



FACULTEIT INGENIEURSWETENSCHAPPEN

Vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: Prof. dr. ir. E. DICK

Analyse van comfort, energie en koeling in een labogebouw

door

Tim FLORIZOONE

Promotor: Prof. dr. ir. M. DE PAEPE

Scriptiebegeleider: ir. H.-J. STEEMAN

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
burgerlijk werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur.

Academiejaar 2005 – 2006

Dankwoord

Bij de ontwikkeling van deze thesis heb ik beroep kunnen doen op tal van mensen die me met raad en daad hebben bijgestaan. Ik wens hen dan ook graag uitdrukkelijk te bedanken. In het bijzonder wil ik me hierbij richten tot:

- Mijn promotor Professor Michel De Paepe en begeleider Hendrik-Jan Steeman die mijn thesis hebben opgevolgd en bijgestuurd waar nodig;
- Mensen van de gebouwendienst, i.h.b. Mevrouw Lina Avet en de heer Van der Hauwaert, bij wie ik steeds terecht kon voor allerlei technische informatie;
- Hans, op wie ik wekelijks nauwgezet kon rekenen voor het uitvoeren van de HIOKI-metingen;
- Patrick, die me van de gepaste apparatuur heeft voorzien;
- De mensen van het MRB die me al die maanden goedlachs in hun territorium hebben geduld;
- Alle mensen uit mijn naaste omgeving.

De auteur geeft de toelating dit afstudeerwerk voor consultatie beschikbaar te stellen en delen van het afstudeerwerk te kopiëren voor persoonlijk gebruik. Elk ander gebruik valt onder de beperkingen van het auteursrecht, in het bijzonder met betrekking tot de verplichting de bron uitdrukkelijk te vermelden bij het aanhalen van resultaten uit dit afstudeerwerk.

Gent, 29 mei 2006

De auteur, Tim Florizoone

Overzicht

Analyse van comfort, energie en koeling in een labgebouw

door

Tim FLORIZOONE

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
Burgerlijk werktuigkundig-elektrotechnisch ingenieur
Academiejaar 2005-2006

Promotor: Prof. dr. ir. M. DE PAEPE
Scriptiebegeleider: ir. H.-J. STEEMAN

Faculteit Ingenieurswetenschappen
Universiteit Gent
Vakgroep: Mechanica van Strooming, Warmte en Verbranding
Voorzitter: Prof. dr. ir. E. DICK

Samenvatting

Voor de HVAC-installatie is in de meeste gebouwen een centrale rol weggelegd. Ze vertegenwoordigt immers een belangrijk deel van de totale energievraag en moet bovendien zijn gebruikers een zeker comfortniveau garanderen. Deze twee aandachtspunten gelden zeker ook voor de HVAC-installatie van het Medical Research Building (MRB), het labgebouw dat in het kader van deze thesis wordt onderzocht. Zo hebben de gebruikers van het gebouw met een comfortprobleem te kampen gerelateerd aan een lage relatieve vochtigheid. Dit verschijnsel blijkt veroorzaakt te worden door het grote debiet aan verse lucht dat aan het lokaal wordt toegevoerd. De installatie van een stoombevochtiger in de luchtbehandelingsgroepen moet hiervoor een uitweg bieden.

Het energieverbruik van de HVAC-installatie is dan weer sterk verbonden met de koellast van het gebouw. Daarom worden de interne warmtewinsten bepaald via een inventarisatie van het toestellenverbruik in de laboratoria. Deze interne warmtewinsten worden onder meer als input van een gebouwensimulatie gebruikt. Op basis hiervan kan de impact op het energieverbruik van wijzigingen in de regeling nagegaan worden. De recuperatie van warmte uit de onttrokken lucht, de instelling van de lokaaltemperatuur en het opstarttijdstip van de installatie blijken factoren te zijn die het energieverbruik sterk kunnen beïnvloeden.

Trefwoorden: HVAC, relatieve luchtvochtigheid, energieprestatie, COP, gebouwensimulatie

Analysis of comfort, energy and cooling in a laboratory building.

By Tim Florizoone

Abstract- The heating, ventilating and air conditioning (HVAC) system represents an important portion of the total energy demand of a building. Also it has the essential task of providing people with a comfortable environment. In this paper we analyse how these two aspects can be improved for a specific laboratory building.

I. INTRODUCTION

The implementation of the Kyoto protocol has forced HVAC-designers to pay enhanced attention to the aspect of energy efficiency in buildings. This strive for energy performance may however not deteriorate the comfort level of the building users. Therefore most HVAC-designers have to develop a satisfying compromise between both aspects. This paper investigates how this compromise can be realized for the MRB, a recent medical research building, located at the University Hospital plant in Ghent, Belgium. First focus is put on the study of some comfort issues, all laboratories have to deal with during winter time.

After this the laboratory building is examined from the energetic point of view. The total power consumption of every laboratory has been measured in order to have a clear sight on the partition of internal heat gains in the building. This data has served as one of the main inputs of a building simulation model, in which different control strategies of the HVAC-system have been explored. Finally, suggestions for lower energy consumption have been made, based on these observations.

II. COMFORT ANALYSIS

During winter time the majority of the laboratory users experienced inconveniences like a dry throat, irritating contact lenses or static electricity. These comfort problems are supposed to be caused by an insufficient relative humidity (RH) level of the surrounding air.

Therefore the RH-level of more than twelve laboratories has been measured in November and January. While the critical RH-level of 30% [1] was reached for 60% of the laboratories in November; this was never the case for all laboratories in January. Typical measurement results for both months are shown in Figure 1.

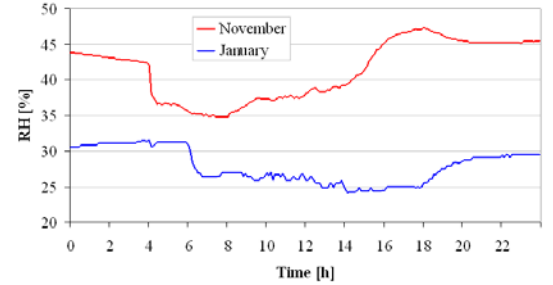


Figure 1: Typical daily RH profile for laboratories in November and January. The critical level of 30% is not reached in January.

Because of the sufficiently high outdoor RH in Belgium, there is for most buildings no need to install a humidifier in the HVAC installation. The outside air normally gets humidified naturally by all kinds of humidity sources (human respiration, steaming coffee, etc.) which brings the RH to an acceptable level during the winter.

By comparing the absolute humidity level of the inside and the outside air at the same time, there has been noticed that this kind of natural humidification does not take place at the MRB. Reason for this is the high level of mechanical ventilation (up to 6 air changes per hour (ACH)) in all laboratories, by which the outside air enforces its absolute humidity level to the laboratories and hence prohibits any natural humidification.

These observations lead to a criterion for humidification based on the outside air conditions: when the outside absolute humidity is lower than the absolute humidity corresponding with the inside temperature and with an RH-level of 35% (i.e. a safety margin of 5% RH on the critical value), humidification is necessary.

Based on this criterion the estimated water- and energy demand is calculated for a standard reference year in Belgium. In most laboratories the average inside temperature was found to be set at 22°C. From Table 1 it is clear that a decrease of this temperature to 21°C or 20°C – which are still comfortable – would lead to tremendous cost savings.

Temperature [°C]	Water demand [tons]	Energy demand [kWh]
22	29.6	23330
21	22.6	17794
20	16.9	13319

Table 1: Estimated water and energy demand per air handling unit of the MRB, as a function of average inside temperature.

III. Energy analysis

A. INTERNAL HEAT GAINS

Laboratory equipment is supposed to make an important contribution to the total heat gains and hence also to the cooling load of a laboratory building. This is why the electric power consumption of this equipment has been measured in every single laboratory of the MRB. Figure 2 shows a typical outcome of such a measurement for a weekday: we can clearly distinguish two different power levels: a high level during working time and a low level during inactivity. Due to the high thermal inertia of the building, temporary peak values have low impact on the cooling load. Therefore the average has been taken for both levels.

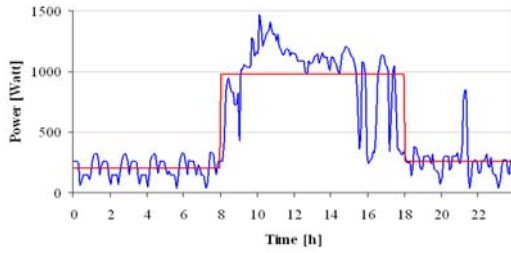


Figure 2: Typical daily profile of the power consumption in a laboratory. The red line represents the average for high and low level hours.

In order to make the results independent from the size of the measured laboratories, a new dimension is introduced, namely the power density. This is the power per square meter of floor space. Figure 3 shows how the total laboratory area of the MRB is broken down into different power density categories. During high level hours, 71 % of the total area has a power density in the lowest three groups. This percentage rises up to 85% during low level hours.

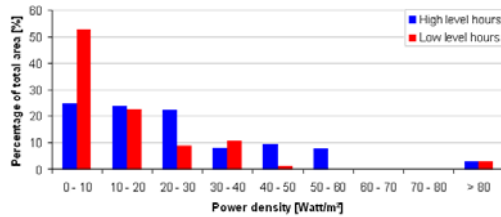


Figure 3: Partition of the total laboratory area in nine categories of power density for high and low level hours.

B. SIMULATION RESULTS

Building simulations make it possible to analyse the impact of different control strategies on the total energy consumption. Only the most remarkable results are described in this paper:

- Impact of recuperation battery

In the MRB, the air extracted from the building is used to heat up the fresh outside air. This happens in the central air handling unit via an external water circuit with heat exchangers. Such a system ensures

that the possibly contaminated exhaust air does not interfere with the incoming air. The impact of this recuperation battery is remarkable, as can be seen from Figure 4. The model shows that the total annual heating demand – which is directly correlated to the gas consumption – goes down by 45% when the recuperation battery is in operation.

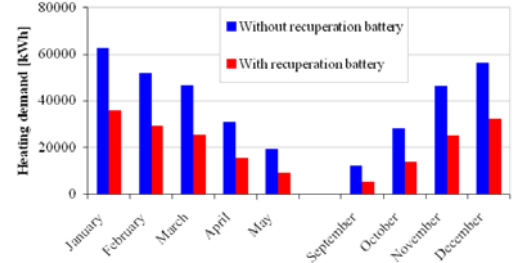


Figure 4: Impact of a recuperation battery on the heating demand throughout the year.

- Change in room temperature

As noted before the room temperature in the MRB is set at an average of 22°C by its users. By diminishing user's freedom to control this room temperature the average temperature can drop one or even two degrees. If this adjustment is applied only during heating season, it would lower the annual heating demand with respectively 8% and 12.5%, as can be seen from Figure 5.

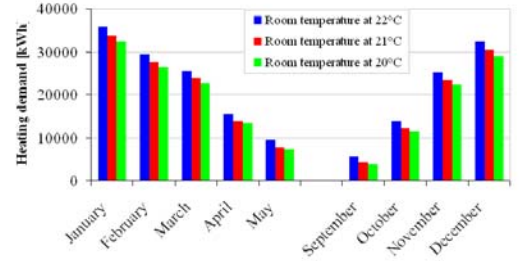


Figure 5: Impact of a change in room temperature on the heating demand throughout the year.

- Change in start-up time

The HVAC-system is starting up at 6 am, two hours before people arrive at the MRB. Temperature measurements during the year make clear that all laboratories attain their desired temperature only one hour after the system start-up. By only delaying the system start-up with one hour, the annual heating demand drops by 9.5%.

IV. CONCLUSION

In this paper, we found out that a humidifier should be installed to ensure a sufficient comfort level at the MRB. In order to minimize the working cost of this humidifier the average room temperature should be set 1 to 2°C lower. In addition this would result in a decrease of the heating demand by 8 to 12.5%. Also a delay of the system start-up with one hour would lead to important energy savings without affecting the comfort level.

