage, occupants, appareils électriques (non reliés au PCW), gains-machines corrigés pour les machines qui sont reliées au PCW et à l'extraction)

III.7.6 Calcul des gains-machines corrigés $\dot{Q}_{machine/cor}$

Les machines utilisées à l'intérieur des salles blanches consomment une puissance électrique totale $\dot{Q}_{elec} = 217,4 \text{ kW}$ (plus la puissance des appareils de métrologie, d'inspection et de nettoyage qui dégradent la totalité de leur puissance directement dans l'air des salles blanches) qui se dégrade entièrement en énergie thermique sous forme de gains pour les salles blanches, mais une bonne partie de ces gains sera prise en charge par le circuit d'eau froide du PCW (voir §IV.5). Il restera donc après déduction de la partie prise en charge par le PCW :

$$\dot{Q}_{machine} = \dot{Q}_{elec} - \dot{Q}_{PCW/SB} = 89,7 \text{ kW} \quad (3.32)$$

avec :

$\dot{Q}_{PCW/SB} = 127,7 \text{ kW}$: Calculé précédemment au §III.5

Ces machines sont munies de bouches d'extraction d'air, qui jouent dans ce cas un double rôle pour le conditionnement d'air dans les salles blanche : l'extraction d'air participe au refroidissement des machines et l'évacuation du pourcentage d'air qui doit être renouvelé à travers les CTA. Conformément à la norme fournie par le DTR C3-4, l'extraction évacue 50% des gains sensibles générés par la machine, ici 50 % des gains générés mais non pris en

charge par le PCW, ceci permet de corriger les gains machine pour obtenir seulement la part qui sera dissipée dans l'air recyclé, soit :

$$\dot{Q}_{machine/cor} = \dot{Q}_{machine} \cdot 0,5 = 44,85 \text{ kW} \quad (3.33)$$

Finalement, la température T_3 à la sortie des RAC s'obtient par application du bilan d'énergie au volume de contrôle "PLENUM" où se produit le mélange d'air neuf et d'air recyclé avec acquisition d'une énergie équivalente aux gains du plénum, un tel bilan s'écrit comme suit:

$$\dot{m}_{a2}(C_{pah}T_3 + \omega h_{fg0}) + \dot{m}_{a5}(C_{pah}T_5 + \omega h_{fg0}) + \dot{Q}_{PL} = \dot{m}_{a4}(C_{pah}T_4 + \omega h_{fg0})$$

Comme on a :

$$\dot{m}_{a2} + \dot{m}_{a5} = \dot{m}_{a4}$$

la température de l'air à la sortie des RAC sera donnée par :

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{a4}T_4 - \dot{m}_{a5}T_5}{\dot{m}_{a2}} - \frac{\dot{Q}_{PL}}{\dot{m}_{a2}C_{pah}} \quad (3.34)$$

avec :

\dot{Q}_{PL} : Gains au niveau du plénum (transmission, éclairage).

***Chapitre IV : Estimation des charges
frigorifiques nécessaires pour le
maintien des zones de soutien***

IV.1 Introduction

Les salles blanches sont entourées d'espaces conditionnés qui représentent des zones de soutien renfermant des équipements primordiaux pour le processus de fabrication (salle de stockage des gaz, salle des pompes à videsetc.) ou bien pour le système de conditionnement d'air (salle des CTA, salle des chaudières,etc.) ainsi que des couloirs qui permettent la communication entre les différentes salles. Le maintien de ses espaces à des températures déterminées permet d'isoler la salle blanche de l'extérieur et facilite le contrôle et le maintien des conditions d'ambiance très rigoureuses à l'intérieur des salles blanches et par conséquent, ces espaces peuvent être considérer comme des zones tampons protégeant les salles blanches.

On peut distinguer deux types de zones de soutien:

- **Les chambres de gaz :** le conditionnement de ces chambres de gaz se fait exclusivement grâce à une alimentation en air neuf conditionné à travers la CTA-GA4, puis à une extraction d'un débit d'air équivalent garantissant un taux de brassage très important et assurant l'évacuation de la totalité des gains internes et externes enregistrés dans ces chambres.
- **Le reste des zones de soutien :** le conditionnement des espaces de soutien autres que les chambres de gaz, se fait grâce à une alimentation en air neuf à travers la CTA-SU3, une extraction partielle d'air et une quantité d'air importante recyclée à travers des ventilo-convecteurs, placés à divers endroits de ces zones, qui se chargent de réguler et de maintenir localement la température ambiante.

L'exposition des zones de soutien à l'extérieur, la fréquentation très importante de ces zones par les opérateurs de maintenance (ouvertures fréquentes de ces espaces sur l'extérieur), ainsi que la présence de ventilo-convecteurs rend le calcul de la charge frigorifique nécessaire aux zones de soutien très délicat, ce qui nous a amené à adopter une approche empirique pour l'estimation de cette charge.

Les zones de soutien sont maintenues en été à la température 26°C, mais quand les températures à l'extérieur dépassent les 37°C une différence de température entre l'extérieur et les zones de soutien de 10°C doit être adoptée, c'est-à-dire que si la température à l'extérieur atteint la valeur exceptionnelle de 43°C, les zones de soutien seront maintenues à la température de 33°C. Une différence de température plus importante serait nuisible pour la santé des opérateurs de maintenance qui travaillent dans ces zones et qui sont appelés à effectuer des va-et-vient incessants entre ces zones et l'extérieur.

L'estimation de la charge frigorifique des zones de soutien pour les maintenir aux températures voulues se fera en sommant :

- La charge frigorifique au niveau de la batterie froide du CTA-GA4.

- La charge frigorifique au niveau de la batterie froide du CTA-SU3.
- La charge frigorifique au niveau des ventilo-convecteurs.

Au niveau des batteries froides des CTA-SU3 et CTA-GA4, la charge peut être calculée de façon précise, puisque les débits d'air qui les traversent ainsi que les conditions de cet air à l'entrée et à la sortie des batteries froides de ces CTA sont connus.

Au niveau des ventilo-convecteurs, la charge frigorifique est évaluée avec une certaine imprécision, mais étant donné leur faible importance comparés aux CTA, cela n'aura pas beaucoup de conséquence sur la valeur de la charge totale des zones de soutien.

IV.2 Charge frigorifique des chambres de gaz :

Le processus de fabrication des circuits intégrés nécessite l'utilisation de gaz toxiques, d'acides et de solvants, ces gaz sont stockés dans des chambres de gaz qui sont au nombre de 5 :

- chambre des gaz corrosifs et toxiques.
- chambre des gaz inertes.
- Chambre de stockage des acides.
- Chambre de stockage des solvants.

Ces chambres sont conditionnées et maintenues à une température de 22°C en hiver et 26°C en été. Elles sont relativement petites et sont alimentées en air neuf conditionné par la CTA-GA4 et ne sont pas dotées d'un recyclage. L'extraction se fait grâce à 2 ventilateurs (voir fig.4.1 ci-dessous):

- Un ventilateur d'extraction lié aux scrubbers (aspire l'air en permanence à proximité des conduites contenant des gaz toxiques pour éviter le risque de fuites et les neutraliser grâce aux scrubbers avant de les refouler à l'extérieur).
- Un ventilateur d'extraction EF-GA.

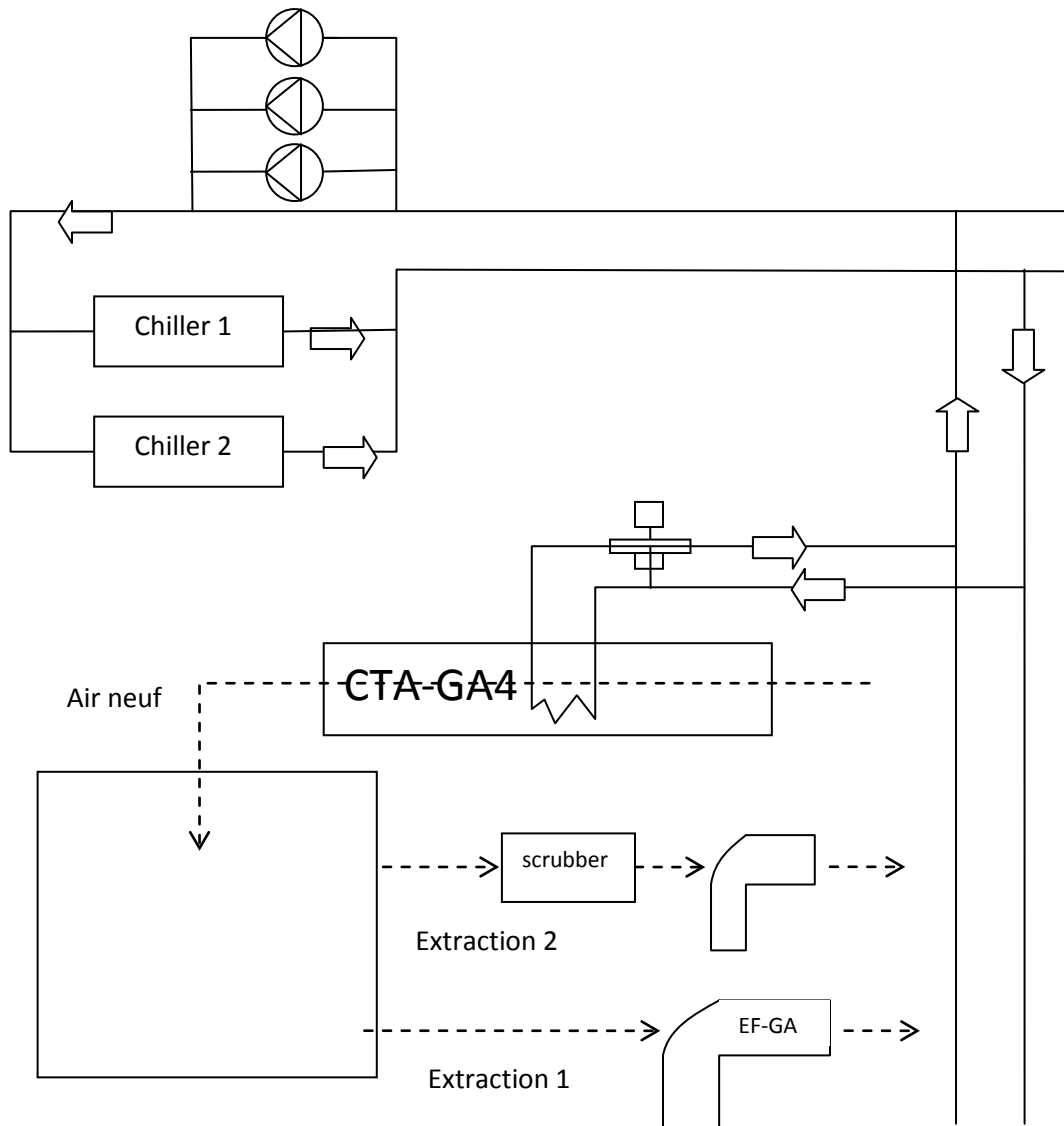


Fig.4.1 : Schéma du conditionnement des chambres de gaz

Pour calculer la charge frigorifique consommée par ces salles en été, afin de les maintenir aux températures voulues, il suffit de calculer la charge de la batterie froide de la CTA-GA4. L'air est admis de l'extérieur à la température T_1 et à une humidité spécifique ω_1 , puis refroidi aux conditions $T_2 = 13^\circ\text{C}$ et $\omega_2 = 9,3 \text{ g/kg}$ d'air sec et finalement réchauffé à $T_3 = 22^\circ\text{C}$ à humidité spécifique constante, avant d'être soufflé dans les chambres de gaz.

En faisant le bilan d'énergie sur la batterie froide du CTA-GA4 (Fig.4.2), on obtient le taux de chaleur évacué par l'eau glacée :

$$P_{bf/GA4} = \dot{m}_a (C_{pah1}T_1 + \omega_1 h_{fg0}) - \dot{m}_a (C_{pah2}T_2 + \omega_2 h_{fg0}) - \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_{f2} \quad (4.1)$$

La procédure de calcul est identique à celle concernant le calcul de la charge frigorifique au niveau du CTA -C1 (paragraphe 3.6) sauf que cette fois-ci ($T_2 = 13^\circ\text{C}$; $\omega_2 = 9,3 \text{ g/kg}$ et $\dot{V} = 6267,5 \text{ m}^3/\text{h}$) [9].

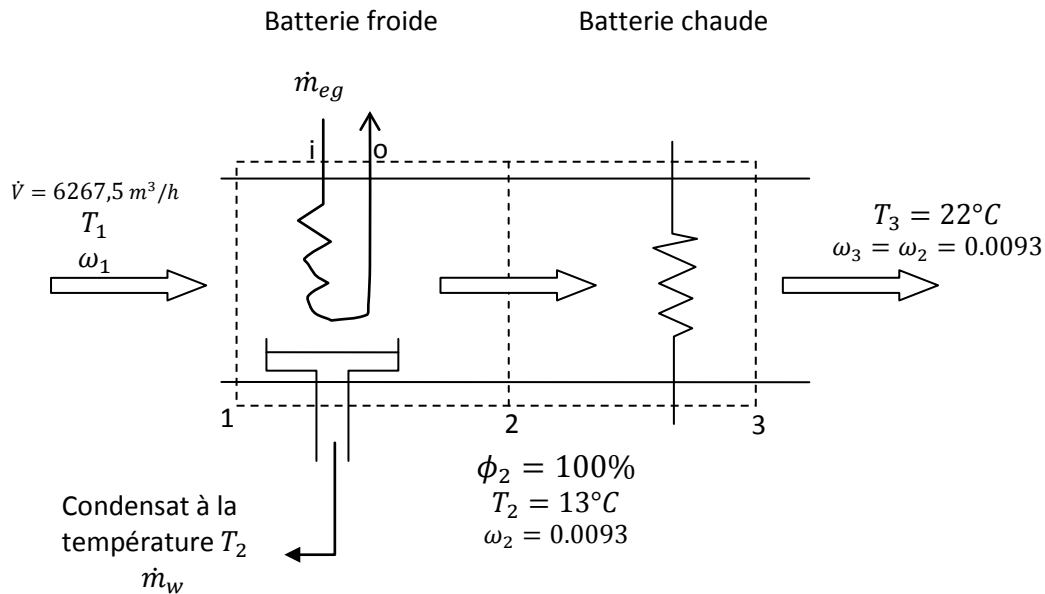


Fig.4.2 : Schéma du déshumidificateur du CTA-GA4

IV.3 Charge frigorifique du reste des zones de soutien

Le reste des zones de soutien est constitué de volumes d'air très importants avec un taux de recyclage à travers les ventilo-convecteurs très élevé. Ces zones reçoivent de l'air neuf à partir de la CTA-SU3, tandis que l'extraction se fait grâce au ventilateur EF-GE1 [12].