Reference: [1] ASHRAE, Thermal environmental conditions for human occupancy, Atlanta, 1992, 8p

Inhoudsopgave

Hoofdstuk 1: Inleiding	1
Hoofdstuk 2: Het MRB	3
2.1 Inleiding	3
2.2 Structuur, functies en oppervlaktes	4
2.3 Installatie: overzicht	7
2.3.1 Luchtgroepen.....	7
2.3.2 Koeling.....	9
2.3.3 Verwarming	11
Hoofdstuk 3: Relatieve luchtvochtigheid.....	12
3.1. Probleemstelling.....	12
3.1.1. Comfort in gebouwen.....	12
3.1.2. Luchtvochtigheid.....	12
3.2. Meetresultaten.....	15
3.2.1. Meetmethode.....	15
3.2.2. Resultaten.....	15
3.3. Oorzaken	17
3.4. Oplossing	19
3.4.1. Criterium voor bevochtiging.....	19
3.4.2. Impact van een bevochtiger op het energieverbruik	21
3.4.2. Impact van een bevochtiger op het energieverbruik	22
3.4.3. Kostprijs van bevochtiging	24
3.4.4. Invloed van een gewijzigde ω_{ref}	25
Hoofdstuk 4: Classificatie van laboratoria volgens vermogensdichtheden	27
4.1 Doel en werkwijze	27
4.2. Resultaten.....	30
4.2.1. Verlichting	30
4.2.2. Toestellen	32
Hoofdstuk 5: Koeling.....	38
5.1 De koelcyclus.....	38
5.1.1 Algemeen werkingsprincipe.....	38
5.1.2 COP van een koelcyclus.....	39
5.2 De koelmachines van het MRB	40
5.2.1 Inleiding	40
5.2.2 Nominale COP van de koelmachines.....	40
5.2.3 Werkelijke COP van de watergekoelde machine.....	41
5.3 De koeltoren	44
5.3.1 Principiële werking	44
5.3.2 Koelwaterverbruik.....	45

Hoofdstuk 6: Opbouw van het simulatiemodel in Trnsys.....	46
6.1 Inleiding	46
6.1.1 Belang en opbouw van een simulatiemodel.....	46
6.1.2 Inleiding tot Trnsys	47
6.2 Het 1-zone model: verificatie van het gebouw	48
6.2.1 Doel van een 1-zone model.....	48
6.2.2 Opbouw van het 1-zone model	48
6.2.3 Resultaten.....	51
6.3 Het 10-zone model: uitbreiding van de HVAC-installatie.....	54
6.3.1 Doel van het 10-zone model	54
6.3.2 Opbouw van het 10-zone model in TRNBuild	54
6.3.3 Opbouw van het 10-zone model in Trnsys Simulation Studio	56
Hoofdstuk 7: Resultaten in Trnsys.....	61
7.1 Analyse van het originele 10-zone model.....	61
7.1.1 Warmtevraag.....	61
7.1.2 Koelvraag	64
7.2 Impact van wijzigingen in de regeling	67
7.2.1 Aangepaste temperatuursregeling van de primaire luchtgroepen	67
7.2.2 Wijziging van de instelpunten van de temperatuursregeling	69
7.2.3 Aangepaste lokaaltemperatuur	70
7.2.4 Impact van de recuperatiebatterij	72
7.2.5 Aanpassing van het opstarttijdstip	74
7.3 Impact van wijzigingen in de installatie.....	76
7.2.1 Free cooling.....	76
Hoofdstuk 8: Conclusie.....	79
Bijlage 2 ¹ : Het MRB.....	81
B2.1 Exacte oppervlaktes van alle lokalen	81
Bijlage 3: Relatieve luchtvochtigheid	83
B3.1 Psychometrisch diagram.....	83
B3.2 Specificaties van een HOBO-logger	84
B3.3 Voorbeelden van relatieve vochtigheidsprofielen	84
B3.4 Insteltemperaturen van de laboratoria	85
B3.5 December uit een standaard referentiejaar versus december 2005	86
B3.6 Formule voor absolute vochtigheid	86
B3.7 Verloop van de absolute vochtbehoefte	88
B3.8 Elektrische en gasgestookte stoombevochtigers	89

¹ Elke bijlage komt met een hoofdstuk overeen en krijgt dan ook het nummer van het overeenkomstige hoofdstuk. We starten met een bijlage bij Hoofdstuk 2.

Bijlage 4: Classificatie van laboratoria volgens vermogensdichtheden.....	90
B4.1 Opstelling en specificaties van een HIOKI-meter.....	90
B4.2 Overzicht van de HIOKI-metingen op toestellen.....	91
B4.3 Overzicht van de gemiddelde vermogens per lokaal tijdens piekuren, daluren en weekend	92
B4.4 Overzicht van de vermogensdichtheden per lokaal tijdens piekuren, daluren en weekend	93
B4.5 Opdeling van de absolute laboratoriumoppervlakte in vermogendichtheidsklassen ..	94
 Bijlage 5: Koeling	95
B5.1 De Carnot cyclus	95
B5.2 Technische specificaties van de luchtgekoelde en watergekoelde machine	97
B5.3 Gemeten vermogenprofiel met schakeling van drie compressoren.....	98
B5.4 Verloop van de buitentemperatuur tussen 10 april en 24 mei	98
 Bijlage 6: Opbouw van het simulatiemodel in Trnsys	99
B6.1 Bepaling van het zonevolume in het 1-zone model.....	99
B6.2 Invoer van de parameters voor muren en ramen in Trnbuild	99
B6.3 Gebruikte waarden voor het uitwendig opgelegd temperatuurprofiel.....	101
B6.4 Overzicht van de parameters uit het 10-zone model in TRNBuild	102
B6.5 Formule voor de berekening van de primair toe te voegen energie	102
B6.6 Schatting van het secundair suppletiedebiet.....	103
B6.7 Berekening van het (secundair) ventilatiedebiet	103
B6.8 Schatting van het extractiedebiet.....	105
 Bijlage 7: Resultaten in Trnsys	106
B7.1 Correcties op de aardgasfactuur	106
B7.2 Absolute verdeling van de koelvraag	108
B7.3 Momentopname van de uitsturing van de secundaire batterijen	108
B7.4 Grafische voorstelling van de regelstrategieën voor de primaire groepen.....	109
B7.5 Verloop van de warmtevraag over een jaar bij een regeling met maximum op 18°C	110
B7.6 Verloop van de ijswatertemperatuur bij toepassing van free cooling	110
B7.7 Aanpassing van de COP van de koelmachine door inbegrip van het koelwaterpomp- en koeltorenverbruik	111
 Bibliografie	112

Hoofdstuk 1: Inleiding

Sinds enkele jaren is energie-efficiëntie voor de HVAC-industrie² een ‘hot topic’ geworden. Dit is niet enkel het resultaat van de toegenomen energiebewustwording van de consument maar wordt ook vanuit gouvernementele hoek opgelegd. De meeste landen van de Europese unie zijn immers volop bezig het Kyoto protocol in hun regelgeving te implementeren en voeren maatregelen door die erop gericht zijn de doelstellingen van het protocol te halen. Eén van deze is een reductie van 8% op de CO₂ emissies tussen 2008 en 2012 [1].

Het streven naar een energie-efficiënte en dus zuinige HVAC-installatie in een gebouw mag echter niet ten koste gaan van het comfort van zijn gebruikers. De HVAC-ontwerper ziet zich vaak genoodzaakt een compromis uit te werken die zowel op gebied van comfort als van energie-efficiëntie voldoende garanties biedt.

In de voorliggende thesis wordt voor een bestaand laboratoriumgebouw nagegaan of een dergelijk compromis ook effectief tot de gewenste resultaten geleid heeft. Hiervoor werd het MRB ter beschikking gesteld, een recent medisch onderzoeksgebouw aan het Universitair Ziekenhuis van Gent. In Hoofdstuk 2 wordt de structuur van dit gebouw en zijn installatie algemeen besproken. Deze achtergrondkennis dient als basis voor de verdere hoofdstukken.

Dat zelfs de relatief jonge HVAC-installatie van het MRB niet steeds tot 100% comforttevredenheid leidt mag blijken uit Hoofdstuk 3. Hier onderzoeken we aanwijzingen van een te lage relatieve luchtvochtigheid in de laboratoria en werken we stapsgewijs een oplossing uit.

De volgende hoofdstukken richten zich op het domein van de energie-efficiëntie, waarbij de comfortvereisten uiteraard niet uit het oog worden verloren.

Zo bouwen we in Hoofdstuk 4 mee aan een inventarisatie van laboratoriumgebouwen volgens vermogensklassen. Dit onderzoek werd reeds op andere labogebouwen verricht en heeft als doel de HVAC-ontwerper een beter beeld te geven van de warmtecreatie in labogebouwen. Dit zou bij een toekomstig ontwerp tot een betere overeenstemming van de HVAC-installatie

² HVAC is een acroniem voor ‘Heating, ventilation en air conditioning’ en verwijst naar de mechanische systemen die lucht koelen, verwarmen, bevochtigen, ontvochtigen of filteren voordat deze een ruimte wordt ingeblazen.

met het labogebouw moeten leiden. In Hoofdstuk 5 wordt nagegaan in hoeverre de prestaties van de huidige koelinstallatie aan de verwachtingen voldoen.

Ingrijpende wijzigingen aan de installatie of de regeling zijn enkel verantwoord als er een duidelijke aanwijzing bestaat dat deze ook tot effectieve resultaten leiden. Deze aanwijzing wordt door middel van een gebouwensimulatie bekomen. In Hoofdstuk 6 wordt voor het MRB een model ontwikkeld in het simulatieprogramma Trnsys. De uiteindelijke resultaten die uit het simulatiepakket voortvloeien, vinden we in Hoofdstuk 7 terug.

Hoofdstuk 2: Het MRB

Het drieletterwoord ‘MRB’ krijgt in dit hoofdstuk wat duiding. In de eerste twee delen lichten we toe hoe het gebouw tot stand is gekomen en in welke hoedanigheid het momenteel functioneert. Zoals zal blijken beschikt het gebouw over een uitgebreide HVAC-installatie. In Deel 3 van dit hoofdstuk worden de verschillende onderdelen hiervan algemeen besproken.

2.1 Inleiding

Het Medical Research Center (MRB) is een onderzoeksgebouw, gelegen op de Campus Heymans aan het Universitair Ziekenhuis (UZ) van Gent. Voor de realisatie ervan werkte de Universiteit Gent samen met het Brusselse architectenbureau Modulo. De eerste steen werd gelegd op 12 juni 2002 en de officiële opening volgde amper één jaar later.

Het gebouw telt vijf bouwlagen, waarvan er drie effectief kunnen worden gebruikt. Deze bieden onderdak aan hoogtechnologisch onderzoek voor projecten van de Faculteit Geneeskunde en Gezondheidswetenschappen en van het UZ Gent. Het gelijkvloers wordt verdeeld onder de vakgroepen dermatologie, reumatologie en neus, keel en oor. Op de eerste en tweede verdieping vinden we het centrum voor medische genetica.

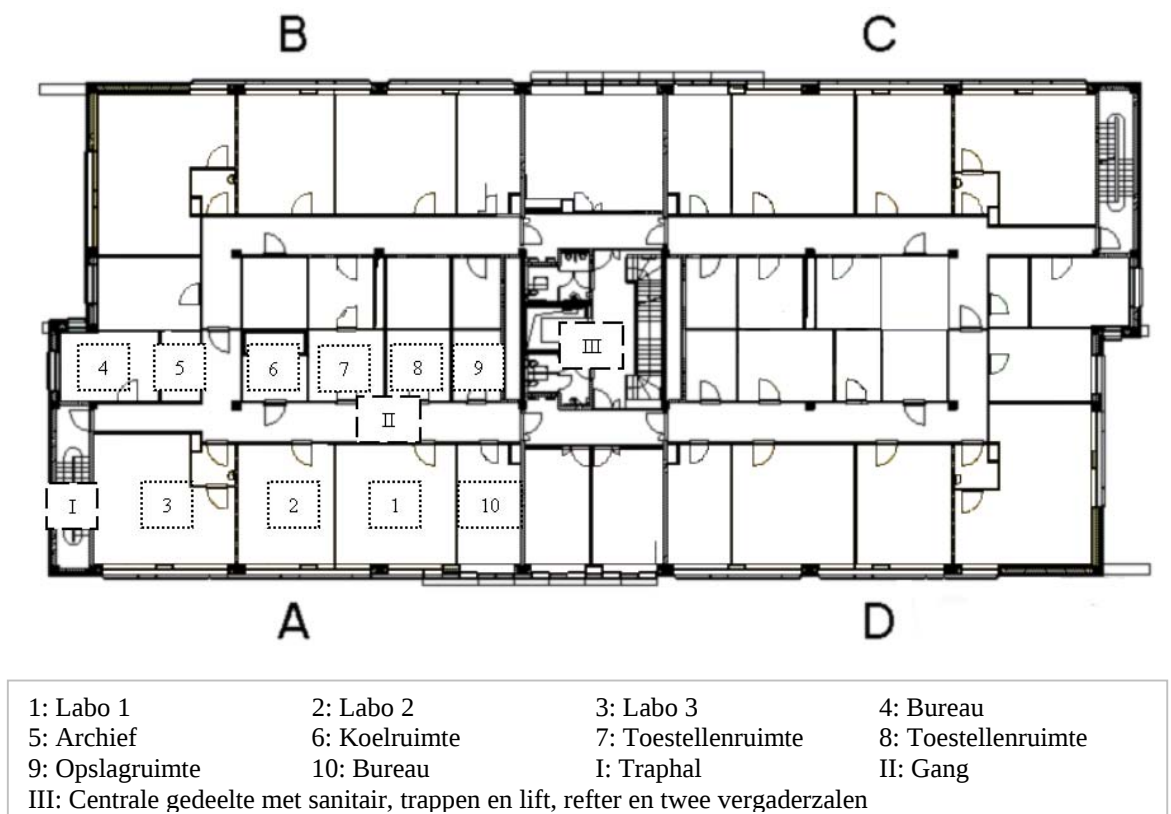
De derde verdieping doet dienst als technische ruimte. Zo is er ondermeer het hart van de HVAC-installatie ondergebracht. Verder is in het gebouw nog een kelder voorzien die enkel voor opslag dienstdoet.



Figuur 2.1: Vooraanzicht van het Medical Research Building (MRB).

2.2 Structuur, functies en oppervlaktes

Elk van de drie verdiepingen van het MRB heeft een vrijwel identieke, vierlobbige structuur. Deze lobben, vanaf hier ‘modules’ genoemd vinden we op Figuur 2.2 terug. De bedoeling van deze opbouw is de verschillende entiteiten zowel autonoom als gekoppeld te laten functioneren. Elke module bevat steeds drie laboratoria, twee toestellenruimtes en twee bureaus, aangevuld met gang, opslagruimtes en archieven. Alle labo's en bureaus zijn aan de buitenrand gelegen. De overige lokalen zijn nooit continu bemand en bevinden zich in de binnenkring.



Figuur 2.2: Plattegrond van de eerste verdieping.

Het hoeklabo, labo 3, is in alle modules het grootst, gevolgd door labo's 1 en 2. Een toestellenruimte is typisch drie à vier keer kleiner dan een labo. De exacte oppervlaktes van alle lokalen vinden we terug in Bijlage 2.1.

In Tabel 2.1 komt tot uiting dat de drie verdiepingen vrijwel identiek opgedeeld zijn. Hier wordt voor elke verdieping aan de beschikbare oppervlakte een bepaalde functie toegekend. De waarden in de tabel zijn percentages van de totale oppervlakte van de respectieve verdieping.

Waar op het gelijkvloers het grootste deel van de centrale ruimte als inkomhal dienst doet, wordt deze ruimte op de andere verdiepingen voor vergaderruimtes en refter voorzien. Op het gelijkvloers zijn tevens de algemene elektrische borden in één ruimte verenigd. Hierdoor wordt wat aan laboratoriumruimte ingeboet. Tussen de eerste en tweede verdieping bemerken we geen verschil. In de laatste kolom vinden we de percentverdeling voor de totale bruikbare oppervlakte van het MRB terug.

Functie	Gelijkvloers [%]	1 ^{ste} verdieping [%]	2 ^{de} verdieping [%]	Totaal [%]
Circulatielokalen (trappen, liften, gangen)	24,1	21,3	21,3	22,3
Kantoren, vergaderzalen, cafetaria	12,1	19,4	19,4	16,9
Laboratoria en koude kamers	50,6	52,2	52,2	51,5
Technische lokalen	2,2	-	-	0,8
Sanitaire voorzieningen	1,3	1,3	1,3	1,3
Opslagplaatsen, archief	9,6	5,9	5,9	7,2
Auditoria, leszalen	-	-	-	-

Tabel 2.1: Procentuele verdeling van de nuttige oppervlakte van gelijkvloerse, eerste en tweede verdieping én van de totale nuttige oppervlakte over verschillende functies.

In Tabel 2.2 vergelijken we de functieverdeling van de totale oppervlakte van het MRB met deze van de labogebouwen, bestudeerd in vorige thesissen. Onmiddellijk valt op dat het percentage aan technische lokalen opvallend kleiner is. Alle HVAC-voorzieningen zijn op het MRB immers gecentraliseerd op de derde verdieping. Deze wordt in de tabel niet als nuttige oppervlakte beschouwd en dus niet meegerekend. Onder de noemer ‘technische lokalen’ valt hier enkel nog de reeds vermelde elektrische ruimte op het gelijkvloers. Het percentage aan circulatieruimtes ligt voor het MRB opmerkelijk hoger. De structuur van het gebouw is immers zodanig dat elk lokaal rechtstreeks langs een centraal gelegen gang te bereiken is. Dit is in de overige gebouwen niet het geval.

Functie	Bio [%]	VIB [%]	Rommelaere [%]	MRB [%]
Circulatielokalen (trappen, liften, gangen)	3,2	15,7	21,3	22,3
Kantoren, vergaderzalen, cafetaria	21,0	7,9	22,7	16,9
Laboratoria en koude kamers	57,4	59,7	29,9	51,5
Technische lokalen	3,5	9,5	14,6	0,8
Sanitaire voorzieningen	1,5	2,0	1,7	1,3
Opslagplaatsen, archief	5,6	5,2	5,2	7,2
Auditoria, leszalen	7,8	-	4,6	-

Tabel 2.2: Procentuele verdeling van de totale nuttige oppervlakte voor respectievelijk het gebouw van de faculteit van de landbouwkundige en toegepaste biologische wetenschappen; het VIB; het Rommelaere-instituut en het MRB.

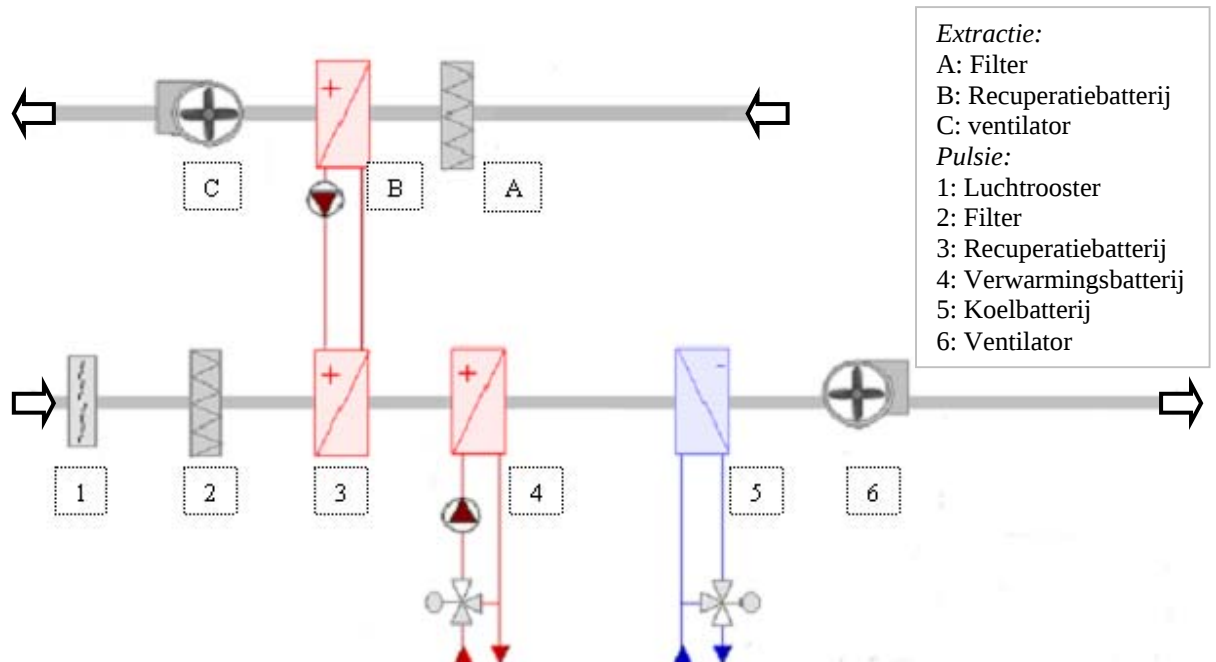
2.3 Installatie: overzicht

2.3.1 Luchtgroepen

In het MRB zijn alle laboratoria, bureaus en toestellenruimtes uitgerust met een thermostaat. Alvorens verse buitenlucht op de gewenste temperatuur een lokaal ingeblazen wordt, wordt deze door twee luchtbehandelingsgroepen geconditioneerd, namelijk een algemene primaire groep en een lokale secundaire groep.

De algemene luchtgroep bevindt zich in de technische ruimte en is ontdebeld: luchtgroep ‘zuidoost’ voorziet alle modules A en B van verse lucht, luchtgroep ‘noordwest’ alle modules C en D.

Figuur 2.3 geeft het principeschema van een dergelijke primaire luchtgroep weer. Het onderste deel behandelt de lucht die naar de lokalen wordt gestuwd (de pulsielucht)³; het bovenste deel behandelt de lucht die uit de lokalen wordt onttrokken (de extractielucht).



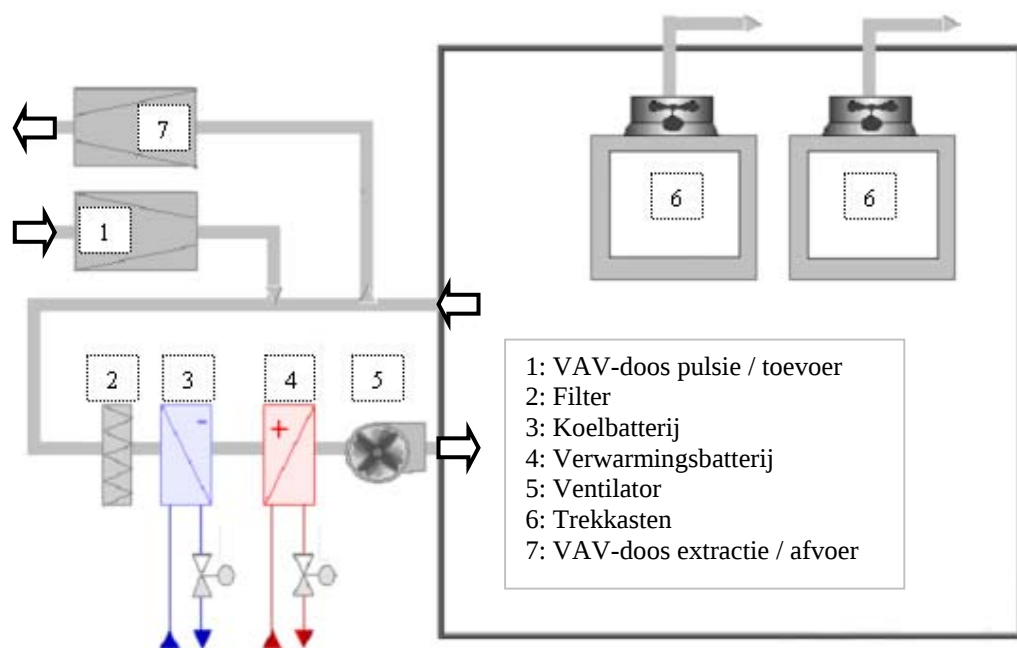
Figuur 2.3: Principeschema van een primaire luchtgroep.

³ Strikt genomen is pulsielucht de lucht die wordt toegevoerd aan een geconditioneerde ruimte. Deze bestaat zowel uit recirculatielucht als uit verse lucht, ook compensatielucht genoemd. Hier wordt toch de term pulsielucht gebruikt voor compensatielucht vermits dit in alle technische fiches van het MRB het geval is.

De pulsielucht wordt, na filtering, over een eerste warmtewisselaar geleid. Deze recuperatiebatterij zorgt bij wintercondities voor de voorverwarming van de koude buitenlucht met de restwarmte uit de extractielucht. De warmtewisseling gebeurt onrechtstreeks door tussenkomst van een watercircuit⁴. Dit verzekert een volledige scheiding van de pulsielucht met de mogelijk gecontamineerde extractielucht.

Vervolgens wordt de lucht opgewarmd of gekoeld al naargelang de buitentemperatuur. De primaire luchttemperatuur wordt enkel geregeld in functie van de buitentemperatuur en is dus onafhankelijk van de warmte- of koelvraag in de lokalen. Een ventilator stuwt de primair geconditioneerde lucht daarna over een buizenstel doorheen het gebouw. Deze ventilator is frequentiegestuurd: zijn debiet wordt zodanig geregeld dat steeds een constante overdruk van 100 Pa in het begin van de pulsieleiding wordt verzekerd.

De laboratoria zijn uitgerust met een secundaire luchtgroep die zich in elk lokaal boven het vals plafond bevindt. Figuur 2.4 geeft de werking van een dergelijke groep weer. De lucht onttrokken uit de ruimte wordt voor een gedeelte afgevoerd, voor een gedeelte gerecirculeerd. Deze recirculatielucht mengt zich met een hoeveelheid verse lucht, afkomstig uit de primaire groep. Dit mengsel kan na filtering gekoeld of verwarmd worden, afhankelijk van de uitsturing door de thermostaat. Voor elk lokaal is een vooraf ingestelde ruimtetemperatuur vastgelegd. Hier kan de gebruiker manueel 3°C van afwijken, zowel positief als negatief.



Figuur 2.4: Principeschema van de secundaire luchtgroep voor laboratoria.

⁴ Bij dit water is 30% ethyleen glycol toegevoegd. Hierdoor wordt bevrozing vermeden bij wintertemperaturen.

De laboratoria zijn alle van één of twee trekkasten voorzien. Deze zijn bedoeld om hinderlijke of bedwelmende dampen af te voeren. Elke kast is rechtstreeks met een trekventilator op het dak gekoppeld. Werking van de trekkasten bij gelijke aan- en afvoer van lucht in de groep zou in het laboratorium tot een onderdruk aanleiding geven. Om dit te vermijden dient het debiet verse lucht verhoogd en het debiet extractielucht verlaagd te worden. Dergelijke debietsregeling wordt in elk laboratorium bekomen met VAV-dozen (Variable Air Volume).

In de overige ruimtes – toestellenruimtes, bureaus, gang, opslagruimtes en archieven – wordt een constant luchtdebiet in- of uitgeblazen. Hier spreekt men van een CAV-systeem (Constant Air Volume). In deze ruimtes wordt enkel primaire lucht toegevoerd. Van recirculatie is hier geen sprake. In de bureaus kan de primaire lucht nog verwarmd of gekoeld worden. In de toestellenruimtes is enkel een koeleenheid voorzien. Dit omdat de toestellen hier ondersteld worden vrijwel continu te werken en dus warmte af te geven. Bovendien liggen de toestellenruimtes centraal zodat geen warmte rechtstreeks naar buiten kan verloren gaan. De koelruimtes zijn van een koelsysteem voorzien, volledig los van de HVAC-installatie. De condensor van ieder koelcircuit bevindt zich op het dak van het gebouw⁵.