Pour calculer la charge frigorifique consommée par ces zones en été afin de les maintenir aux températures voulues, il suffit de calculer la charge évacuée par la batterie froide au niveau de la centrale de traitement d'air CTA-SU3, à laquelle il faudra ajouter la charge des ventilo-convecteurs pour laquelle un modèle de calcul sera proposé au paragraphe (4.2) ci-après.

Au niveau du CTA-SU3 l'air extérieur est aspiré à la température T_1 et à l'humidité spécifique ω_1 , il subit un refroidissement et éventuellement une déshumidification jusqu'à une température $T_2 = 12,5^\circ\text{C}$ et une humidité spécifique $\omega_2 = 0.0091$, sans qu'il soit dans ce cas nécessaire de le réchauffer.

En faisant le bilan d'énergie sur la batterie froide du CTA-SU3, on obtient le taux de chaleur évacué par l'eau glacée, soit :

$$P_{bf/SU3} = \dot{m}_a (C_{pah1} T_1 + \omega_1 h_{fg0}) - \dot{m}_a (C_{pah2} T_2 + \omega_2 h_{fg0}) - \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_{f2} \quad (4.2)$$

La procédure de calcul est identique à celle concernant le calcul de la charge frigorifique au niveau de la CTA-C1 (paragraphe 3.6) sauf que cette fois-ci ($T_2 = 12,5^\circ\text{C}$ et $\omega_2 = 0.0091$ et $\dot{V} = 18872 \text{ m}^3/\text{h}$) [9].

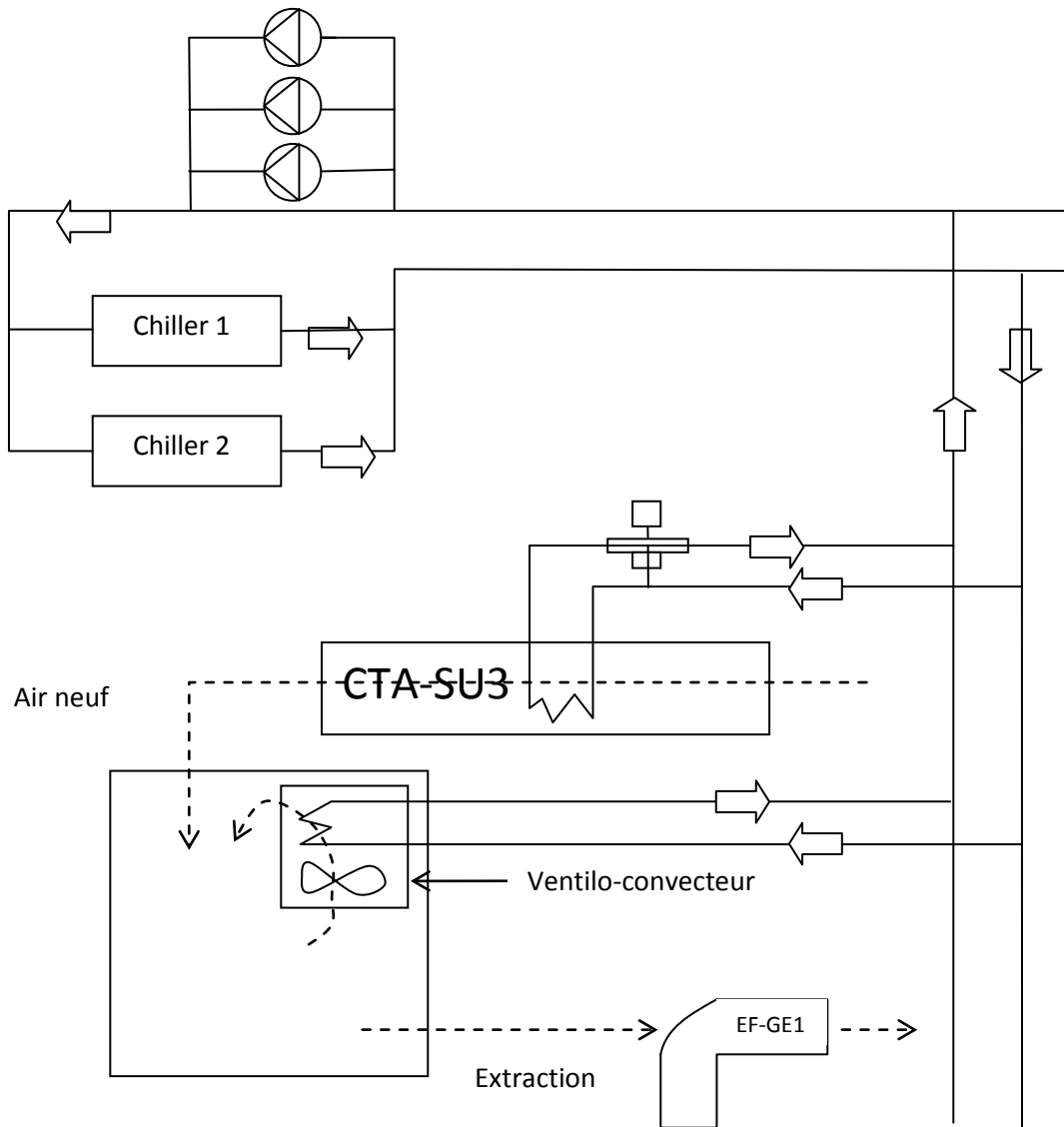


Fig.4.3 : Schéma du conditionnement du reste des zones de soutien

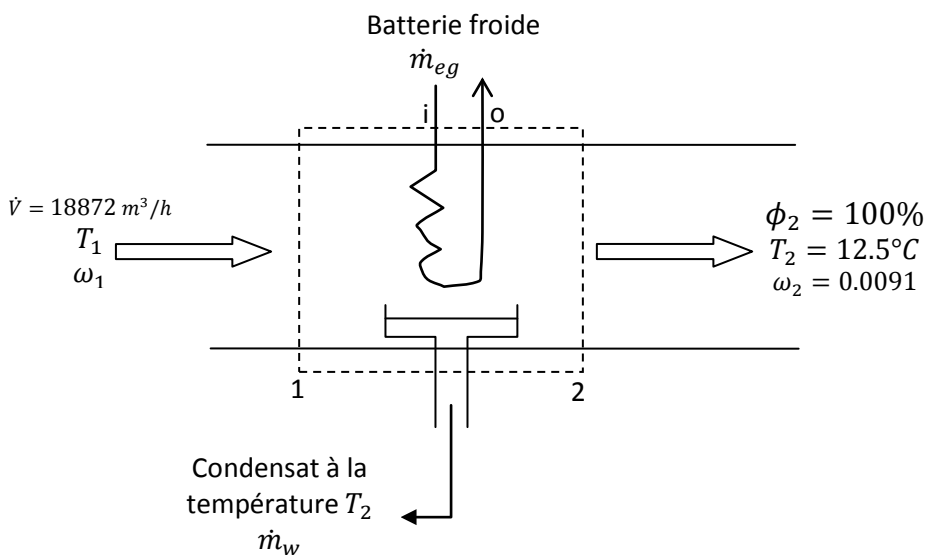


Fig.4.4 : Schéma du déshumidificateur du CTA-SU3

IV.4 Evaluation de la charge frigorifique des ventilo-convecteurs

Etant donné le caractère dynamique du régime de fonctionnement des ventilo-convecteurs, qui opèrent pour le maintien local de la température aux endroits où on les a installés, le calcul direct et précis de la charge frigorifique utilisée par ces équipements est impossible. Pour contourner cette difficulté, nous avons eu recours à un modèle de calcul simple, basé sur les puissances maximums de ces modules et sur le fait qu'ils jouent au niveau des zones de soutien le rôle imparti aux RAC dans le processus de conditionnement d'air pour les salles blanches (les deux types d'équipements traitent l'air recyclé pour le maintien des conditions dans les locaux pour lesquels ils sont respectivement destinés).

Nous allons donc, pour développer notre modèle de calcul commencer par poser :

$$\frac{P_{VC}}{(P_{VC})_{max}} = \frac{P_{RAC}}{(P_{RAC})_{max}} \quad (4.3)$$

Ce qui nous conduira à :

$$P_{VC} = \frac{P_{RAC}}{(P_{RAC})_{max}} (P_{VC})_{max} \quad (4.4)$$

Mais comme, les ventilo-convecteurs sont plus exposés aux conditions extérieures que les RAC, nous allons ajouter à cette expression un coefficient de majoration (α), pour avoir finalement :

$$(P_{VC})_{maj} = \alpha \frac{P_{RAC}}{(P_{RAC})_{max}} (P_{VC})_{max} \quad (4.5)$$

avec :

P_{RAC} : Charge frigorifique utilisée au niveau d'un seul RAC pour des conditions extérieures données ($= \frac{\dot{m}_{a2}}{14} C_{pah}(T_2 - T_3)$ avec le chiffre 14 représentant le nombre de RAC) ;

$(P_{VC})_{maj}$: Charge frigorifique utilisée par l'ensemble des ventilo-convecteurs pour les mêmes conditions extérieures ;

$(P_{RAC})_{max}$: Charge maximum d'un RAC ($= 19.871 kW$, elle est fournie par le fabricant) ;

$(P_{VC})_{max}$: Somme des charges maximum de l'ensemble des ventilo-convecteurs installés dans les zones de soutien ($= 57.3 kW$, fournie par le constructeur PETRA [17]).

IV.5 Modèle empirique liant la charge frigorifique nécessaire aux zones de soutien et les conditions extérieures (température et humidité) :

Pour apprécier la valeur du coefficient de majoration α apparaissant dans l'expression (4.5), on se propose de développer une deuxième approche pour estimer la charge frigorifique des zones de soutien, basée sur une extrapolation de mesures prises dans les archives de la

centrale. A cet effet, nous avons sélectionné les données correspondant à trois journées de l'année 2010 présentant des conditions extérieures avec des températures relativement croissantes et des humidités relatives avoisinant les 60%, en tenant compte du fait que cette année-là les machines qui se trouvent actuellement à l'intérieur des salles blanches étaient à l'arrêt, mais le système de conditionnement d'air était en fonctionnement pour réaliser les conditions requises à l'intérieur des salles blanches et dans les différentes zones de soutien. Les mesures pertinentes pour nos calculs et concernant les journées sélectionnées sont portées au tableau 4.1 ci-dessous.

Tableau 4.1 : Relevés des mesures correspondantes aux 3 journées sélectionnées

journée	Température extérieure	Humidité relative extérieure	Température et enthalpie de l'eau à son retour vers les chillers		Température et enthalpie de l'eau glacée au départ des chillers	
			T_e (°C)	h_{fe} KJ/kg	T_s (°C)	h_{fs} kJ/kg
08/06/2010	29	63	8,3	34,844	6	25,224
07/07/2010	33	60	8,8	36,985	6	25,224
29/07/2010	36	62	9,3	39,084	6	25,224

En utilisant le logiciel REFPROP (logiciel donnant les propriétés physique et thermodynamique des fluides), on détermine l'enthalpie de l'eau à l'état de liquide saturé pour les différentes températures de départ des chillers et de retour vers les chillers. Les enthalpies correspondant aux différentes températures de l'eau, sont également portées au tableau 4.1 ci-dessus.

La charge frigorifique totale pour chacune des journées sélectionnées est alors obtenue par l'application du bilan d'énergie à la boucle d'eau glacée à travers la centrale, soit :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{eau} \cdot \Delta h_f = \dot{m}_{eau} (h_{fe} - h_{fs}) \quad (4.6)$$

Le débit d'eau glacée est constant, il vaut :

$$\dot{m}_{eau} = 76,94 \text{ kg/s}$$

Grâce à une procédure de calcul élaborée sur MATLAB et qui sera décrite au chapitre 5, la charge frigorifique des salles blanches correspondant aux conditions extérieures du tableau 4.1 peut être calculée, ce qui nous permettra de déduire la charge frigorifique dédiée aux zones de soutien, soit :

$$\dot{Q}_{zs} = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{SB} \quad (4.7)$$

Le tableau 4.2 ci-après présente les résultats de ces calculs pour les 3 journées sélectionnées.

Tableau 4.2 : Charge frigorifique des zones de soutien déduite pour les 3 journées sélectionnées

Journée	Charge frigorifique totale (kW)	Charge frigorifique des salles blanches (kW)	Charge frigorifique des zones de soutien (kW)
08/06/2010	740,16	463,48	276,68
07/07/2010	904,42	542,18	362,24
29/07/2010	1066,39	629,39	437

Remarque importante : Le calcul de la charge frigorifique des zones de soutien par l’approche exposée au §4.3 ci-dessus présente un parfait accord avec les résultats du tableau 4.2 ci-dessus, si le coefficient de majoration α qui apparaît dans l’expression (4.5) de la charge impartie aux ventilo-convecteurs assumait la valeur 1.1. On posera donc pour la suite des calculs utilisant la première approche : $\alpha = 1.1$.

A présent, les charges frigorifiques déduites pour les zones de soutien dans les conditions extérieures correspondant aux 3 journées sélectionnées, sont extrapolées grâce à l’application "CURVE FITTING" de MATLAB en vue d’élaborer un modèle empirique liant la charge frigorifique des zones de soutien à la température extérieure. On obtient l’expression :

$$\dot{Q}_{extrap\backslash zs\backslash 60\%} = 0,5043 \cdot T^2 - 9.876 \cdot T + 139 \quad (4.8)$$

Comparons les deux modèles de calcul de la charge frigorifique des zones de soutien pour d’autres valeurs de la température extérieure que celles des trois journées sélectionnées, mais toujours pour une humidité relative de 60%. Les calculs avec les deux modèles donnent les résultats consignés au tableau 4.3 ci-après.

Tableau 4.3 : première comparaison des deux modèles de prédiction de la charge frigorifique des zones de soutien pour une humidité extérieure de 60%

Température extérieure (°C)		28	31	34	37	40	43	46	49
Charge frigorifique des zones de soutien (kW)	Modèle I	259,42	335,37	418,23	509,31	609,95	720,37	841,69	975,1
	Modèle II	257,84	317,48	386,19	463,97	550,84	646,78	751,80	865,90

En comparant les résultats donnés par l’équation (4.8)(modèle II) avec ceux donnés par le modèle I, pour une humidité de 60%, on remarque que l’accord n’est acceptable qu’aux faibles températures. Le modèle II obtenu par extrapolation a donc besoin d’être affiné. A

cet effet, on remarque que la différence entre les valeurs prédites par les deux modèles croît linéairement avec la température. Ajoutons donc au modèle II un terme linéaire en fonction de la température qui exprimerait l'évolution de la différence avec la température extérieure. Ce terme est prend la forme :

$$\dot{Q}_{correction} = 4,581T - 120,9 \quad (4.9)$$

En ajoutant ce premier terme correctif à la charge exprimée par l'équation (4.8), on obtient :

$$\dot{Q}_{extrap\backslash zs\backslash 60\%\backslash corr} = 0,5043 \cdot T^2 - 5,295 \cdot T + 18,1 \quad (4.10)$$

Les résultats obtenus avec les mêmes valeurs de la température qu'au tableau 4.3 sont consignés au tableau 4.4 ci-dessous :

Tableau 4.4 : Deuxième comparaison des deux modèles de la charge frigorifique des zones de soutien pour une humidité de 60%

Température extérieure (°C)		28	31	34	37	40	43	46	49
Charge frigorifique des zones de soutien (kW)	Modèle I	259,42	335,37	418,23	509,31	609,95	720,37	841,69	975,1
	Modèle II	265,21	338,59	421,04	512,57	613,18	722,87	841,63	969,47

Cette fois-ci, l'accord affiché par les deux modèles est évident d'après les résultats du tableau 4.4 ci-dessus. Cependant, l'expression (4.10) représentant le modèle II n'est valide que pour une humidité relative de 60 %. Il est donc nécessaire de corriger le modèle pour tenir compte des variations d'humidité de l'air extérieur, qui introduiraient des gains latents variables qu'il faudra compenser avec des charges frigorifiques également variables.

Les calculs exécutés à l'aide du modèle I pour différentes températures extérieures et différentes humidités relatives extérieures, montrent que pour une température extérieure donnée, la charge frigorifique des zones de soutien croît linéairement avec l'humidité relative (voir résultats du tableau 4.5 ci-dessous).

Tableau 4.5 : Différence de charge frigorifique des zones de soutien correspondant aux mêmes écarts d'humidité relative pour différentes valeurs de la température extérieure.

		Température extérieure (°C)							
		28	31	34	37	40	43	46	49
$\Delta\dot{Q}_{ZS/MI}$ (kW) ($\Delta\phi = 10\%$)	40-50%	47,06	55,4	64,97	75,93	88,41	102,61	118,69	136,85
	50-60%	47,06	55,4	64,97	75,93	88,42	102,61	118,69	135,86
	60-70%	47,08	55,43	64,97	75,89	88,45	102,63	118,71	136,9

Notons à partir de ce tableau que la différence de charge frigorifique pour une même variation de l'humidité relative reste constante pour une température extérieure donnée, mais que cette différence augmente avec la température. On propose donc un dernier terme correctif introduisant la dépendance linéaire de la charge frigorifique des zones de soutien vis-à-vis de l'humidité, couplée à un terme faisant intervenir la température. On a ainsi, en prenant l'humidité relative de 60% comme référence, puisque c'est pour cette valeur que nous avons commencé par établir la dépendance de la charge vis-à-vis de la température, on aboutit au modèle empirique suivant exprimant la charge frigorifique nécessaire aux zones de soutien en fonction des conditions extérieures (température et humidité) :

$$\dot{Q}_{zs} = \dot{Q}_{extrap\backslash zs\backslash 60\%} + \dot{Q}_{correction} + \frac{\phi - 60}{100} \cdot (42.47 \cdot T - 772,7)$$

$$\dot{Q}_{zs} = (0,5043T^2 - 9,876T + 139) + (4,581T - 120,9) + \left[\frac{\phi - 60}{100} (42,47T - 772,7) \right] \quad (4.11)$$

IV.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons proposé deux modèles de calcul pour évaluer la charge frigorifique dans les zones de soutien : un premier modèle (modèle I) basé sur les données opératoires des CTA-GA4 et SU3, avec des hypothèses émises sur la partie prise en charge par les ventilo-convecteurs et qui ont été validées par l'analyse de la répartition de la charge frigorifique totale obtenue à partir de relevés consignés en 2010 et concernant trois journées caractérisées par des valeurs différentes de la température extérieure, mais une humidité relative presque la même ; un deuxième modèle (modèle II), empirique, obtenu par extrapolation des résultats calculés à partir des relevés, puis corrigé pour la température et pour l'humidité relative pour rester en accord avec le modèle I, qui a été validé par les calculs obtenus à partir des relevés. Dans le dernier chapitre, les modèles mathématiques exposés aux chapitres 2, 3 et 4 seront utilisés dans une procédure de calcul pour simuler le comportement du système de conditionnement d'air étudié dans le cadre de ce travail et les résultats obtenus y seront analysés.

***Chapitre V : simulation du
comportement du système de
conditionnement d'air et analyse des
résultats***

V.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons simuler le comportement du système de conditionnement d'air face aux variations des conditions extérieures (Température et humidité), en exécutant sur MATLAB les modèles mathématiques décrits précédemment dans les chapitres 2, 3 et 4. Les résultats de la simulation seront analysés et des enseignements seront tirés quant à la capacité des équipements installés à faire face à des conditions extérieures extrêmes.

V.2 simulation et procédure de calcul :

En admettant pendant une certaine période un air neuf ayant une humidité spécifique donnée, le mélange qui se produit entre l'air neuf et l'air recyclé au niveau du plenum finira par converger vers un air ayant l'humidité spécifique de l'air neuf (puisque les apports internes en humidité sont négligeables), on peut donc considérer qu'en fonctionnement permanent, l'air des salles blanches à une humidité spécifique égale à celle de l'air neuf et une humidité relative correspondant à la valeur de cette humidité spécifique et à la température de soufflage de 20,5°C. Cette humidité relative, maintenue à 45 % en fonctionnement nominal, ne doit pas se situer en dehors de la plage tolérée par la norme ISO et qui est de $45 \pm 5\%$ pour des salles blanches de classe 100 (qui est la classe de certification des salles blanches du CDTA).

A des températures extérieures pas trop élevées, disons qui ne dépassent pas 35°C, les groupes de production d'eau glacée (chillers) peuvent garantir une eau à la sortie de l'évaporateur à une température de 6,2°C, ce qui permet à la CTA de refroidir l'air jusqu'à 8.3 °C et de le déshumidifier ainsi à 0.0068 kg de vapeur d'eau/kg d'air sec d'humidité spécifique, pour qu'à une température de 20.5 °C au soufflage dans les salles blanches ; il soit possible de satisfaire la condition de 45 % d'humidité relative.

Mais lorsque la température extérieure est plus élevée, les chillers ne peuvent plus garantir une eau glacée à 6,2°C, et la température de l'eau glacée à la sortie de l'évaporateur peut monter jusqu'à 10°C lorsque la température extérieure atteint la valeur de 46°C. Dans ces conditions, certes la température de soufflage de 20.5 °C peut toujours être garantie par les moyens de refroidissement, mais à cet température, l'humidité relative sera alors certainement supérieure à 45 % au soufflage, car le refroidissement de l'air dans les CTA ne pouvant dans ce cas être poussé jusqu'à 8.3 °C (à cause des 2°C de différence de température nécessaire au pincement dans les batteries froides), l'humidité spécifique au soufflage sera supérieure à la valeur nominale de 0.0068 kg de vapeur d'eau/kg d'air sec. Si l'humidité relative monte au-dessus de 50 % au soufflage, une des conditions pour lesquelles les salles blanches sont certifiées sera alors violée et une solution devra être recherchée pour corriger cette limite, au risque de nuire à la qualité des circuits intégrés fabriqués dans les salles blanches.

Dans la procédure de calcul qui sera décrite au paragraphe suivant, le comportement du système de refroidissement sera analysé en fonction de trois paramètres : la température et l'humidité relative de l'air extérieur d'une part, et la température à laquelle les chillers sont capables de livrer l'eau glacée aux CTA-C1 et CTA-C2. Ce dernier paramètre étant lui-même dépendant des conditions extérieures, à travers la dégradation des performances des chillers avec l'élévation de la température extérieure. L'effet des conditions extérieures sera d'abord analysé en considérant les conditions nominales de fonctionnement de la centrale peuvent être réalisées quelles que soient les conditions extérieures, il s'agira dans ces de quantifier les charges frigorifiques nécessaires et de voir quelles seraient les limites des chillers et des différents équipements de distribution de ces charges. Ensuite, l'effet de la température de l'eau glacée sera analysé pour voir jusqu'à quelle limite cette température pourra-t-elle monter avant que les conditions d'ambiance dans les salles blanches ne soient hors des plages de tolérance fixées par la norme.

V.2.1. Procédure de calcul :

La procédure consiste à introduire tous les paramètres constants de la centrale ainsi que toutes les équations mathématiques décrites précédemment dans les chapitres 2, 3 et 4.

Par la suite il sera demandé à l'utilisateur d'entrer les paramètres à faire varier pour le calcul des gains et des charges frigorifiques des différents systèmes de refroidissement pour le calcul de la charge totale que doit fournir le groupe de production d'eau glacée.

Introduction des paramètres constants :

- Température des salles blanches : $T_i = 21^{\circ}C$.
- Température du plenum : $T_p = 20^{\circ}C$.
- Surface des différentes parois [m^2] : $A_i \quad i = 1,2, \dots, 12$.
- Coefficient de transmission globale [$W/m^2 \cdot k$] : $K_i \quad i = 1,2, \dots, 12$.
- Apport interne de la salle blanche et du plenum [W] :

Type	Notation	Apport (W)
Occupants	\dot{Q}_{oc}	7040
Eclairage salles blanches	$\dot{Q}_{ec/SB}$	7054
Appareils électriques	$\dot{Q}_{elec/a}$	14240
Machines (corrigé)	$\dot{Q}_{machine/cor}$	44850
Eclairage plenum	$\dot{Q}_{ec/PL}$	4410
Ventilateurs FFU	P_{FFU}	42775

- Charge frigorifique du PCW : $\dot{Q}_{PCW} = 198\,000\text{ W}$
- Température de soufflage à l'intérieur des sales blanches (en aval des FFU):
 $T_1 = 20,5^\circ\text{C}$
- Température de l'air neuf alimentant le plenum : $T_5 = 14^\circ\text{C}$.
- Débit d'air sec des points 1, 2, 4 et 5 correspondant à la Fig.4.6 :

Point	Notation	Débit d'air sec (kg/s)
1	\dot{m}_{a1}	97.38
2	\dot{m}_{a2}	91.79
4	\dot{m}_{a4}	97.38
5	\dot{m}_{a5}	5.59

- Chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C : $h_{fg0} = 2501,3 \cdot 10^3\text{ J/kg}$
- Constante de l'air sec considéré comme un gaz parfait : $R_a = 287\text{ J/kg} \cdot \text{K}$
- Pression atmosphérique : $P = 101325\text{ Pa}$

En considérant le point 6 correspondant à l'état de l'air à l'entrée des 4 CTA et les points 7, 8 et 9 correspondant respectivement à l'état de l'air à la sortie des batteries froides des CTA-C1, CTA-SU3 et CTA-GA4, on a :

- Débit volumique d'air à travers la CTA-C1 : $\dot{V}_{CTA-C1} = 2.9708\text{ m}^3/\text{s}$
- Débit volumique d'air à travers la CTA-SU3 : $\dot{V}_{CTA-SU3} = 5.24\text{ m}^3/\text{s}$
- Température de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-SU3 :
 $T_8 = 12.5^\circ\text{C}$
- Humidité spécifique à la sortie des batteries froides du CTA-SU3 :
 $\omega_8 = 0.0091\text{ kg d'eau/kg d'air sec}$
- Débit volumique d'air à travers la CTA-GA4 : $\dot{V}_{CTA-GA4} = 1.74\text{ m}^3/\text{s}$
- Température de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-GA4 : $T_9 = 13^\circ\text{C}$
- Humidité spécifique à la sortie des batteries froides du CTA-GA4 :
 $\omega_9 = 0.0093\text{ kg d'eau/kg d'air sec}$
- Somme des Charges maximales à distribuer par les ventilo-convecteurs installés dans les zones de soutien : $\dot{Q}_{max/VC} = 57300\text{ W}$

Introduction des paramètres variables par l'utilisateur :

- Température extérieure en degrés Celsius : T_{ext}
- Humidité relative en pourcentage : ϕ_{ext}
- Température de l'eau glacée à la sortie des chillers en degrés Celsius : T_{eg}

Si la température de l'eau glacée est égale à 6.2°C, l'exécution du calcul se fera en introduisant les paramètres du régime nominal (en particulier l'humidité spécifique à la sortie de la batterie froide du CTA-C1 et CTA-C2 ainsi qu'à l'intérieur des salles blanches : $\omega_7 = \omega_{SB} = 0.0068 \text{ kg d'eau/kg d'air sec}$), tandis que si cette température dépasse 6.2°C, l'exécution des calculs se fera en régime extrême (l'humidité spécifique à la sortie des batterie froide du CTA-C1 et CTA-C2, et donc également à l'intérieur des salles blanches sera dans ce cas supérieure à la valeur nominale ci-dessus), on tiendra compte dans ce cas du fait que l'air au niveau des CTA sera refroidi et déshumidifié jusqu'à l'obtention de la plus basse température possible de l'air, compte tenu du pincement minimum au niveau de la batterie (~2°C) et de la température de l'eau glacée provenant des chillers).