Het is belangrijk op te merken dat noch in de primaire, noch in de secundaire groep een bevochtiger is geplaatst. De lucht wordt dus enkel gekoeld en verwarmd, niet bevochtigd⁶.

2.3.2 Koeling

Het MRB is uitgerust met een koelinstallatie die ijswater koelt tot om en bij 10°C. Dit ijswater wordt over vier hoofdkoelkringen gepompt: één kring bevoorraadt de koelbatterij van de primaire luchtbehandelingsinstallatie; de andere drie koelen de secundaire luchtgroepen in respectievelijk het centraal, zuidoostelijk en noordwestelijk gedeelte van het gebouw.

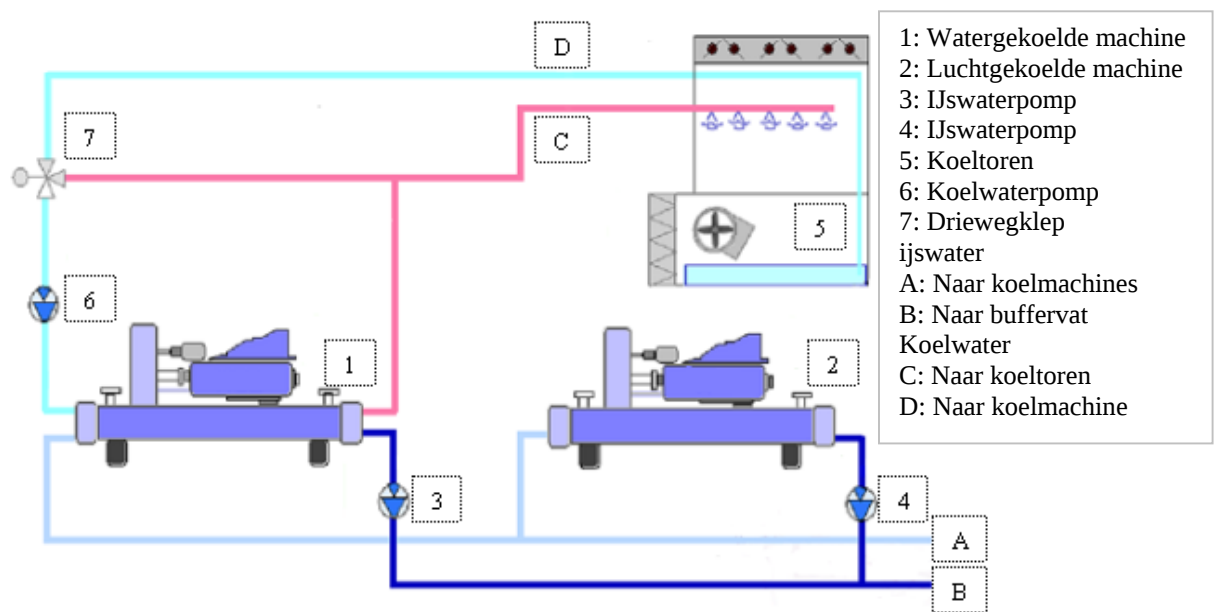
Het koelcircuit vinden we op Figuur 2.5 terug en bestaat uit twee koelmachines. Een luchtgekoelde machine geeft zijn warmte rechtstreeks af aan de buitenlucht. Een watergekoelde machine wordt gekoeld door een afzonderlijk koelwatercircuit, dat op zijn

⁵ De werking van een koelcyclus komt in Hoofdstuk 5 aan bod.

⁶ Twee laboratoria (met als lokaalnummers 120.008 en 120.046) vormen hierop een uitzondering. Hier zijn stoombevochtigers aan de muur geplaatst. De experimenten in deze lokalen zijn immers van die aard dat een vochtige ruimte vereist is.

beurt warmte wisselt met een koeltoren. De luchtgekoelde machine en de koeltoren zijn op het dak geplaatst; de watergekoelde machine bevindt zich op de derde verdieping.

Een driewegklep regelt de temperatuur aan de ingang van de watergekoelde machine op een constante waarde van 27°C. Bij sterke opwarming van het koelwater in de koelmachine wordt de driewegklep volledig open gestuurd zodat het volledige debiet aan koelwater de koeltoren doorstroomt. Bij lagere koelvraag wordt een gedeelte van het koelwater kortgesloten. Een menging van dit water met het water dat de koeltoren verlaat, moet opnieuw een ingangstemperatuur van ongeveer 27°C garanderen.



Figuur 2.5: Schema van de ijswatervoorziening voor het MRB.

Het ijswater wordt vanuit bovenstaand circuit niet rechtstreeks over de vier hoofdkoelkringen verpompt. Een rechtstreekse verbinding zou impliceren dat de koelmachines op elk ogenblik aan de schommelende koudevraag van het gebouw zouden moeten beantwoorden. Dit zou op termijn tot falen van de compressoren van de koelmachines kunnen leiden⁷. Het ijswater wordt daarom eerst in een buffervat opgeslagen. Indien vanuit het buffervat niet langer aan de koelvraag kan worden beantwoord, dan grijpen de koelmachines in. Dit gebeurt echter op een meer regelmatige basis zodat een rustige werking van de koelmachines verzekerd wordt. Een technische behandeling van beide koelmachines en een vergelijking van hun prestaties volgen in Hoofdstuk 5.

⁷ De werking van een koelcyclus komt in Hoofdstuk 5 aan bod.

2.3.3 Verwarming

Voor wat de verwarming betreft, vindt men in het MRB eenzelfde onderverdeling in hoofdkringen terug als voor koeling: één kring voor de primaire HVAC-installatie enerzijds; drie voor de secundaire verwarmingsbatterijen anderzijds. Het warme water kan tot maximaal 60°C verwarmd worden door twee condenserende gasketels.

Verder bevindt zich op de zolderverdieping nog een boiler, die het gebouw van sanitair warm water voorziet.

Hoofdstuk 3: Relatieve luchtvochtigheid

Aan comfort en gezondheid worden bij het ontwerp van HVAC-installaties steeds meer aandacht besteed. Ondanks de relatief jonge leeftijd van de installatie, blijkt echter dat mensen in het MRB met comfortproblemen te kampen hebben. In dit hoofdstuk gaan we op zoek naar mogelijke oorzaken en comfortverbeteringen.

3.1. *Probleemstelling*

3.1.1. Comfort in gebouwen

Een verbeterd dimensioneren en afstellen van een HVAC-installatie kan tot een objectief meetbare energiebesparing leiden. Het is moeilijker na te gaan of deze installatie ook optimaal aan de comforteisen van de gebruikers voldoet. Comfort hangt immers af van persoon tot persoon, mede door individuele variabelen als kledij en activiteit. Er bestaat bijgevolg geen groep parameters die tot 100% tevredenheid leidt.

Algemeen wordt aangenomen dat de meeste volwassen gezonde mensen zich comfortabel voelen als ze er eenvoudig in slagen de thermische balans van hun lichaam met de omgeving te bewaren⁸ [5]. De belangrijkste regelbare factoren die dit beïnvloeden zijn temperatuur, luchtvochtigheid, luchtbeweging en stralingsbronnen. Zelfs wanneer de temperatuur op een aanvaardbaar comfortniveau staat, kunnen deze laatste drie factoren een onbehaaglijk koude- of warmtegevoel bezorgen.

3.1.2. Luchtvochtigheid

Mensen die in het MRB vertoeven hebben in de wintermaanden te kampen met ongemakken zoals een droge keel, irriterende lenzen of statische elektriciteit. Zoals verder blijkt zijn dit problemen gerelateerd aan een te lage luchtvochtigheid. In dit hoofdstuk lichten we daarom kort de begrippen absolute en relatieve luchtvochtigheid toe.

⁸ De thermische balans van het lichaam is in evenwicht wanneer de afgevoerde warmte gelijk is aan de geproduceerde of geabsorbeerde warmte.

De absolute luchtvochtigheid ω is een maat voor de absolute hoeveelheid vocht die in de lucht aanwezig is. In formulevorm wordt dit:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a}$$

met:

m_v : massa damp in vochtige lucht

m_a : massa droge lucht

De relatieve luchtvochtigheid ϕ geeft aan in welke mate de lucht met vocht verzadigd is en wordt als volgt gedefinieerd:

$$\phi = \frac{\rho_v}{\rho_{v,sat}} \Big|_{T,p}$$

met:

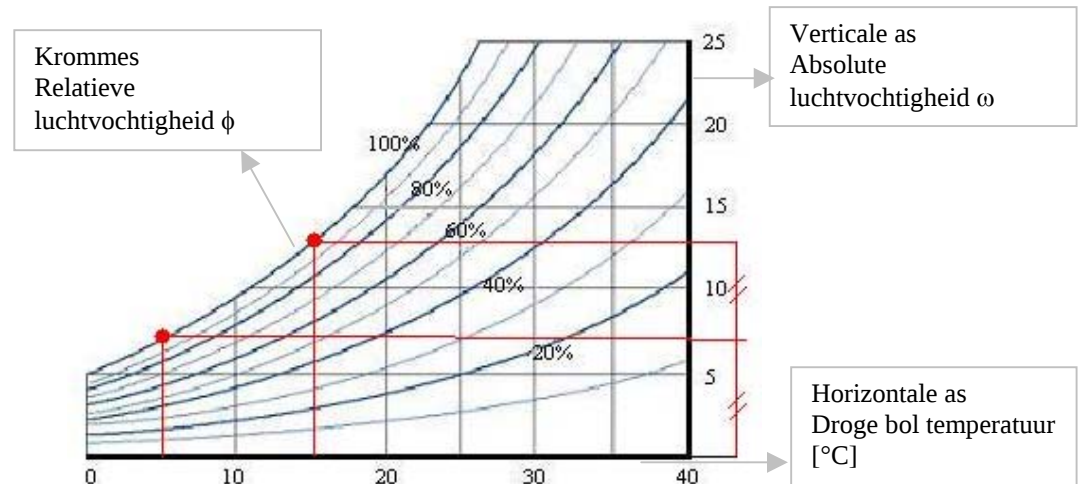
ρ_v : de dichtheid [kg/m³] van de waterdamp in bevochtigde lucht bij gegeven druk p en temperatuur T .

$\rho_{v,sat}$: de dichtheid van de waterdamp in gesatureerde bevochtigde lucht bij dezelfde druk p en temperatuur T .

Absolute luchtvochtigheid wordt meestal uitgedrukt in gram vocht per kilogram droge lucht, terwijl relatieve luchtvochtigheid een dimensieloze grootheid is, vaak als een percentage uitgedrukt. Een relatieve luchtvochtigheid van 100% betekent dat de lucht volledig met vocht is verzadigd.

Beide grootheden kunnen bij kennis van druk en temperatuur in elkaar omgezet worden. Daartoe kunnen we gebruik maken van een psychometrisch diagram, opgesteld bij een bepaalde atmosferedruk.

In Bijlage 3.1 is een psychometrisch diagram opgenomen bij een atmosferedruk op zeeniveau. Onderstaande Figuur 3.1 is sterk vereenvoudigd en geeft enkel de grootheden weer die voor dit hoofdstuk van toepassing zijn.



Figuur 3.1: Voorbeeld van een psychometrisch diagram.

Langs de horizontale as wordt de droge boltemperatuur⁹ uitgezet, langs de verticale as de absolute luchtvochtigheid. Lijnen van constante relatieve luchtvochtigheid divergeren bij toenemende temperatuur. Uit Figuur 3.1 kunnen we afleiden dat verzadigde lucht bij 15°C ongeveer dubbel zoveel vocht bevat als bij 5°C.

Wordt lucht in wintercondities verwarmd zonder extra vochttoevoer¹⁰, dan bereikt deze een gebied van lage ϕ in het diagram. De lucht is dus nog niet met vocht verzadigd en zal deze onttrekken aan de omgeving, waar mensen vanzelfsprekend deel van uitmaken. Het vocht van de huid zal sneller verdampen, waardoor mensen de ruimte kouder zullen aanvoelen dan ze in werkelijkheid is. Behalve aan de huid onttrekt droge lucht ook vocht aan ogen en delicate membranen in neus en keel. Dergelijke verschijnselen kunnen storend of irriterend overkomen of zelfs tot ziektes aanleiding geven.

Statische elektriciteit is een bijkomend ongemak, gerelateerd aan droge lucht. Bij een ϕ voldoende boven 30%, vormen de watermoleculen in de lucht een microscopische laag op omgevingsoppervlaktes. Deze verhoogt de conductiviteit van de oppervlaktes zodat ladingen naar de aarde kunnen wegvloeien. In droge omstandigheden blijven oppervlaktes geladen zodat statische elektriciteit optreedt.[8]

De gevoeligheid voor bovengenoemde fenomenen is sterk persoonsgebonden. Desalniettemin wordt vaak een ϕ van 30% als onvoorwaardelijke ondergrens aangenomen [6]. In volgend deel gaan we na of en in welke mate deze grens overschreden wordt in de lokalen van het MRB.

⁹ De temperatuur zoals die op een gewone thermometer afgelezen wordt. Dit staat tegenover de natte boltemperatuur, die in Hoofdstuk 5 wordt toegelicht bij bespreking van de werking van een koeltoren.