Calcul :

A partir de la condition décrite ci-dessous, les calculs seront exécutés pour 2 régimes de fonctionnement :

V.2.1.1. Régime nominal (si $T_{eg} = 6.2^\circ\text{C}$) :

Calcul des gains par transmission des salles blanches et du plenum :

Calcul de la température des zones de soutien T_{zs} en été :

Condition : si T_{ext} est supérieure à 36°C alors $T_{zs} = 26^\circ\text{C}$

Sinon $T_{zs} = T_{ext} - 10$

Calcul des différents gains par transmission de la salle blanche :

$$\dot{Q}_i = K_i \cdot A_i \cdot \Delta T \quad i = 1; 6$$

Calcul des différents gains par transmission du plenum :

$$\dot{Q}_i = K_i \cdot A_i \cdot \Delta T \quad i = 7; 12$$

Calcul de la somme des gains par transmission de la salle blanche :

$$\dot{Q}_{tr/SB} = \sum_{i=1}^6 K_i \cdot A_i \cdot \Delta T$$

Calcul de la somme des gains par transmission du plenum :

$$\dot{Q}_{tr/PL} = \sum_{i=7}^{12} K_i \cdot A_i \cdot \Delta T$$

Calcul de la somme des gains des salles blanches et du plenum :

Calcul de la somme des gains de la salle blanche :

$$\dot{Q}_{SB} = \dot{Q}_{tr/SB} + \dot{Q}_{oc} + \dot{Q}_{ec/SB} + \dot{Q}_{elec/a} + \dot{Q}_{machine/cor}$$

Calcul de la somme des gains du plenum :

$$\dot{Q}_{PL} = \dot{Q}_{tr/PL} + \dot{Q}_{ec/PL}$$

Calcul de la charge frigorifique au niveau des RAC :

En régime nominal, l'humidité spécifique à l'intérieur des salles blanches est égale à $\omega_{SB} = 0.0068 \text{ kg d'eau/kg d'air sec}$, ce qui permet de calculer la chaleur spécifique de l'air humide à l'intérieur des salles blanches :

$$C_{pah/SB} = C_{pa} + \omega_{SB} \cdot C_{pv} = (1.005 + \omega_{SB} \cdot 1.86)10^3 = 1017.648 \text{ J/(kg} \cdot \text{k)}$$

Calcul de la température en amont des FFU :

$$T_4 = T_1 - \frac{P_{FFU}}{\dot{m}_{a1} C_{pah}} \quad (3.29)$$

Calcul de la température en amont des RAC :

$$T_2 = \frac{\dot{Q}_{SB}}{\dot{m}_{a1} \cdot C_{pah}} + T_1 \quad (3.31)$$

Calcul de la température en aval des RAC :

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{a4} T_4 - \dot{m}_{a5} T_5}{\dot{m}_{a2}} - \frac{\dot{Q}_{PL}}{\dot{m}_{a2} C_{pah}} \quad (3.34)$$

Calcul de la charge frigorifique des RAC :

$$\dot{Q}_{RAC} = \dot{m}_{e/RAC} \cdot C_{pe} \cdot (\Delta T)_{e/RAC} = \dot{m}_{a2} \cdot C_{pah} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.24)$$

Calcul des paramètres de l'air à l'entrée des 4 CTA :

Calcul de la pression de saturation de la vapeur d'eau correspondant à la température de l'air humide aspiré de l'extérieur en utilisant la corrélation suivante :

$$P_{g1} = 609,5 \cdot \exp\left(\frac{T_1}{T_1 + 235,2} \cdot 17,16\right) \quad (3.19)$$

Calcul de l'humidité spécifique de l'air humide aspiré de l'extérieur (en amont des 4 CTA) :

$$\omega_1 = 0.6219 \cdot \frac{\phi_1 P_{g1}}{P - \phi_1 P_{g1}} \quad (3.22)$$

Calcul de la capacité calorifique de l'air humide à l'entrée des 4 CTA :

$$C_{pah/6} = C_{pa} + \omega_6 \cdot C_{pv} = (1.005 + \omega_6 \cdot 1.86)10^3$$

Calcul de la pression partielle de l'air sec à l'entrée des 4 CTA :

$$P_{a1} = P - P_{v1} = P - \phi_1 P_{g1} \quad (3.21)$$

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 et C2 :

Calcul du débit d'air sec passant à travers la CTA-C1 :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} = \frac{P_{a1} \cdot \dot{V}_1}{R_a \cdot T_1} \quad (3.18)$$

En régime nominal la température de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-C1 est égale à :

$$T_7 = 8,3^\circ\text{C}$$

En régime nominal, l'humidité spécifique à la sortie des batteries froides du CTA-C1 est égale à $\omega_7 = 0.0068 \text{ kg d'eau/kg d'air sec}$, ce qui permet de calculer la chaleur spécifique de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-C1 :

$$C_{pah/7} = C_{pa} + \omega_7 \cdot C_{pv} = (1.005 + \omega_7 \cdot 1.86)10^3 = 1017.648j/(kg \cdot k)$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau à l'état de liquide saturé à la température T_7 en utilisant une interpolation linéaire obtenue grâce au programme MATLAB :

$$h_{f7} = 4203 \cdot T_7 - 27.14$$

avec : T_7 en ($^{\circ}\text{C}$) et h_{f7} en J/kg de vapeur.

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{bf/C1} = \dot{m}_{a/CTA-C1} \cdot ((C_{pah6} \cdot T_{ext} + w_6 \cdot h_{fg0}) - (C_{pah7} \cdot T_7 + w_7 \cdot h_{fg0}) \\ - (w_6 + w_7)h_{f7}) \end{aligned} \quad (3.17b)$$

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 et C2 :

$$\dot{Q}_{bf/C1+C2} = 2\dot{Q}_{bf/C1}$$

Calcul de la charge frigorifique de la batterie froide du CTA-SU3 :

Calcul du débit d'air sec passant à travers la CTA-SU3 :

$$\dot{m}_{a/CTA-SU3} = \frac{P_{a6} \cdot \dot{V}_{CTA-SU3}}{R_a \cdot (T_{ext} + 273)} \quad (3.18)$$

Calcul de la capacité calorifique de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-SU3 :

$$C_{pah/8} = C_{pa} + \omega_8 \cdot C_{pv} = (1.005 + \omega_8 \cdot 1.86)10^3 = 1021.926j/(kg \cdot k)$$

Ce qui nous permet de calculer :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{bf/SU3} = \dot{m}_{\frac{a}{CTA-SU3}} \cdot ((C_{pah6} \cdot T_{ext} + w_8 \cdot h_{fg0}) - (C_{pah8} \cdot T_8 + w_8 \cdot h_{fg0}) \\ - (w_6 + w_8)h_{f8}) \end{aligned} \quad (3.17b)$$

Calcul de la charge frigorifique de la batterie froide du CTA-GA4 :

Calcul du débit d'air sec passant à travers la CTA-GA4 :

$$\dot{m}_{a/CTA-GA4} = \frac{P_{a6} \cdot \dot{V}_{CTA-GA4}}{R_a \cdot (T_{ext} + 273)} \quad (3.18)$$

Calcul de la capacité calorifique de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-GA4 :

$$C_{pah/9} = C_{pa} + \omega_9 \cdot C_{pv} = (1.005 + \omega_9 \cdot 1.86)10^3 = 1022.298j/(kg \cdot k)$$

Ce qui nous permet de calculer :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{bf/GA4} = \dot{m}_{a/CTA-GA4} \cdot ((C_{pah6} \cdot T_{ext} + w_9 \cdot h_{fg0}) - (C_{pah9} \cdot T_9 + w_9 \cdot h_{fg0}) \\ - (w_6 + w_9)h_{f9}) \end{aligned} \quad (3.17b)$$

Estimation de la charge frigorifique des ventilo-convecteurs :

Calcul du pourcentage de fonctionnement des RAC par rapport à leurs capacités maximales :

$$s = \frac{\dot{Q}_{RAC}}{\dot{Q}_{max/RAC}}$$

En admettant par hypothèse que les ventilo-convecteurs jouent un rôle dans la distribution de la charge frigorifique à l'intérieur des zones de soutien, semblable à celui des RAC dans sa distribution dans l'air destiné aux salles blanches, on peut poser que ces deux équipements opèrent à un même pourcentage (s) de leur capacité maximale, puis on majore de 10 % pour les ventilo-convecteurs qui sont plus exposés que les RAC, on aura donc :

$$\dot{Q}_{VC} = s \cdot \dot{Q}_{max/VC} \cdot 1.1 \quad (4.5)$$

Le pourcentage de charge (s) est calculable à partir de la charge des RAC relativement à leur capacité maximale.

Calcul des charges frigorifiques des salles blanches, des zones de soutien et totale :

Calcul de la charge frigorifique des salles blanches :

$$\dot{Q}_{SB} = \dot{Q}_{PCW} + \dot{Q}_{RAC} + \dot{Q}_{bf/C1+C2}$$

Calcul de la charge frigorifique des zones de soutien :

$$\dot{Q}_{ZS} = \dot{Q}_{bf/GA4} + \dot{Q}_{bf/SU3} + \dot{Q}_{VC}$$

Calcul de la charge frigorifique totale :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{SB} + \dot{Q}_{ZS}$$

V.2.1.2 Régime extrême (si $T_{eg} > 6.2^{\circ}C$):

La procédure de calcul du régime extrême est similaire à celle du régime nominal à l'exception des points suivants :

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 et C2 :

Calcul du débit d'air sec passant à travers la CTA-C1 :

$$\dot{m}_{a/CTA-C1} = \frac{P_{a6} \cdot \dot{V}_{CTA-C1}}{R_a \cdot (T_{ext} + 273)} \quad (3.18)$$

En régime extrême la température de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-C1 est obtenue en rajoutant à la température de l'eau glacée la valeur du pincement qui est égale à 2.1°C :

$$T_7 = T_{eg} + 2.1$$

Calcul de la valeur de la pression de la vapeur saturée à T_7 , soit P_{g7} . Cette dernière est calculée à l'aide d'une corrélation obtenue sur "Matlab" par interpolation des données tabulées de propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau (voir annexe II) :

$$P_{g1} = 609,5 \cdot \exp\left(\frac{T_1}{T_1 + 235,2} \cdot 17,16\right) \quad (3.19)$$

avec : T_7 en (°C) et P_{g7} en Pascal.

Calcul de l'humidité spécifique de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-C1 (air humide saturé):

$$\omega_1 = 0,6219 \cdot \frac{\phi_1 P_{g1}}{P - \phi_1 P_{g1}} \quad (3.22)$$

Calcul de la chaleur spécifique de l'air humide à la sortie des batteries froides du CTA-C1 :

$$C_{pah/7} = C_{pa} + \omega_7 \cdot C_{pv} = (1,005 + \omega_7 \cdot 1,86)10^3$$

Calcul de l'enthalpie de l'eau à l'état de liquide saturé à la température T_7 en utilisant une interpolation linéaire obtenue grâce à MATLAB :

$$h_{f7} = 4203 \cdot T_7 - 27,14$$

avec : T_7 en (°C) et h_{f7} en J/kg de vapeur.

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{bf/C1} = \dot{m}_{a/CTA-C1} \cdot ((C_{pah6} \cdot T_{ext} + w_6 \cdot h_{fg0}) - (C_{pah7} \cdot T_7 + w_7 \cdot h_{fg0}) \\ - (w_6 + w_7)h_{f7}) \end{aligned} \quad (3.17b)$$

Calcul de la charge frigorifique des batteries froides des CTA-C1 et C2 :

$$\dot{Q}_{bf/C1+C2} = 2\dot{Q}_{bf/C1}$$

Calcul de la charge frigorifique au niveau des RAC :

En régime extrême, l'humidité spécifique à l'intérieur des salles blanches est égale à l'humidité spécifique à la sortie de la batterie froide du CTA-C1 calculée précédemment en régime extrême, soit :

$$\omega_{SB} = \omega_7$$

Ce qui permet de calculer la chaleur spécifique de l'air humide à l'intérieur des salles blanches :

$$C_{pah/SB} = C_{pa} + \omega_{SB} \cdot C_{pv} = (1,005 + \omega_{SB} \cdot 1,86)10^3$$

Calcul de la température en amont des FFU :

$$T_4 = T_1 - \frac{P_{FFU}}{\dot{m}_{a1} C_{pah}} \quad (3.29)$$

Calcul de la température en amont des RAC :

$$T_2 = \frac{\dot{Q}_{SB}}{\dot{m}_{a1} \cdot C_{pah}} + T_1 \quad (3.31)$$

Calcul de la température en aval des RAC :

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{a4}T_4 - \dot{m}_{a5}T_5}{\dot{m}_{a2}} - \frac{\dot{Q}_{PL}}{\dot{m}_{a2}C_{pah}} \quad (3.34)$$

Calcul de la charge frigorifique des RAC :

$$\dot{Q}_{RAC} = \dot{m}_{a2} \cdot C_{pah} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.24)$$

V.3 Analyse des résultats :

A présent, nous allons présenter puis analyser les principaux résultats obtenus par la simulation du comportement du système de conditionnement d'air de la plate forme technologique de micro fabrication du CDTA, en fonction des conditions extérieures (température et humidité) et de la température de l'eau glacée, dont les chillers sont supposés être capables compte tenu de leurs performances également dépendantes des conditions extérieures.

L'établissement de l'effet des conditions extérieures sur l'évolution des charges frigorifiques nécessaires pour le maintien d'une température de 21°C et d'une humidité relative de 45% à l'intérieur des salles blanches, a été fait avec l'hypothèse que les chillers seraient en mesure de produire de l'eau glacée à 6.2°C, quelles que soient les conditions extérieures. Cela suppose un système de régulation qui maintient la température de vaporisation du fluide frigorigène à une valeur constante et qui augmente la puissance électrique des compresseurs dont le rapport de compression doit devenir de plus en plus grand pour adapter le système frigorifique à la montée de la température ambiante.

D'autres résultats permettant d'analyser la sensibilité du système de conditionnement d'air vis-à-vis d'une variation de la température de l'eau glacée, seront présentés afin d'établir la manière dont le système réagirait à une évolution des conditions extérieures, dans l'hypothèse où le système de régulation des chillers serait conçu de façon à laisser flotter la température de vaporisation du fluide frigorigène, lui permettant d'augmenter avec la température extérieure afin de garder un taux de compression et une puissance des compresseurs constantes. Dans ces conditions, la température de l'eau glacée augmentera effectivement avec la température extérieure et aura un impact direct notamment sur l'humidité spécifique de l'air neuf à l'entrée du plenum.

V.3.1 Effet de la température et de l'humidité extérieure sur les charges frigorifiques des salles blanches et des zones de soutien :

Les figures 5.1 à 5.5 présentent l'évolution des charges frigorifiques nécessaires pour le maintien des conditions de température et d'humidité à l'intérieur des salles blanches (21°C, 45%) et pour le conditionnement des zones de soutien de sorte à éviter au maximum une influence immédiate des conditions extérieures sur l'atmosphère dans les salles blanches.

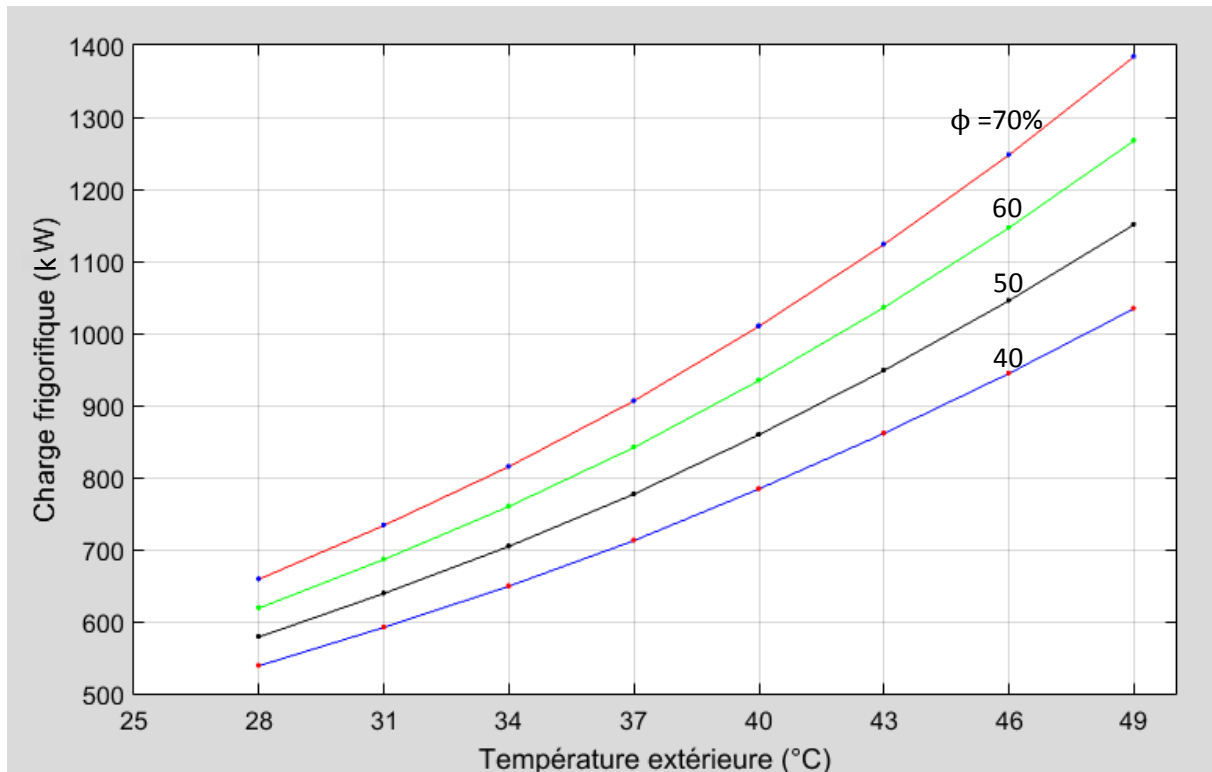


Fig.5.1 : Evolution de la charge frigorifique des salles blanches en fonction des conditions extérieures

Les courbes de la figure 5.1 indiquent que la charge augmente aussi bien avec la température qu'avec l'humidité. Cependant, alors que son taux d'augmentation avec l'humidité relative reste constant (augmentation donc linéaire), il devient croissant avec la température (les écarts entre les différentes courbes deviennent plus importants à mesure que T_{ex} croit).

La figure 5.2 présente l'évolution de la charge frigorifique nécessaire au niveau des zones de soutien. Remarquons tout d'abord qu'on peut faire les mêmes observations que celles concernant la figure 5.1, ce qu'on a dit à propos de l'effet des conditions extérieures sur la charge directement nécessaire pour le maintien des conditions dans les salles blanches reste totalement vrai concernant l'effet des mêmes conditions extérieures sur la charge frigorifique de soutien, cependant, nous pouvons remarquer que dans les mêmes conditions extérieures, la charge frigorifique nécessaire pour compenser les gains des salles blanches est nettement plus importante que la charge de soutien. Ceci trouve son explication dans le fait que, en dépit de l'exposition plus directe des zones de soutien aux conditions extérieures, conduisant à des gains par transmission autrement plus importants que pour les salles blanches, les gains internes dus surtout à la présence des machines dans les salles blanches sont bien plus importants. Les courbes de la figure 5.2 ont été exécutées aussi bien à partir de calculs utilisant le modèle I (en trait continu de couleur verte) qu'à partir de calculs utilisant le modèle II (trait discontinu). La superposition est quasi-totale des courbes obtenues par les deux modèles.

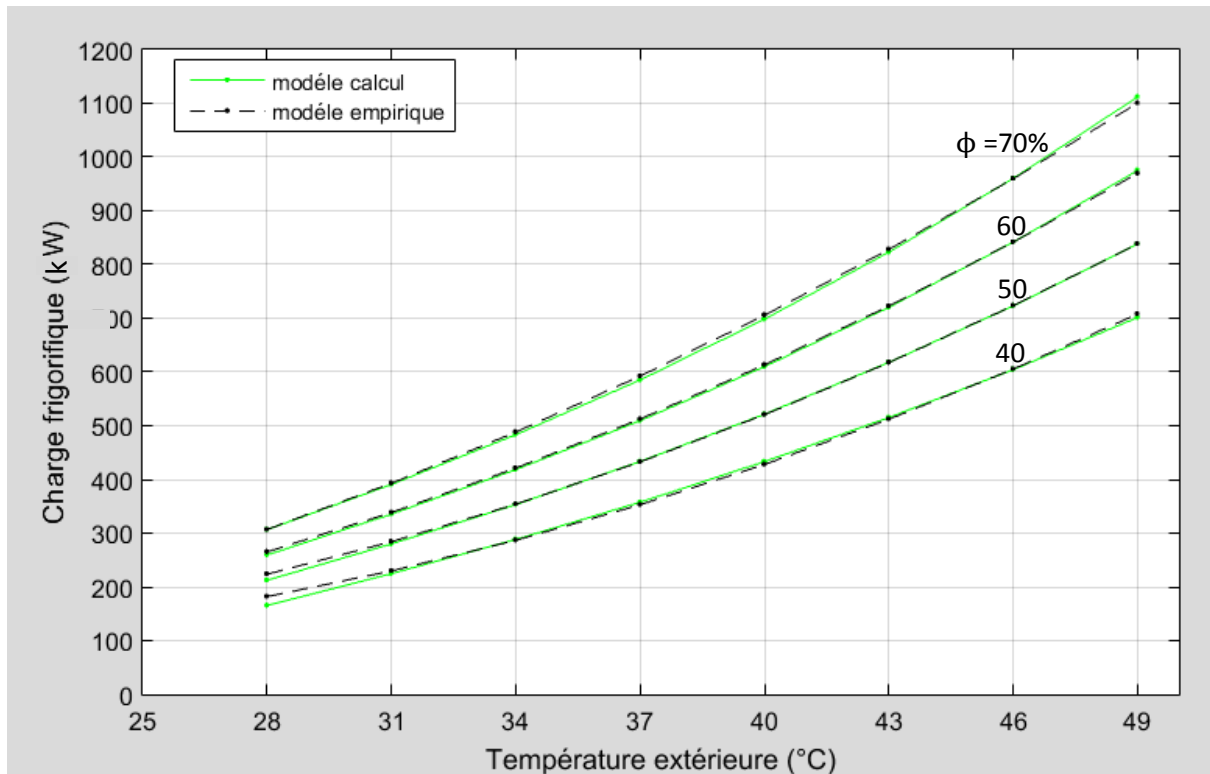


Fig.5.2 : Evolution de la charge frigorifique des zones de soutien en fonction des conditions extérieures

Les courbes de la figure 5.3, représentant la charge totale nécessaire pour l'ensemble de la plate-forme afin que les conditions requises soient garanties à l'intérieur des salles blanches, montrent que jusqu'à une humidité relative extérieure de 60%, la valeur de la charge atteint un maximum de 2250 kW pour une température extérieure exceptionnelle supposée de 49°C. De telles conditions réunies ensemble sont très improbables. A ce niveau de température, l'humidité relative la plus élevée qu'on pourrait raisonnablement envisager serait de 40%, ce qui ramènerait la charge totale nécessaire à une valeur de 1750 kW, cette valeur correspond à un régime de fonctionnement des chillers à 70% de leur capacité totale nominale. Cependant, d'après les documents du constructeur, les chillers seraient incapables de fonctionner à des températures extérieures supérieures à 46°C [14], à cette température, le régime à 70% permettrait de faire face à une humidité extérieure pouvant atteindre une valeur de 50%.

La figure 5.4, représentant les courbes d'évolution des charges en fonction de la température extérieure pour une humidité relative de 60%, est introduite pour montrer que la charge de soutien est plus sensible à la température extérieure que celle des salles blanches (les deux courbes représentant ces deux charges se rapprochent à mesure que T_{ex} croît, ce qui signifie que la courbe de la zone de soutien présente une pente plus importante), ceci est dû aux gains par transmission des zones de soutien qui augmentent de façon plus importante avec la température extérieure.

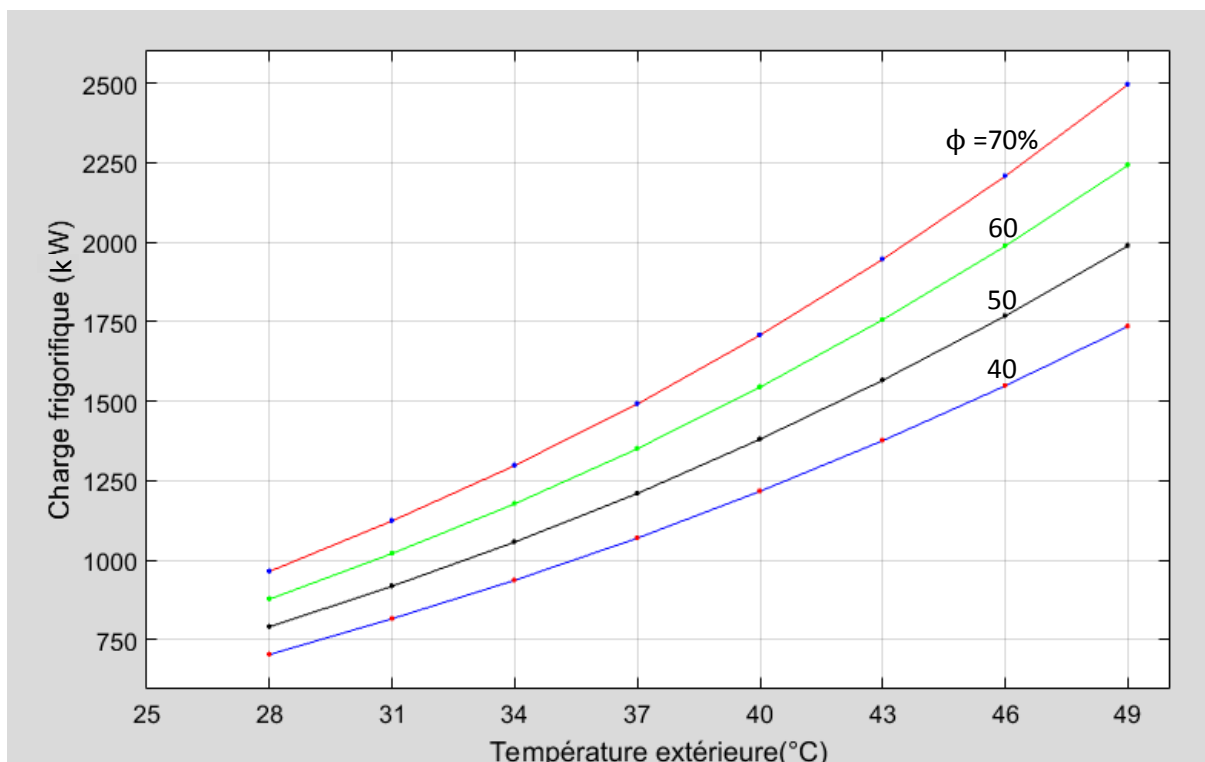


Fig.5.3 : Evolution de la charge frigorifique totale en fonction des conditions extérieures

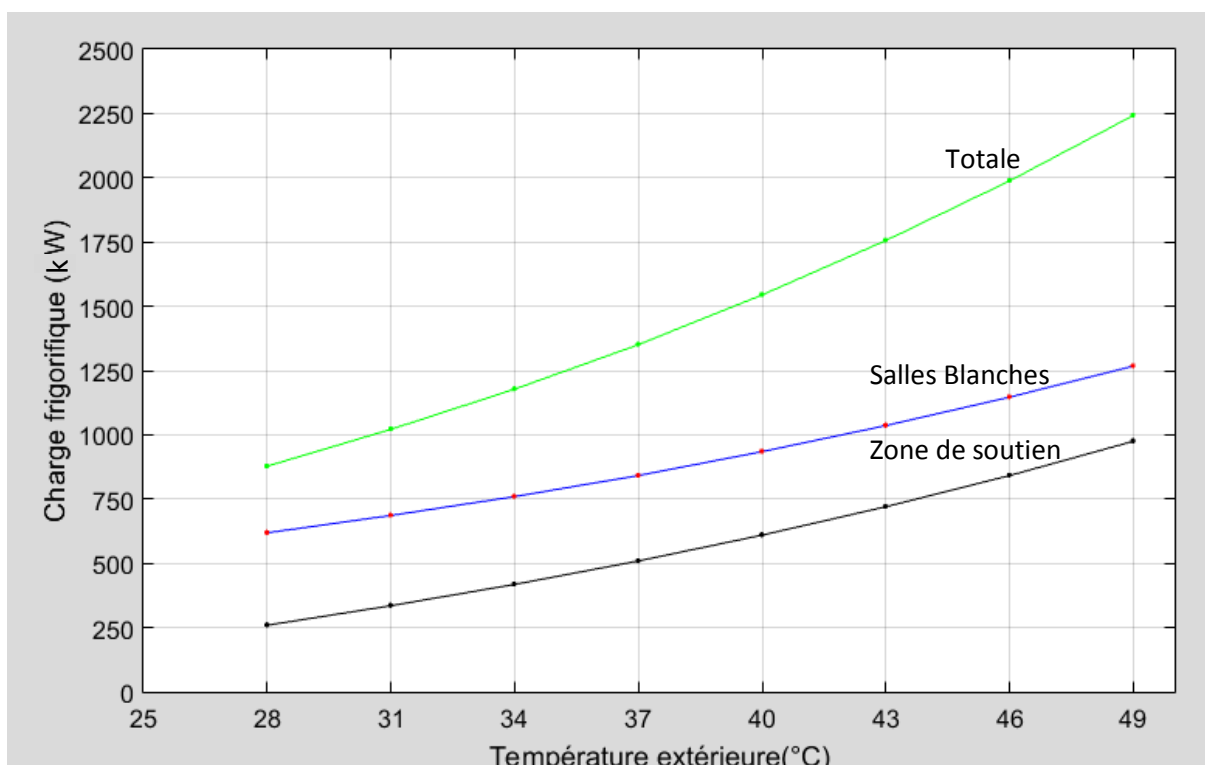


Fig.5.4 : Evolution comparée de la charge frigorifique des salles blanches et des zones de soutien en fonction de la température extérieure pour une humidité relative de 60%

La figure 5.5 montre une répartition de la charge frigorifique des salles blanches sur les trois équipements distributeurs du froid, à savoir le PCW, les RAC et les CTA.