¹⁰ Dit komt in een psychometrisch diagram overeen met een verplaatsing naar rechts op een horizontale lijn.

3.2. Meetresultaten

3.2.1. Meetmethode

De relatieve luchtvochtigheid werd opgemeten met HOBO loggers. De meetspecificaties van deze zijn in Bijlage 3.2 opgenomen. Ook temperatuur en lichtintensiteit kunnen met deze toestelletjes worden opgevraagd en bewaard. Met een frequentie van 15 metingen per uur kan langer dan een week gelogd worden.

De loggers werden centraal in het lokaal geplaatst buiten het bereik van warmtebronnen, zoals machines of invallend zonlicht. De metingen gebeurden verspreid zowel in tijd als in ruimte. Zo kan de afhankelijkheid van buitencondities enerzijds en type lokaal¹¹ anderzijds nagegaan worden.

3.2.2. Resultaten

De impact van wintercondities kan achterhaald worden door de relatieve luchtvochtigheid in eenzelfde lokaal voor een week in november te vergelijken met deze voor een week in januari. Dit doen we voor een willekeurig laboratorium aan de hand van Figuur 3.2.

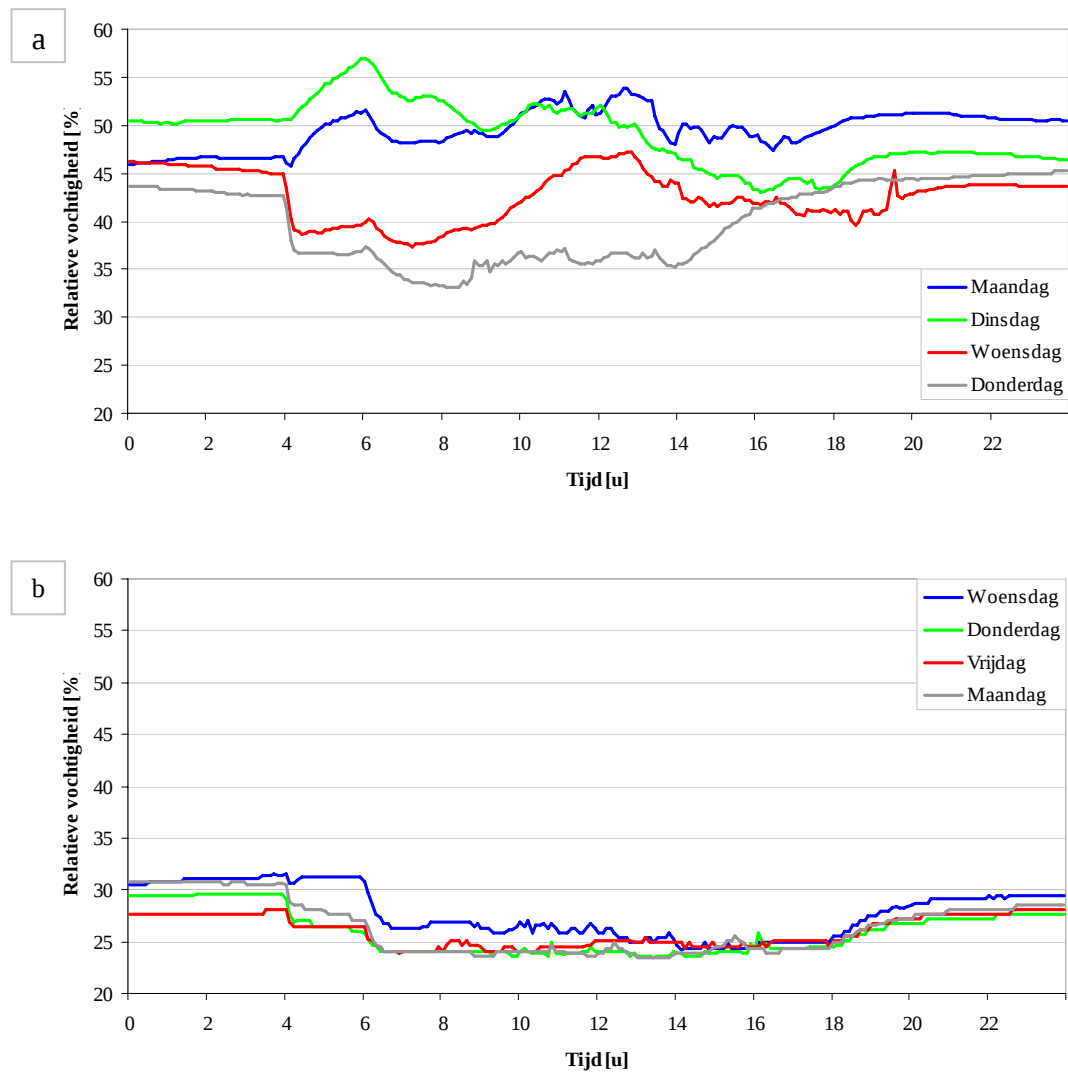
Op het ogenblik dat de HVAC-installatie in werking treedt¹² neemt de relatieve luchtvochtigheid voor de week in november toe of af, afhankelijk van de dag. De kritische ondergrens van 30% wordt echter in geen enkele situatie bereikt.

Voor een week in januari bevindt ϕ zich overdag continu onder 30%.

Dit verschijnsel is niet specifiek voor dit ene lokaal. De ϕ -profielen van andere laboratoria verlopen analoog, zoals we op de figuren van Bijlage 3.3 kunnen vaststellen.

¹¹ I.e. laboratoria, bureaus en toestellenruimtes.

¹² In dit lokaal om vier uur in plaats van om zes uur. Het betrof hier een instelfout in de regeling die ondertussen is rechtgezet.



Figuur 3.2: Verloop van de relatieve luchtvochtigheid voor lokaal 120.033 in november (a) en januari (b).

In november werden 16 verschillende lokalen – 10 laboratoria en 6 toestellenruimtes, hoofdzakelijk op de tweede verdieping – telkens gedurende een week geanalyseerd. In 60% van de laboratoria en 33% van de toestellenruimtes bleek de relatieve luchtvochtigheid zich continu boven de 30% te bevinden. In de overige 40%, respectievelijk 67%, werd deze grens soms maar nooit continu onderschreden.

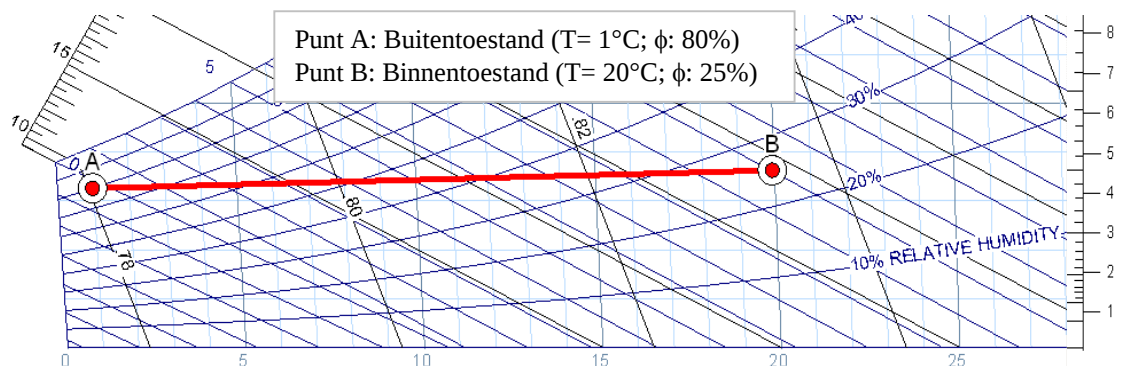
Een totaal ander beeld verkregen we in januari voor de 12 geanalyseerde lokalen – 10 laboratoria en 2 toestellenruimtes. De grens van 30% relatieve luchtvochtigheid wordt dan op geen enkel ogenblik gehaald in alle laboratoria. Bij de toestellenruimtes werd deze limiet nog soms bereikt, maar voor geen enkele ruimte continu.

Vermoedens van lage relatieve luchtvochtigheid gedurende de wintermaanden worden dus markant bevestigd. In wat volgt, wordt gezocht naar oorzaken en oplossingen.

3.3. Oorzaken

Zoals de meeste gebouwen in België is het MRB niet van een bevochtiger in de HVAC-installatie voorzien. In het Belgisch klimaat is daar immers geen nood toe: de relatieve luchtvochtigheid daalt in wintermaanden zelden onder 60%. Bovendien zal lucht vaak vocht vanuit zijn omgeving absorberen. Dampafgifte van mens, plant of hete koffie of ook een pan water op de radiator brengen de relatieve luchtvochtigheid meestal op een aanvaardbare niveau.

Door gelijktijdig de temperatuur en de relatieve luchtvochtigheid zowel in open lucht als in een lokaal te registreren, kan nagegaan worden of bovenvermeld mechanisme van natuurlijke bevochtiging ook in het MRB optreedt. Dit kan eenvoudig door op een bepaald tijdstip, de twee condities op een psychometrisch diagram uit te zetten en met een lijn te verbinden. Als voorbeeld kunnen we laboratorium 120.053 beschouwen op een willekeurig tijdstip, zie Figuur 3.3.



Figuur 3.3: Vergelijking op een psychometrisch diagram van de buitentoestand met de toestand in lokaal 120.053 op 5 januari om 16u.

In het merendeel van de situaties blijkt deze lijn horizontaal te lopen. Absolute luchtvochtigheid binnen en buiten blijven in deze gevallen gelijk. In slechts enkele situaties vertoont de absolute luchtvochtigheid een licht stijgende of zelfs dalende trend. Dit tweede zou betekenen dat meer vocht opgenomen dan afgegeven wordt, wat weinig waarschijnlijk lijkt. Beide resultaten bevinden zich echter binnen de tolerantiegrenzen van de HOBO-logger. Dit maakt dat we de aanname van een constante absolute luchtvochtigheid nog steeds kunnen rechtvaardigen.

Dat de lucht niet bijkomend bevochtigd wordt kunnen we op twee manieren verklaren.

Enerzijds zijn natuurlijke vochtleveranciers als planten, dampende koffie of een pan water in een laboratorium allerminst gewenst.

Anderzijds en als belangrijkste oorzaak worden in labgebouwen hoge debieten aan compensatie- en extractielucht gehanteerd. Compensatielucht¹³ is de verse lucht die wordt toegeleverd om de extractielucht en de exfiltratie¹⁴ te compenseren. Bij dergelijk hoge debieten wordt het lokaal als het ware opgedrongen om het vochtgehalte van de buitenlucht aan te nemen. Alvorens de lucht op natuurlijke wijze vocht kan opnemen heeft het de ruimte immers reeds verlaten.

Door het gebruik van toxische of hinderlijke producten is voor labgebouwen wettelijk een minimum debiet aan verse lucht voorgeschreven. Ook in het MRB blijken deze debieten hoog te zijn, zelfs wanneer de trekkasten in de laboratoria niet gebruikt worden. Tabel 3.1 geeft voor elk type laboratorium de compensatie- en extractiedebieten weer, zoals die bij ontwerp werden voorgedragen. De gebruikte eenheid is ACH (air changes per hour) of het aantal keer dat het totale volume lucht in een lokaal wordt verversd per uur. Voor kantoorgebouwen wordt een minimum compensatiedebiet van 0,72 ACH voorgeschreven [7]. De waarden uit Tabel 3.1 overtreffen deze ondergrens beduidend.

	Compensatiedebiet [ACH]	Extractiedebiet [ACH]
Labo 1	4,7	5,4
Labo 2	5,9	6,7
Labo 3	4,9	5,5

Tabel 3.1: Compensatie- en extractiedebieten in ACH, zoals in de technische fiches voorgedragen.

¹³ Hier wordt de correcte term gehanteerd om verwarring te voorkomen, zie voetnoot 3.

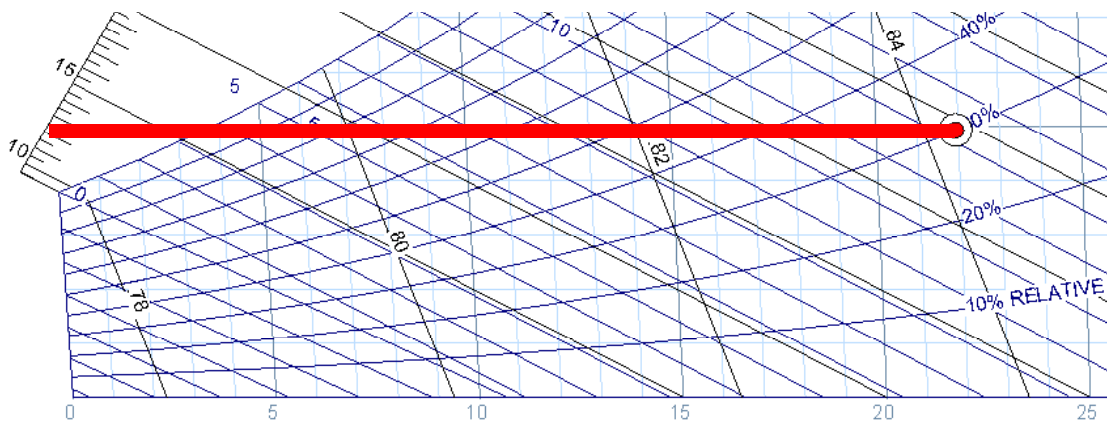
¹⁴ Exfiltratie is de lek van lucht naar buiten doorheen barsten en openingen zoals vloeren, muren en plafonds. Lek van buitenlucht naar binnen wordt infiltratie genoemd.