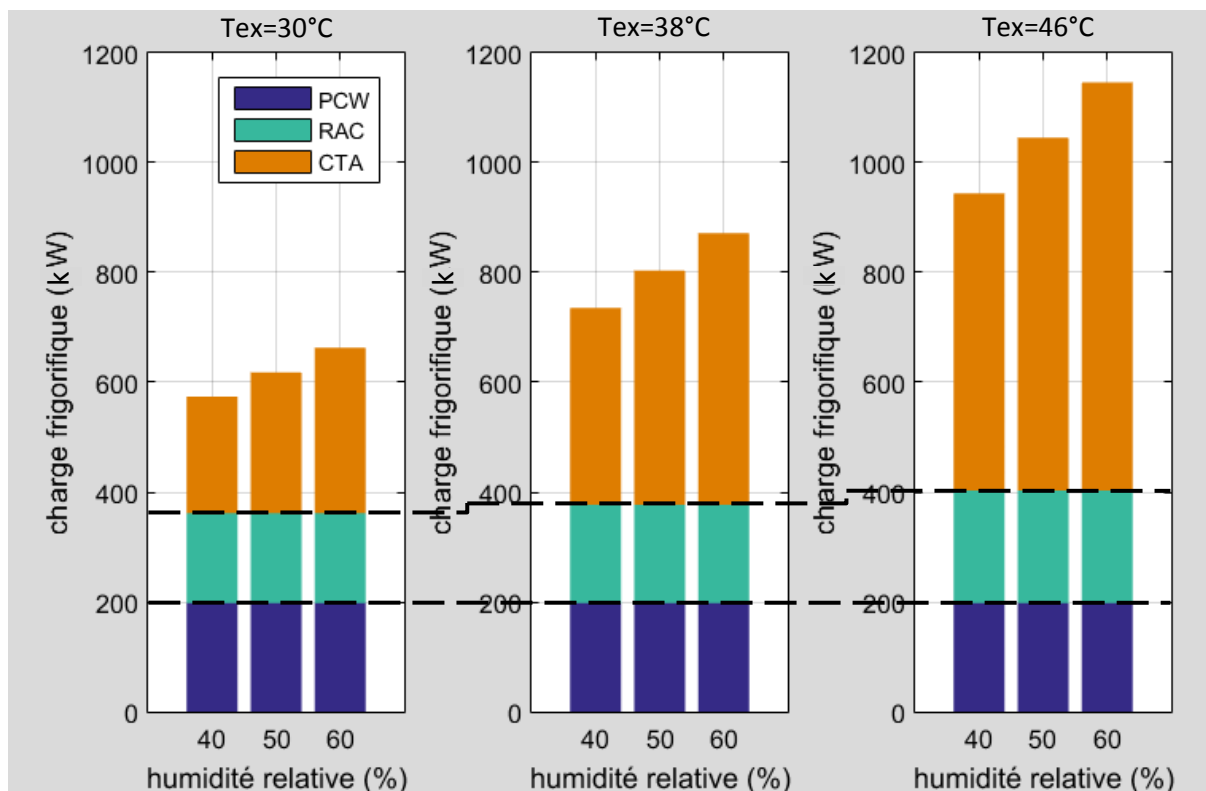


Fig.5.5 : Décomposition de la charge frigorifique des salles blanches selon le système de refroidissement pour différentes conditions extérieures

La charge destinée pour les PCW (en bleu) reste indépendante des conditions extérieures du fait qu'elle prend en charge une partie constante des gains machines.

La charge distribuée par les RAC est indépendante de l'humidité relative du fait que nous avons supposé que l'humidité spécifique reste constante dans tout le circuit d'air à travers les RAC, le plenum et les salles blanches (nous avons pour cela négligé l'apport en eau des occupants des salles blanches). En revanche une température extérieure plus grande se traduit par une charge légèrement plus importante distribuée par les RAC.

Les conditions extérieures ont par contre une grande influence sur la charge des batteries froides des CTA qui traduit presque à elle seule la composante variable de la charge frigorifique des salles blanches en fonction des conditions extérieures.

V.3.2 Effet des conditions extérieures sur l'évolution de la charge frigorifique distribuée au niveau de chacune des batteries des différentes CTA et des RAC :

Les figures 5.6 à 5.9 présentent les courbes d'évolution de la charge frigorifique distribuée, par chacune des batteries froides des différentes CTA ainsi que celle distribuée par les RAC, en fonction des conditions extérieures. Nous y avons ajouté à chaque fois une ligne horizontale représentant la limite de fonctionnement de l'équipement concerné.

Ainsi, on peut noter à partir de la figure 5.6 que les batteries froides des CTA-C1 et C2 sont en mesure de satisfaire les exigences du procédé jusqu'à 70%. Si l'humidité relative descend à 60%, elle pourrait répondre jusqu'à une température de 44.5°C, pour une humidité relative de 50%, la température extérieure peut monter jusqu'à 47.5°C, ces conditions limites étant difficilement envisageables, on peut conclure que tant que les chillers sont en mesure d'alimenter les CTA avec une eau glacée à une température inférieure à 7°C, les batteries des CTA-C1 et C2 fourniront le plenum avec le débit requis d'air neuf avec une humidité spécifique de 0.0068 kg de vapeur d'eau/kg d'air sec.

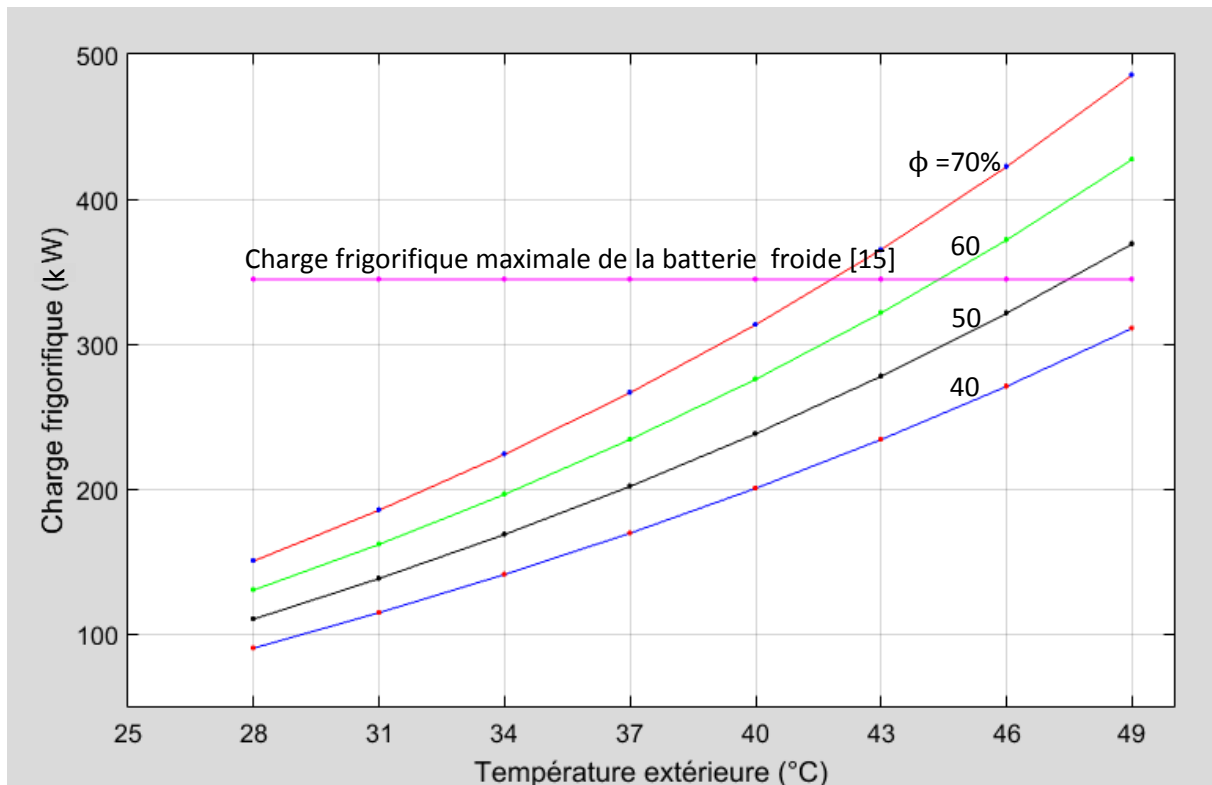


Fig.5.6 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par les CTA-C1 et C2 en fonction des conditions extérieures

La figure 5.7 montre que la capacité de la batterie froide de la CTA-GA4 qui alimente les chambres de gaz ne commencera à être dépassée que pour des températures au dessus de 46°C et pour une humidité relative supérieure à 70%, conditions improbables même dans les cas les plus extrêmes.

C'est la capacité de la batterie froide de la CTA-SU3 qui semblerait d'après la figure 5.8, la plus insuffisante parmi les équipements de distribution de froid au niveau de la plate-forme technologique. En effet, on peut noter que, dès que la température extérieure atteint la valeur de 37°C, la batterie devient insuffisante si l'humidité relative monte jusqu'à 70%. Cette humidité ne doit pas dépasser 50% si la température extérieure monte jusqu'à 44°C. Mais là également nous avons affaire à des conditions extrêmes qui restent assez improbables.

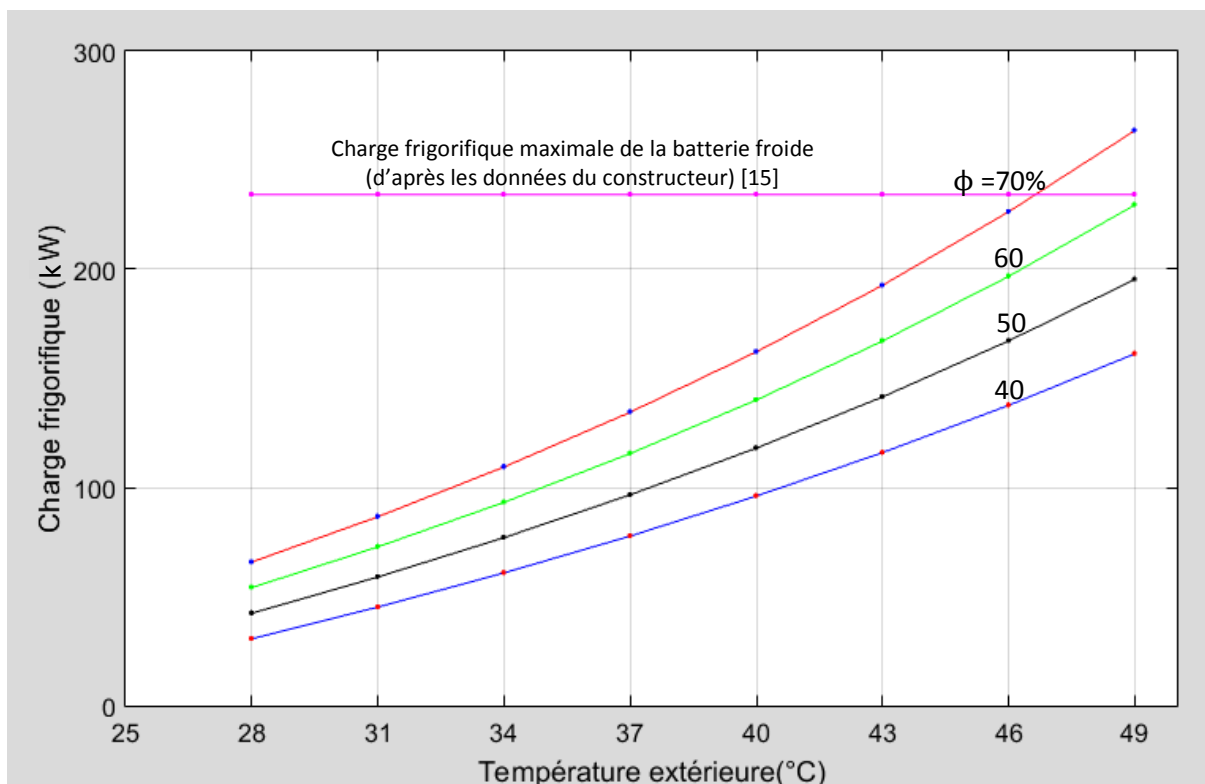


Fig.5.7 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par la CTA-GA4 en fonction des conditions extérieures

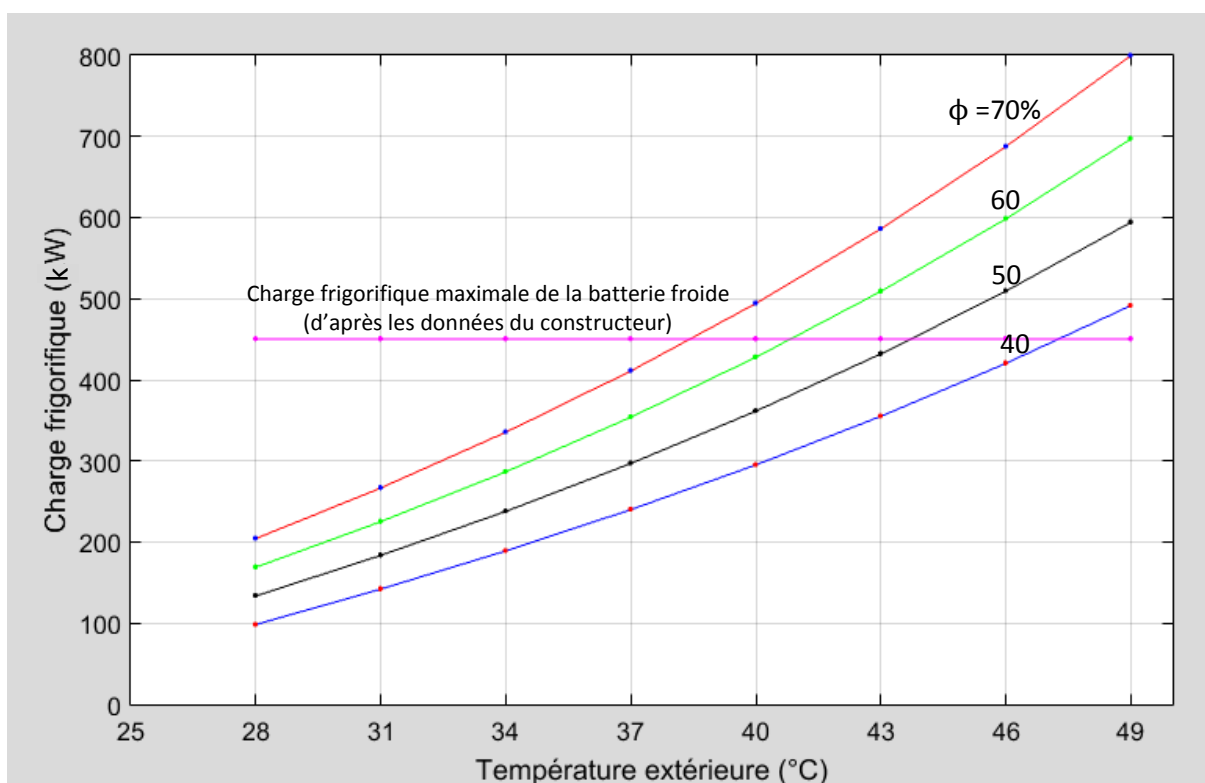


Fig.5.8 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par la CTA-SU3 en fonction des conditions extérieures

La courbe de la figure 5.9 qui donne la charge frigorifique distribuée au niveau d'un RAC montre que ces derniers sont très largement dimensionnés et qu'ils pourraient prendre en charge le double de leur charge actuelle. Toutefois, pour augmenter leur charge, il faudrait soit augmenter les débits, soit réduire davantage la température de l'eau froide. Mais, d'un côté, l'augmentation des débits conduirait à une vitesse de circulation de l'air supérieure à la vitesse de 0.35 m/s exigée par les normes pour les salles blanches qui sont de classe 100. D'un autre côté, la réduction de la température de l'eau froide au-dessous de 12°C conduirait au risque de condensation sur les tubes des RAC, ce qui est inacceptable.

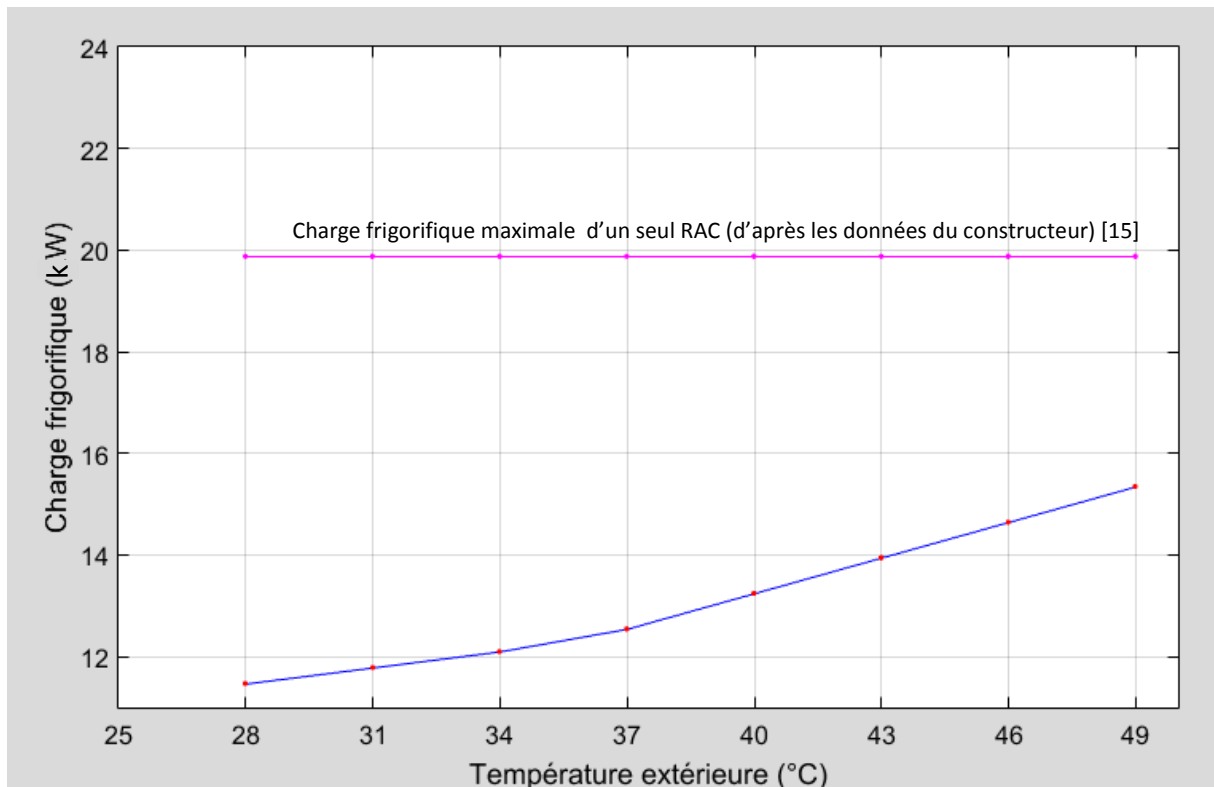


Fig.5.9 : Evolution de la composante de la charge frigorifique garantie par une seule unité RAC en fonction de la température extérieure

V.3.3. effet de la température de l'eau glacée sur la charge frigorifique du système et sur l'humidité dans les salles blanches :

Les courbes de la figure 5.10 montrent qu'une augmentation de la température de l'eau glacée n'aura aucun effet sur la charge frigorifique nécessaire aux zones de soutien, mais entrainerait une légère réduction de la charge dédiée aux salles blanches. On serait tenté de penser que cela serait avantageux, s'il n'y avait pas la contrepartie illustrée à la figure 5.11 par un accroissement inévitable de l'humidité à l'intérieur des salles blanches.

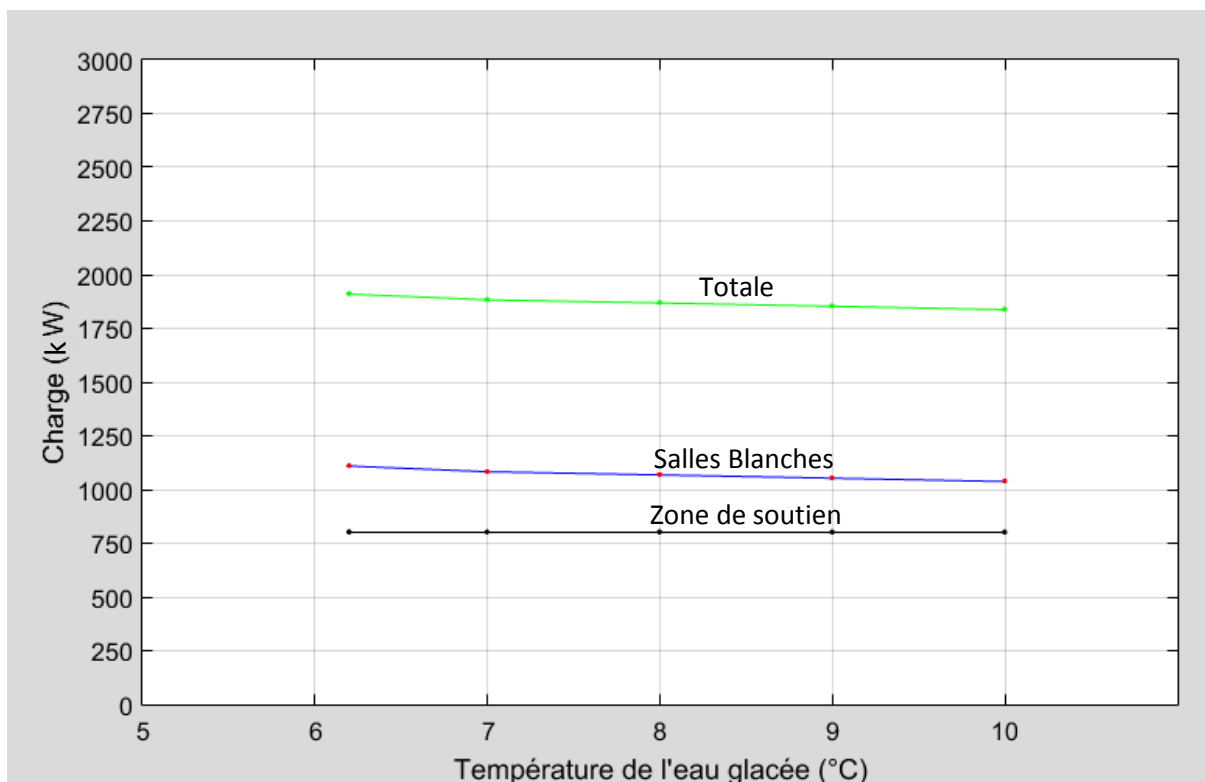


Fig.5.10 : Evolution comparée de la charge frigorifique des salles blanches et des zones de soutien en fonction de la température de l'eau glacée pour des conditions extérieures : $T_{ex}=45^{\circ}\text{C}$ et $\phi=60\%$

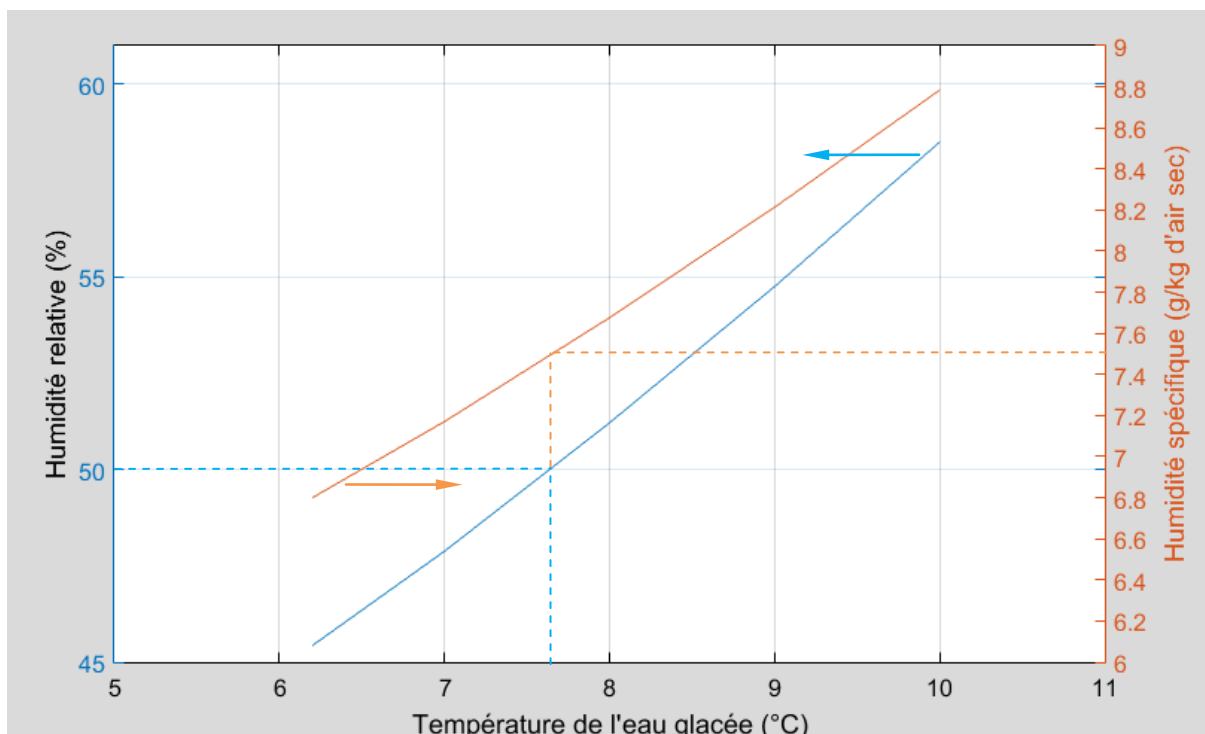


Fig.5.11 : Evolution de l'humidité spécifique et de l'humidité relative à l'intérieur des salles blanches en fonction de la température de l'eau glacée pour des conditions extérieures : $T_{ex}=45^{\circ}\text{C}$ et $\phi=60\%$

Les normes exigent que l'humidité relative à l'intérieur des salles blanches soit maintenue dans les limites de $45 \pm 5\%$. Avec une température d'eau glacée de 7.7°C , l'humidité relative à l'intérieur des salles blanches ne pourra pas être inférieure à 50% et, pour toute température d'eau glacée supérieure à 7.7°C , l'humidité relative dans les salles blanches devient supérieure à 50%, ce qui rend les conditions non conformes à la classe de certification des salles blanches du CDTA. L'humidité spécifique correspondant à cette limite est de 0.0075, il faudra la ramener à une valeur de 0.0068 par déshumidification de l'air pour que son humidité relative redescende à 45%, mais pour cela il faudra disposer d'un moyen de refroidissement qui fera descendre la température de l'air jusqu'à 8.3°C , ce qui est impossible avec de l'eau glacée quittant les chillers à une température supérieure à 7.7°C .