3.4. Oplossing

Het plaatsen van een bevochtiger in de primaire luchtgroepen lijkt de meest aangewezen oplossing voor het comfortprobleem. Hierdoor kan het aantal bevochtigers immers beperkt worden. Uit voorgaande ondervindingen kunnen we een criterium voor bevochtiging opstellen. Dit dient als basis voor een schatting van de extra energienood die met het plaatsen van een bevochtiger gepaard gaat.

3.4.1. Criterium voor bevochtiging

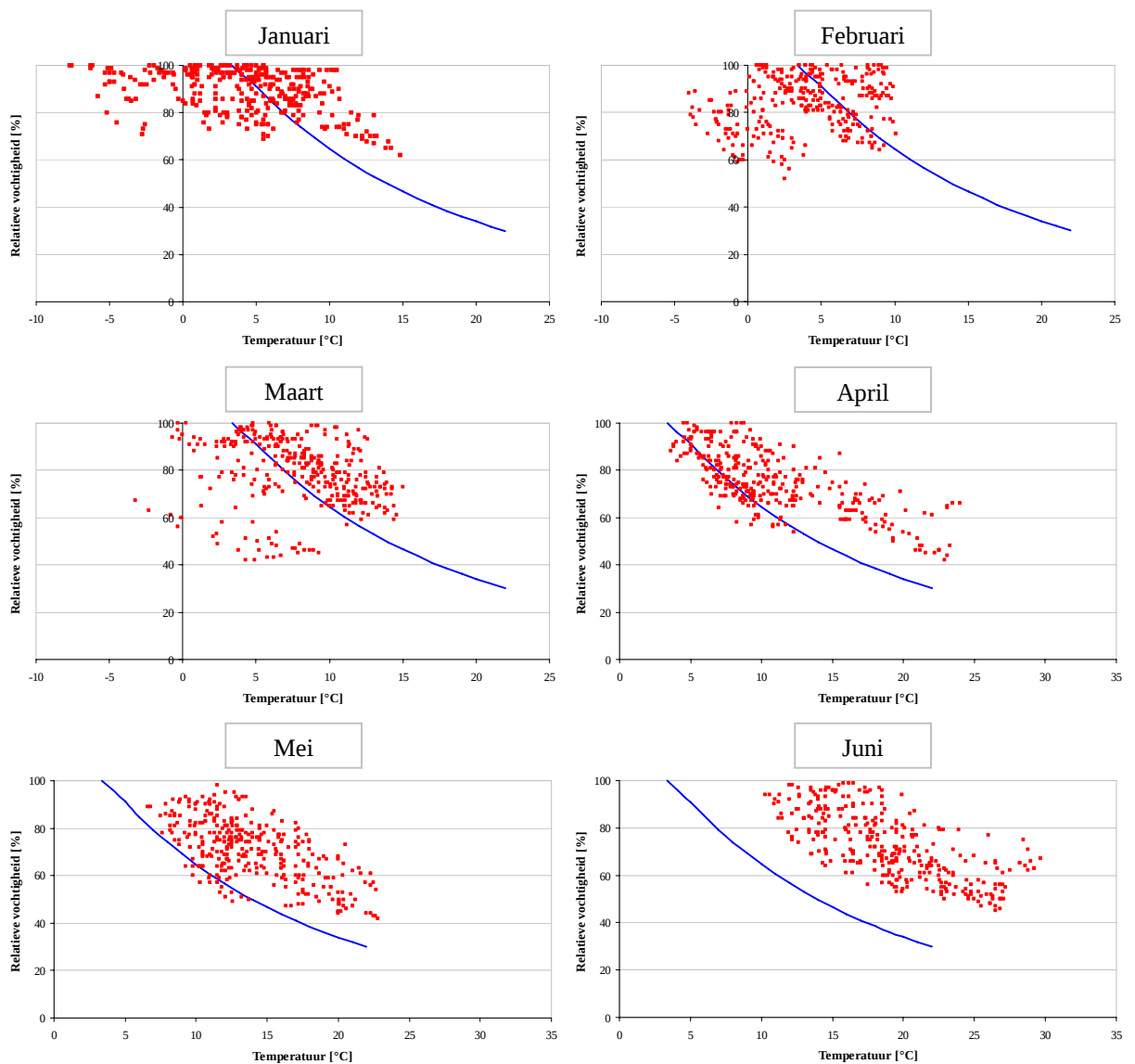
In de vorige paragraaf hebben we experimenteel vastgesteld dat de absolute luchtvochtigheid in een ruimte ongeveer identiek is aan deze buiten. Bovendien blijkt dat gedurende de wintermaanden de temperatuur in de meeste zones rond 22°C wordt ingesteld¹⁵. Met deze hypothesen is enkel kennis van de buitencondities vereist om in te schatten wanneer de relatieve luchtvochtigheid in een ruimte de kritische grens onderschrijdt. Vanuit het snijpunt van 22°C en een ϕ van 30% trekken we op een psychometrisch diagram een horizontale lijn (zie Figuur 3.4). De zone onder deze rode lijn geeft de buitentoestanden aan waarbij subkritische ϕ -waarden optreden en de lucht dus moet bevochtigd worden.



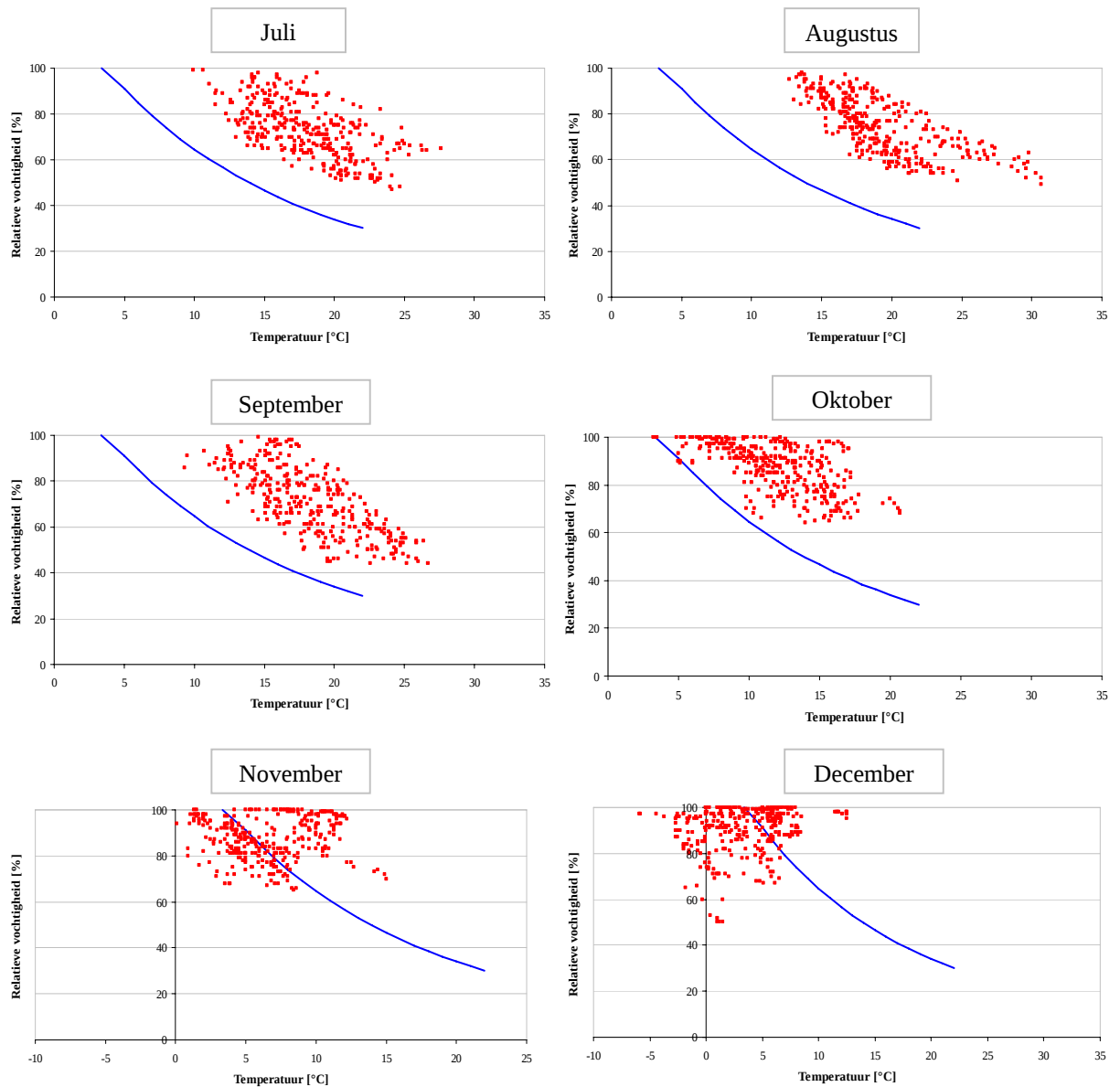
Figuur 3.4: Afbakening van buitencondities op het psychometrisch diagram: voor waarden onder de rode lijn is de corresponderende luchtvochtigheid binnen te laag.

¹⁵ In Bijlage 3.4 zijn voor elk lokaal de temperaturen opgelijst zoals die door de gebruikers ingesteld worden. Het betreft hier een momentopname, al is vastgesteld dat hier over een langere periode weinig van afgeweken wordt.

De rode rechte op Figuur 3.4 vinden we op Figuur 3.5 terug als een blauwe kromme. Hier zetten we de relatieve luchtvochtigheid op de verticale as uit. Dergelijke voorstelling maakt het eenvoudig om vast te stellen in welke maand bevochtiging vereist is en in welke niet. Elk punt op de grafiek stelt de over een uur uitgemiddelde buitenconditie voor, gebaseerd op gegevens van een standaardreferentiejaar¹⁶. We beschouwen enkel de uren waarop mensen in het gebouw aanwezig zijn, dwz van 8 uur tot 18u. Weekenddagen worden pas bij de latere berekeningen geëlimineerd.



¹⁶ Een standaardreferentiejaar is een bestand met uurwaarden voor weergegevens van een bepaalde plaats die representatief is voor de te bestuderen locatie. In dit geval is de data afkomstig van Ukkel. In Bijlage 3.5 wordt nagegaan in hoeverre een decembermaand van een standaardreferentiejaar met december 2005 overeenstemt, wat temperatuur en relatieve luchtvochtigheid betreft.



Figuur 3.5: Grafische voorstelling van de bevochtigingsnood. De rode punten komen overeen met buitencondities van een standaardreferentiejaar, van uur tot uur. De blauwe lijn geeft een criterium voor bevochtiging weer op basis van een ϕ van 30%.

Elk punt dat op bovenstaande grafiek onder de blauwe lijn ligt komt overeen met een uur waarop moet bevochtigd worden. We stellen vast dat in de wintermaanden december, januari en februari meestal zal moeten bevochtigd worden. In de zomer is lage luchtvochtigheid allerm minst een probleem. In de maanden daartussen kan de bevochtigingsnood van dag tot dag verschillen.

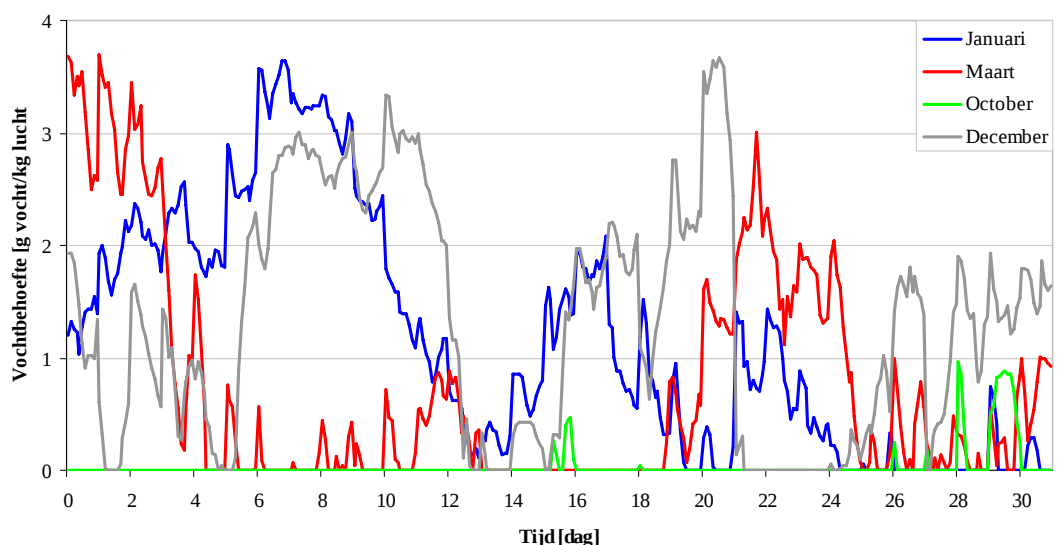
3.4.2. Impact van een bevochtiger op het energieverbruik

Met kennis van het primaire pulsiedebiet volgt uit voorgaand criterium voor bevochtiging de noodzakelijk toe te voegen vochthoeveelheid. Het vocht dient echter onder dampvorm ingebracht te worden wat heel wat energie zal vereisen.