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans cette étude, nous nous sommes intéressés au comportement du système de conditionnement d'air de la plate-forme technologique de microélectronique du Centre de développement des technologies avancées (CDTA). Nous avons analysé le système en période d'été pour établir sa capacité à maintenir les conditions requises de température et d'humidité dans les salles blanches certifiées de classe 100 selon la norme ISO, ce qui signifie pour notre analyse que la température doit y être maintenue à $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ et l'humidité relative à $45\% \pm 5\%$.

Les paramètres perturbateurs auxquels le système doit réagir sont la température extérieure et l'humidité extérieure. Mais l'un de ces deux paramètres, à savoir la température, a une double influence sur le système, puisqu'elle modifie également les performances des groupes de production d'eau glacée (chillers) qui se trouvent à l'extérieur des enceintes conditionnées.

Pour qu'il soit possible de régler l'humidité relative à l'intérieur des salles blanches à une valeur de 45%, tout en fixant la température à 21°C il est indispensable que la prise d'air neuf subisse une déshumidification qui va ramener son humidité spécifique à une valeur de 0,0068. Or pour atteindre cette valeur, l'air neuf doit subir à travers les batteries froides des CTA-C1 et C2 un refroidissement jusqu'à $8,3^{\circ}\text{C}$. Un tel refroidissement est possible tant que l'eau glacée peut être livrée à $6,2^{\circ}\text{C}$. Mais lorsque la température extérieure s'élève, les chillers, qui sont des systèmes frigorifiques dotés de condenseurs à air, subissent une baisse de performance et l'eau glacée est alors livrée à une température supérieure à $6,2^{\circ}\text{C}$ et dont la valeur augmente à mesure que la température extérieure croît. Si la température extérieure atteint la valeur de 46°C , l'eau glacée ne pourra être livrée qu'à 10°C et l'air neuf ne pourra être refroidi qu'à 12°C , ce qui correspond à une valeur de l'humidité relative de près de 58% à l'intérieur des salles blanches où la température doit être maintenue à 21°C .

En fait dès que l'eau glacée commence à être livrée à $7,8^{\circ}\text{C}$ et plus, à 21°C à l'intérieur des salles blanches, l'humidité relative s'affichera en dehors de la zone de tolérance et sera supérieure à 50%.

Pour faire face à ce problème il faudra installer un système frigorifique d'appoint à l'intérieur même de la salle des CTA. Ce groupe aura pour tâche de prendre en charge l'air neuf après la batterie froide de la CTA, pour pousser la déshumidification jusqu'à ce que l'humidité spécifique de l'air atteigne la valeur nominale de consigne qui est de 0,0068. Ainsi les conditions requises à l'intérieur des salles blanches seront maintenues quelles que soient les conditions extérieures, pourvu que la température extérieure ne dépasse pas la valeur de 46°C , qui représente une limite pour le fonctionnement des chillers.

En termes de capacités, ces derniers semblent être surdimensionnées pour couvrir les besoins frigorifique des salles blanches et des zones de soutien sous toutes conditions extérieures, mais la température de 46°C constitue une limite que le fabricant de ses groupes fixe pour leur fonctionnement.

Tous les autres équipements semblent en mesure de faire à des conditions extérieures encore plus sévères. Il en est ainsi des batteries froides des 4CTA et des RAC qui sont apparemment dimensionnés pour répondre au double des besoins actuels.

En ce qui concerne le système frigorifique d'appoint que nous recommandons d'installer dans la salle des CTA, nous avons évalué sa puissance frigorifique maximale à 60 kW. On pourrait envisager d'installer deux système de 30 kW chacun en association avec chacune des CTA-C1 et C2. Et comme les chillers dispose d'une capacité qui couvre largement les besoins de la plate-forme, il serait avantageux d'installer ces deux systèmes d'appoint avec des condenseurs à eau qui seront refroidis avec l'eau prélevé sur le circuit d'eau produite par les chillers.

References Bibliographiques

- [1] FAYE C.MCQUISTON and JERALD D.PARKER, "heating Ventilating and Air Conditioning, ANALYSIS and DESIGN, THIRD EDITION", Etats Unis, 1988.
- [2] H. DJABALLI, « Etude d'une installation de climatisation d'une salle blanche de microélectronique class 100 », projet de fin d'étude, Insfp froid de Bir Mourad Rais (ex : ITF), 2013.
- [3] M. H. MOHAMMEDI et M. E. YETTOU, « Calcul d'une installation de traitement d'air pour un laboratoire de produits pharmaceutiques », projet de fin d'étude, mécanique : ALGER, Ecole Nationale Polytechnique, 1998.
- [4] V. BERBERIAN. « Etude et réalisation de la rénovation partielle d'une "zone propre" pour une usine de fabrication de dispositifs médicaux », projet de fin d'étude, Thermique du bâtiment, 2011.
- [5] Site officiel du CDTA, disponible sur : <http://www.cdta.dz> (consulté le 09/03/2017)
- [6] Document Technique Réglementaire (D.T.R. C 3-2), « Réglementation thermique des bâtiments d'habitation », ministère de l'habitat, Alger, 1997.
- [7] Document Technique Réglementaire (D.T.R. C 3-4), « Climatisation », ministère de l'habitat, Alger, 1997.
- [8] E2Ri ingénierie constructions à hautes exigences, « Conception des Installation et des équipements pour Salles Propres », disponible sur : <http://www.er2i.eu/wp-content/uploads/2015/01/Salles-propres-Conception-des-installations-et-%C3%A9quipements.pdf> (consulté le 25/04/2017)
- [9] Document du CDTA, « CDTA-0500-OM-0001-D-Air O&M-JOSF », données et schémas du circuit d'alimentation en air de la centrale, Alger, 2009.
- [10] Document du CDTA, « CDTA-0500-OM-0006-B-CHILLED WATER O&M-JOSF », données et schémas du circuit d'eau glacée de la centrale, Alger, 2009.
- [11] Document du CDTA, « CDTACDTA-0500-OM-0007-B-PROCESS COOLING WATER O&M-JOSF », données et schémas du système de refroidissement PCW de la centrale, Alger, 2009.
- [12] Document du CDTA, « CDTA-0500-OM-0008-B-EXHAUST FANS O&M-JOSF », données et schémas du circuit d'extraction de l'air de la centrale, Alger, 2009.
- [13] Site officiel de la société allemande M+W ZANDER, disponible sur : <http://www.mwgroup.net/our-markets/cleanroom-technologies-controlled-environments/> (consulté le 02/03/2017)

[14] Manuel CARRIER (groupe de production d'eau glacée), « 30GX 082-358 30HXC 080-375 Screw Compressor Water-Cooled Liquid Chillers and Air-Cooled Liquid Chillers ».

[15] Manuel SIEGLE+EPPLÉ (Centrale de Traitement d'Air), « AHUs_Specs_PK_N003_ENGL-rev.0 ».

[16] Manuel GEA (échangeur de chaleur), « HX-1 Heat Exchanger ».

[17] Manuel PETRA (ventilo-convecteur), « Comfort maker catalog ».

[18] Manuel FFU, « Ultra Filter Fan Units – Hightec ».

Annexes

ANNEXES I

Table AI.1 : conductivité thermique des matériaux utilisés [6]

Matériaux	Notation	λ : Conductivité thermique (W/k.m)
Béton armée	λ_B	1,75
Aluminium	λ_a	230
Acier	λ_{ac}	52
Mortier de ciment	λ_m	1,4
Epoxy	λ_e	0,25
goudron	λ_g	0,23
étanchéité	λ_{et}	0,45
Isolant thermique	λ_{isol}	0,04
Sable + gravillon	λ_{sa}	1,2
Plaque en béton	λ_{pb}	1,75

Table AI.2 : résistance thermique surfacique de quelques parois

Élément	Notation	Resistance thermique surfacique r ($m^2.k/W$)
Couche de mortier de ciment de 1 cm d'épaisseur	r_m	$7.14 \cdot 10^{-3}$
Couche d'époxy de 0.3 cm d'épaisseur	r_e	0.012
Parpaing de 15 cm d'épaisseur	r_{p15}	0.12
Parpaing de 20 cm d'épaisseur	r_{p20}	0.16
Lame d'air de 10 cm d'épaisseur	r_{l10}	0.16
Lame d'air de 2 cm d'épaisseur	r_{l2}	0.16
Double vitrage avec une lame d'air de 3.2 cm d'épaisseur	r_{vd}	3
Virage simple	r_{vs}	5.8

Table A1.3 : résistance thermique surfacique des blocs en béton [6]



Résistance thermique (en m ² .°C/W) (Résistances superficielles non comprises)								
Types des blocs	Epaisseur des blocs creux (cm)							
	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25
 - Blocs en béton de granulats lourds - Blocs en béton de laitier	0,07 0,13	0,09 0,16	0,10 0,19	0,12 0,22	0,14 0,25	0,16 0,28		
 - Blocs en béton de granulats lourds - Blocs en béton de laitier				0,14	0,16 0,29	0,19 0,32	0,21	0,34

Table A1.4 : résistance thermique surfacique des lames d'air [6]

Position de la lame d'air	Sens du flux de chaleur	Epaisseur de la lame d'air en mm						
		5 à 7	8 à 9	10 à 11	12 à 13	14 à 24	25 à 50	55 à 300
Horizontale	Ascendant	0,11	0,12	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14
Verticale		0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,16
Horizontale	descendant	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20

Table A1.5 : résistance thermique surfacique des vitrages [6]

Type de vitrage	Epaisseur de la lame d'air (en mm)	Nature de la menuiserie	Paroi verticale	Paroi horizontale
Vitrage Simple	-	Bois	5,0	5,5
		Métal	5,8	6,5
Vitrage Double	5 à 7	Bois	3,3	3,5
		Métal	4,0	4,3
	8 à 9	Bois	3,1	3,3
		Métal	3,9	4,2
	10 à 11	Bois	3,0	3,2
		Métal	3,8	4,1
	12 à 13	Bois	2,9	3,1
		Métal	3,7	4,0
Double Fenêtre	plus de 30	Bois	2,6	2,7
		Métal	3,0	3,2

Table A1.6 : résistance d'échange superficielle [6]


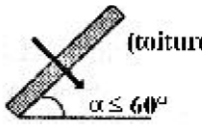
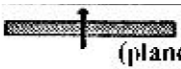
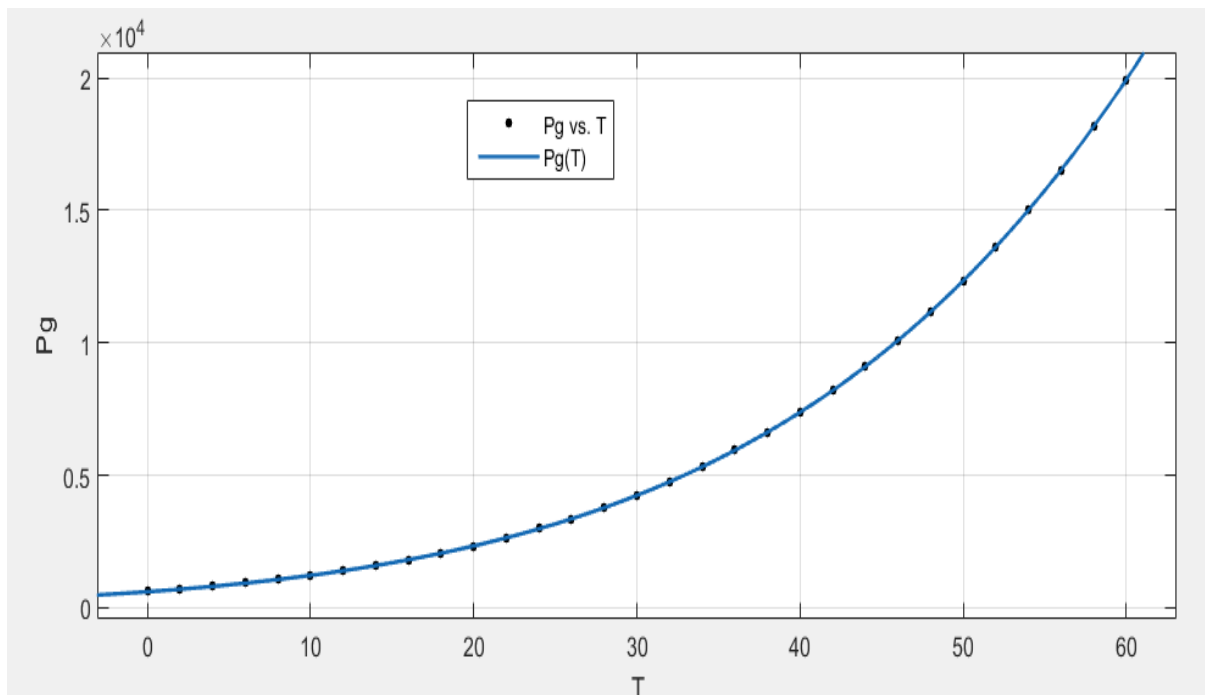
$\frac{1}{h}$ en $m^2 \cdot ^\circ C/W$	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	1/h _i	1/h _e	1/h _i + 1/h _e	1/h _i	1/h _e	1/h _i + 1/h _e
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,16	0,04	0,20	0,16	0,17	0,33
 (plancher)	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

Table A1.7 : apports sensible et latents des personnes [7]

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.									
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	71	60	83	49
		52	94	58	88	64	83	74	72	85	62
Debout, marche Travail léger	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	82	80	93	70
	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

ANNEXE II :



ANNEXE III :