De absolute luchtvochtigheid buiten per uur voor een standaardreferentiejaar kan berekend worden op basis van de gepubliceerde temperatuur en relatieve luchtvochtigheid. Dit gebeurt aan de hand van de formule in Bijlage 3.6.

Het verschil van de absolute luchtvochtigheid buiten, met de gewenste absolute luchtvochtigheid, geeft op ieder uur de noodzakelijk toe te voegen vochthoeveelheid in gram per kilogram droge lucht. Als gewenste waarde wordt 5,68 g vocht/kg droge lucht gehanteerd, wat overeenkomt met een temperatuur van 22°C en ϕ van 35%. Bij deze laatste waarde wordt wat marge voorzien vermits een overschrijding van de 30%-grens volstrekt vermeden dient te worden.

Figuur 3.6 geeft voor enkele maanden het verloop van de absolute vochtbehoefte (in g vocht per kg lucht) voor ieder uur weer. Een overzicht over een volledig jaar vinden we in Bijlage 3.7 terug. We beschouwen enkel de uren tussen acht uur 's morgens en zes uur 's avonds. In de maanden juni tot september is de vochtbehoefte nul, in mei en oktober vrijwel te verwaarlozen. Deze vaststelling volgt ook uit Figuur 3.5, al dient opgemerkt dat bij deze geen marge op de 30%-grens wordt genomen.



Figuur 3.6: Absolute vochtbehoefte (in gram vocht per kilogram droge lucht) van uur tot uur voor enkele willekeurige maanden, op basis van een minimum ϕ van 35%.

Indien op elk uur het luchtdebiet door de primaire luchtgroepen gekend is, kan de noodzakelijk toegevoerde vochthoeveelheid bepaald worden. De regeling van de frequentiegestuurde ventilatoren van de primaire luchtgroepen gebeurt zodanig dat steeds een overdruk van 100 Pa in de pulsieleiding aangehouden wordt. Uit waarnemingen in de periode maart - april blijkt dat de frequentieregeling beide ventilatoren vrijwel continu op 66% uitstuurt. De range van deze percentwaarde tussen 0 en 100% komt overeen met een frequentiesturing tussen 20 en 50 Hz. Met goede benadering kan het debiet lineair evenredig met de frequentie ondersteld worden.

De berekening van het toe te voegen vochtgehalte per luchtgroep over een aantal uren d gebeurt dan als volgt:

$$\sum_{x=t}^{t+d} (\omega_{ref} - \omega(x)) \cdot \frac{20 + 30 \cdot (\text{Percentwaarde}/100)}{50} \cdot Q_{nom} \cdot \rho_{lucht} \cdot \frac{5}{7}$$

met:

$\omega(x)$ Absolute luchtvochtigheid op een bepaald uur x.

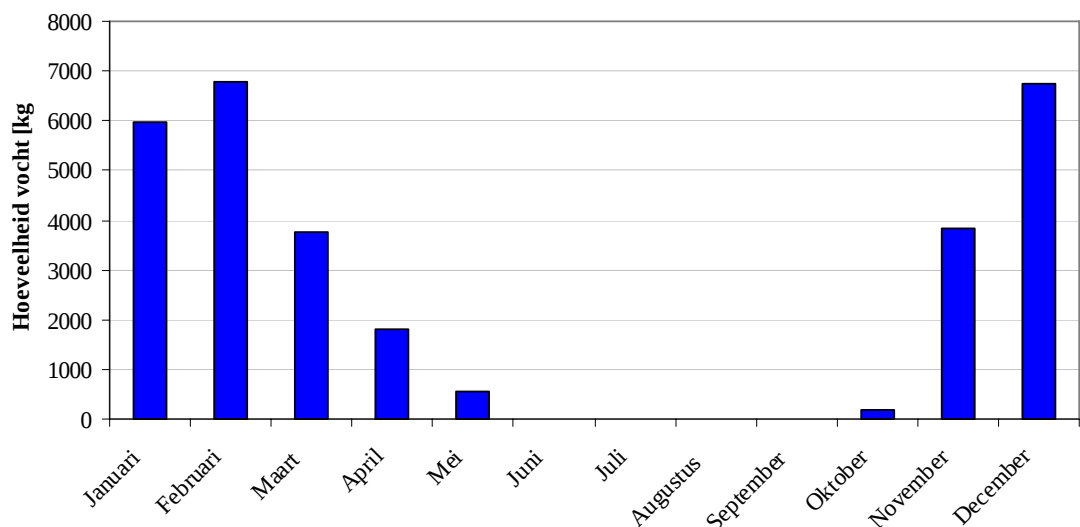
ω_{ref} Referentiewaarde voor absolute luchtvochtigheid: 5,34 g vocht/kg droge lucht.

Q_{nom} Nominale debiet van een pulsieventilator in de primaire luchtgroep: 22000m³/h.

ρ_{lucht} De massadichtheid van lucht. Hiervoor nemen we 1,2 kg/m³.

Het geheel wordt met een factor 5/7 vermenigvuldigd vermits in het weekend niet bevochtigd hoeft te worden.

We passen bovenstaande formule toe op elke maand van een standaardreferentiejaar. Het verloop van het toe te voeren vochtgehalte per luchtgroep vinden we terug op Figuur 3.7.



Figuur 3.7: Toe te voeren vochtgehalte per luchtgroep bij een ω_{ref} , overeenkomstig met 22°C en 35%.

De totale jaarlijkse vochtbehoefte per luchtgroep bedraagt 29,6 ton en 59,2 ton voor het volledige gebouw.

Het leeuwendeel van de energie nodig voor aanmaak van stoom dient tot omzetting van water in stoom. De verdampingsenthalpie van water bedraagt ongeveer 2500 kJ/kg. Dit betekent dat 2500 kJ energie vereist is om één kg water op 100°C van de vloeibare naar de gasvormige fase te laten overgaan. De energie die we aan het water moeten toevoeren om het van 20°C naar 100°C op te warmen bedraagt slechts 335 kJ/kg¹⁷ of dus 13% van de verdampingsenthalpie.

We gebruiken deze waarden om te berekenen welke toenemende energievraag het plaatsen van een bevochtiger met zich meebrengt. Over een volledig jaar is dit 20570 kWh als we enkel de verdampingsenthalpie in rekening nemen en 23330 kWh als ook de opwarming wordt beschouwd.

3.4.3 Kostprijs van bevochtiging

Over het algemeen worden twee types stoombevochtigers gebruikt: een gasgestookte en een elektrische bevochtiger. De eerste heeft typisch een hoge initiële kost maar lage werkingskosten door de lagere kostprijs van gas ten opzichte van elektriciteit per verbruikte kilowattuur.

De initiële kost wordt uiteraard bepaald door de grootte van het apparaat, wat samenhangt met zijn bevochtigingscapaciteit uitgedrukt in kilogram vocht per uur. In Figuur 3,5 zien we dat de maximale bevochtigingsvraag begin maart optreedt. Hier is in een uur 3,7 kg vocht per kg droge lucht vereist. Dit komt overeen met een capaciteit van 77,7 kg/u per primaire luchtgroep. In Bijlage 3.8 zijn enkele uittreksels uit commerciële brochures van zowel een elektrische als een gasgestookte bevochtiger opgenomen. De beste keuze blijkt voor beide een stoombevochtiger met een maximale capaciteit van 80 kg/u

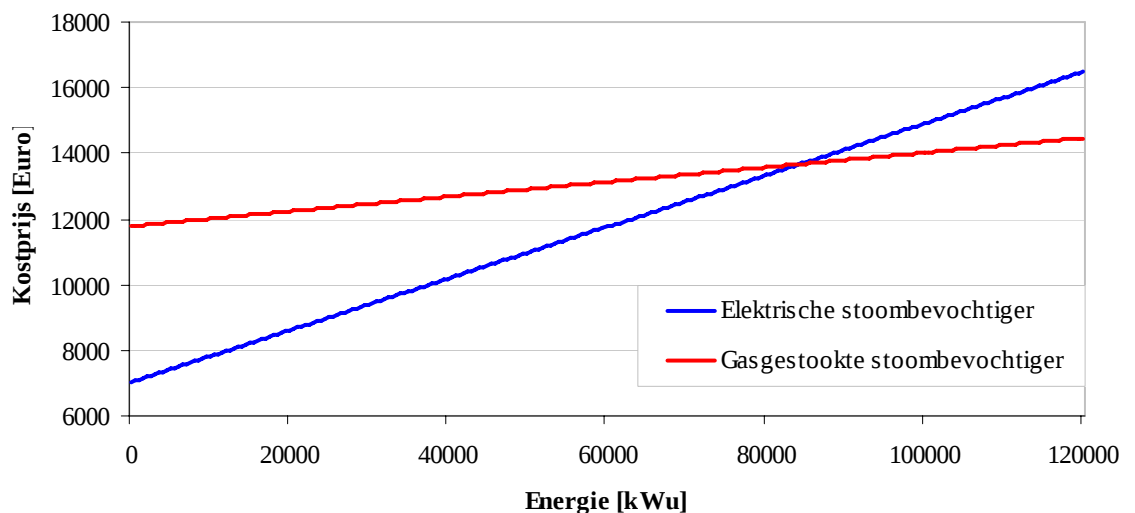
In onderstaande Tabel 3.2 treffen we de initiële en de werkingskosten voor een elektrische en een gasgestookte bevochtiger aan.

¹⁷ Dit wordt eenvoudig berekend met behulp van de soortelijke warmtecapaciteit: $c_p \Delta T$ met een c_p voor water van 4186 J/kg.K en $\Delta T = 80^\circ\text{C}$.

	Elektrische bevochtiger	Gasgestookte bevochtiger
Investeringskost [Euro]	7031	11785
Kostprijs per verbruikte kWh [Euro/kWh]	0,078	0,022

Tabel 3.2: Vergelijking van de initiële en werkingskosten bij een elektrische en een gasgestookte bevochtiger

Op basis van de gegevens uit Tabel 3.2 kunnen we eenvoudig de terugverdienperiode van een gasgestookte bevochtiger becijferen. Dit is de tijd die nodig is om de initiële meerkost van de gasgestookte bevochtiger terug te winnen dankzij de lagere gebruikskosten. Op Figuur 3.8 stellen we vast dat na 84270 kWh de totale kosten van een elektrische bevochtiger die van een gasgestookte overtreffen. Als we voor de bevochtiger een thermisch rendement¹⁸ van 90% veronderstellen, dan resulteert dit in een terugverdienperiode van 3 jaar en 2 maanden.



Figuur 3.8: Verloop van de kosten in functie van de door de bevochtiger verbruikte energie.

3.4.4 Invloed van een gewijzigde ω_{ref}

Bij de bovenstaande berekeningen hebben we steeds een gewenste relatieve luchtvochtigheid van 35% en een temperatuur van 22°C voor de lokalen aangenomen. Het spreekt voor zich dat een andere keuze van deze waarden de eindresultaten sterk zal beïnvloeden.

In onderstaande tabel wordt de jaarlijkse vochthoeveelheid, het jaarlijks energieverbruik en de terugverdienperiode voor drie alternatieve gevallen vergeleken met het hierboven bestudeerde geval.

¹⁸ Het thermisch rendement is de verhouding van de energie (in kWh) die aan het water toegevoerd wordt tot de hoeveelheid gas of elektriciteit die de stoombevochtiger verbruikt in kWh.

Temperatuur [°C]	Relatieve luchtvochtigheid [%]	Jaarlijkse vochthoeveelheid [ton]	Jaarlijks energieverbruik[kWh]	Terugverdienperiode [Jaar]
22	35	29,6	23330	3,25
21	35	22,6	17794	4,27
20	35	16,9	13319	5,69
20	30	7,8	6149	12,33

Tabel 3.3: Jaarlijkse vochthoeveelheid, energieverbruik en terugverdienperiode voor vier verwachte binnencondities.

Indien we uitgaan van een gemiddelde ruimtetemperatuur van 21°C dan zal dit het jaarlijkse energieverbruik van een bevochtiger met 23% doen dalen. Met een temperatuursdaling tot 20°C zou zelfs een winst van 42% gepaard gaan.

Deze temperatuursdaling zou kunnen plaatsvinden door de gebruikers slechts met 1°C van de vooraf ingestelde ruimtetemperatuur van 21°C te laten wijken, zowel naar boven als naar onder. Momenteel wordt afwijking van 3°C toegestaan met als gevolg dat de temperatuur in sommige ruimtes tot 23°C wordt opgevoerd, zie Bijlage 3.4.

Uit bovenstaande bevindingen volgt bovendien dat het gebruik van een elektrische bevochtiger steeds interessanter wordt naarmate lagere temperaturen bereikt worden.

Hoofdstuk 4: Classificatie van laboratoria volgens vermogensdichtheden

Gedurende een half jaar werd het toestelverbruik van alle lokalen in het MRB wekelijks gelogd. In dit hoofdstuk worden de resultaten hiervan besproken, maar eerst wensen we te verduidelijken waarom en hoe dergelijke inventarisatie wordt uitgevoerd.

4.1 Doel en werkwijze

Bij het ontwerp van een HVAC-installatie in een gebouw is kennis van de warmte-afgifte cruciaal. Een gebrek hieraan resulteert bij labogebouwen vaak tot een foute dimensionering van de installatie. Vaak wordt deze veel te hoog ingeschat [4], waardoor installatie- en werkingskosten onnodig hoog oplopen.

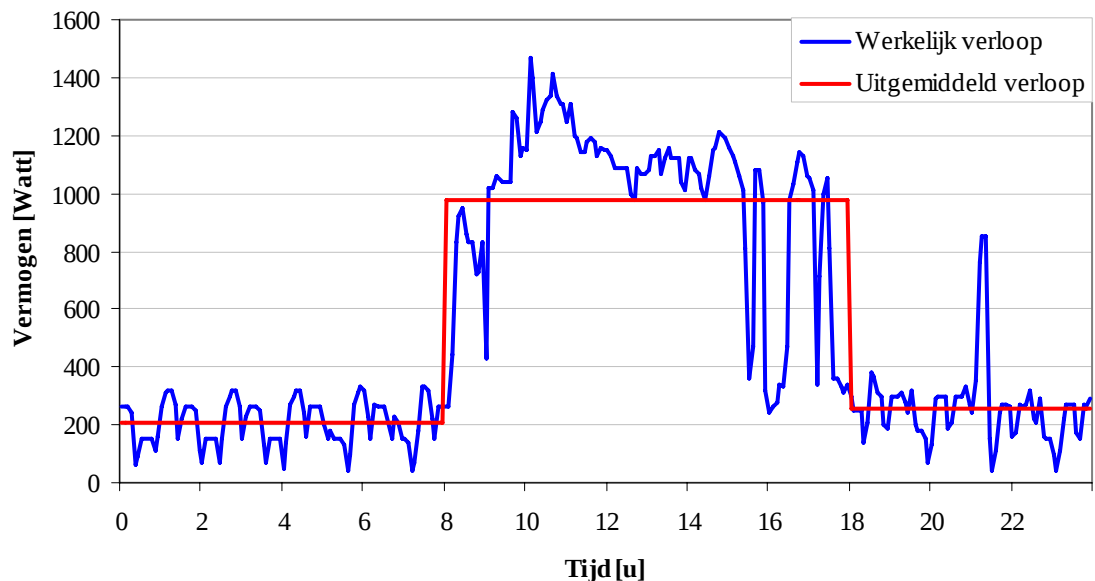
Door het elektrisch verbruik van alle laboratoria te inventariseren, kunnen we de HVAC-ontwerper een duidelijker overzicht verschaffen van de warmtelast in labogebouwen. Dergelijke inventarisatie werd voorgaande jaren reeds uitgevoerd in drie verschillende labogebouwen in Gent. Een vergelijking van de resultaten onderling heeft slechts zin als telkens dezelfde werkwijze gehanteerd wordt. Deze wordt hieronder toegelicht.

Het verbruik wordt geregistreerd met een HIOKI-meter. Dit toestel berekent en logt het vermogen van een elektrische kring op basis van stroom- en spanningsmetingen. De opstelling en specificaties van een HIOKI-meter worden in Bijlage 4.1 toegelicht.

Het elektrisch netwerk van het MRB vertoont een overzichtelijke structuur: elke module wordt vanuit een elektrisch bord bevoorraad; iedere hoofdkring van het bord voorziet juist één lokaal van stroom.¹⁹ De verlichting wordt per module op een afzonderlijke hoofdkring geplaatst. Bij de inventarisatie brengen we echter enkel het verbruik van de stopcontacten in rekening. Het verbruik van de verlichting is immers vrijwel constant per oppervlakte-eenheid en is bijgevolg gemakkelijk voorspelbaar. Dat de verlichting echter een niet te verwaarlozen warmtebron vertegenwoordigt, blijkt in Hoofdstuk 4.2.1.

¹⁹ Uitzondering hierop vormen de toestellenruimtes waar een hoofdkring twee lokalen voedt. Uit waarnemingen blijkt echter dat de twee aangrenzende toestellenruimtes vaak gelijkaardige toestellen bevatten, waardoor we kunnen stellen dat ze tot dezelfde vermogensklasse behoren.

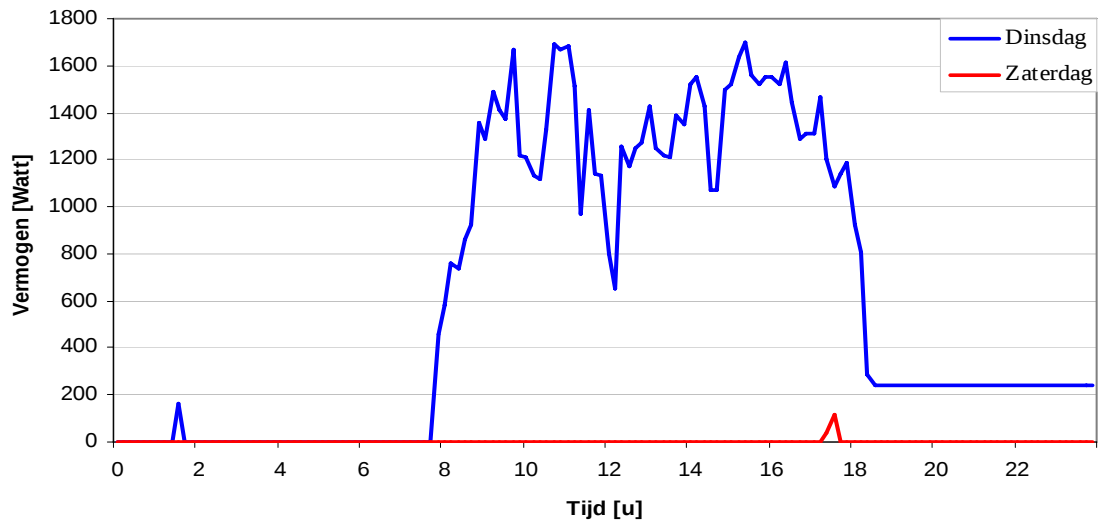
Figuur 4.1 stelt het vermogensprofiel van een laboratorium voor op een willekeurige weekdag. Vanuit het standpunt van een HVAC-ontwerper zijn de piekwaarden in het verloop van minder belang. Het gebouw vertoont immers een grote thermische inertie. Dit impliceert dat het zinvol is het dagprofiel over de tijd uit te middelen, rekening houdend met het onderscheid tussen piek- en dalverbruik. Vooral in die labo's waar het merendeel van de toestellen manueel wordt bediend is het vermogensprofiel sterk afhankelijk van het al dan niet aanwezig zijn van mensen.



Figuur 4.1: Vermogensprofiel van lokaal 120.051 op vrijdag 18 november 2005.

De grens tussen piek- en dalperiode kan worden afgeleid uit de vermogenskarakteristiek van de verlichting. Uit het verlichtingsprofiel van Figuur 4.2 volgt dat we de periode tussen acht uur 's morgens en zes uur 's avonds als piekuren mogen beschouwen. De overige uren vallen onder de noemer 'daluren'. Op basis van deze indeling kunnen we voor elke dag een uitgemiddeld vermogensprofiel opstellen. De rode lijn op figuur 4.1 geeft een dergelijke stapfunctie weer. Het belang van een toevallig excessief dagverbruik wordt afgezwakt door de metingen over een volledige week te laten plaatsvinden. Het weekgemiddelde volgt onmiddellijk uit de daggemiddelden.

De laboratoria zijn tijdens het weekend zo goed als onbemand, wat ook uit het verlichtingsprofiel van Figuur 4.2 blijkt. Voor het volledige weekend geldt dus het dalniveau.



Figuur 4.2: Vermogensprofiel van de verlichting voor module D op het gelijkvloers op zaterdag 18 maart 2006 en dinsdag 21/03/06

Voor laboratoria met verschillende oppervlakte is een vergelijking op basis van vermogen weinig zinvol: eenzelfde warmteafgifte zal de ruimtetemperatuur van een klein lokaal immers sterker doen toenemen dan een groot. Daarom hanteren we als grootheid vermogensdichtheid - ofwel vermogen per oppervlakte-eenheid [W/m^2]. Op basis hiervan kunnen alle laboratoria eenduidig in klassen opgedeeld worden. Zo kan berekend worden hoeveel laboratoria tot een bepaalde vermogensklasse behoren en welke oppervlakte hiermee overeenstemt.

Deze werkwijze werd reeds toegepast bij de inventarisatie van de drie andere labgebouwen. Een onderlinge vergelijking van de resultaten volgt dan ook op het einde van dit hoofdstuk.

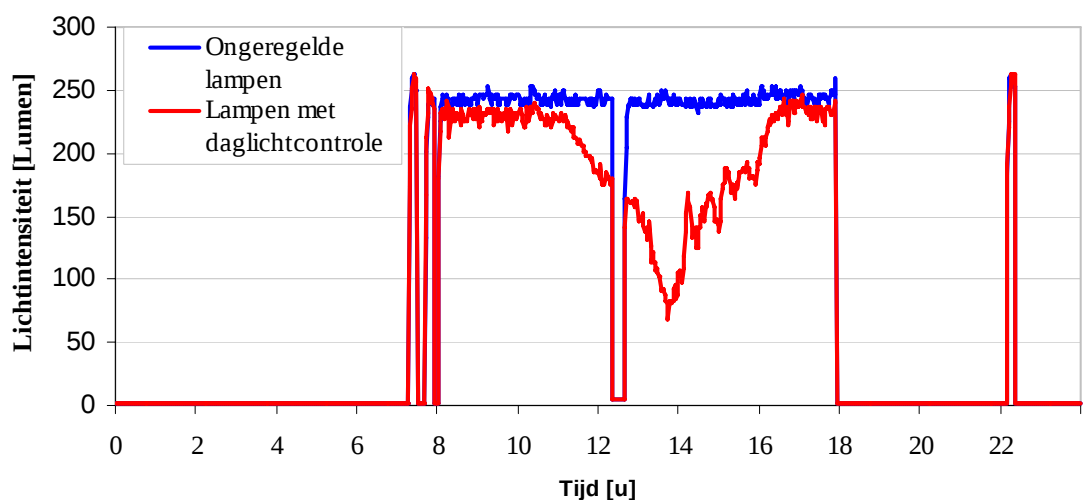
4.2. Resultaten

4.2.1. Verlichting

Hoewel een indeling van de laboratoria in vermogensklassen enkel gebeurt op basis van vermogensdichtheden van de toestellen, mag verlichting niet over het hoofd gezien worden bij het begroten van een HVAC-installatie. Door metingen wensen we een idee te krijgen van de grootteorde van deze warmtebron.

De laboratoria van het MRB zijn met een aanwezigheidssensor uitgerust. Deze schakelt de verlichting aan enkel wanneer het lokaal bemand is en vermijdt zo nutteloos energieverbruik. In de overige lokalen wordt de verlichting met een tuimelschakelaar bediend. Indien wordt nagelaten deze's nachts uit te schakelen dan leidt dit uiteraard tot een verhoogd dalverbruik op de vermogenskarakteristiek. Dit is in Figuur 4.2 duidelijk zichtbaar op dinsdagavond.

In de laboratoria zijn de lichten bij het raam bovendien voorzien van een dimmer met daglichtcontrole: bij toenemende zonnestraling worden deze automatisch gedimd. Dit merken we duidelijk op Figuur 4.3. Bij de lampen aan het raam wordt de lichtintensiteit beduidend lager wanneer de zonnestraling binnentreedt. De registratie van de lichtintensiteit gebeurde met een HOBO-logger²⁰ die op zodanige wijze in de lichtarmatuur werd geplaatst dat het toestel enkel kunstmatig licht opving.



Figuur 4.3: Vergelijking van het verloop van de lichtintensiteit voor lampen met en zonder daglichtcontrole voor vrijdag 24/02/06 in lokaal 120028.

²⁰ De HOBO-logger werd reeds kort beschreven in Hoofdstuk 3. Zijn specificaties zijn in Bijlage 3.1 bevat.

Tabel 4.1 bevat waarden voor het verlichtingsverbruik van enkele modules, zoals deze met HIOKI-meters werden opgenomen.

Periode	Verdieping	Module	Piek [W]	Dal [W]	Weekend [W]	Maximaal[W]
16/2 – 3/2/06	1 ^{ste}	B	1574	224	75	2290
23/2 – 2/3/06	1 ^{ste}	C	1247	232	124	2270
10/3 – 7/3/06	Gelijkvloers	D	1153	25	20	2070

Tabel 4.1: Gemiddeld verbruik van de verlichting gedurende piekuren, daluren en weekend én maximaal geregistreerd verbruik.

Uit waarneming blijkt dat toestellen-, opslag- en bergingsruimtes slechts zelden worden bemand. We kunnen dan ook stellen dat enkel de overige lokalen - laboratoria, bureaus en gang - het verlichtingsverbruik bepalen. Het totaal geïnstalleerd vermogen aan verlichting in deze ruimtes zou dan ook vrij goed moeten overeenstemmen met het maximaal vermogen uit Tabel 4.1. Dit geïnstalleerd vermogen wordt in onderstaande Tabel 4.2 berekend.

Lokaal	Aantal lampen	Geïnstalleerd vermogen [W]
Gang	8	288
Bureau 1	6	216
Bureau 2	8	288
Labo 1	16	576
Labo 2	12	432
Labo 3	14	504
Totaal	64	2304

Tabel 4.2: Aantal lampen en overeenkomstig geïnstalleerd verlichtingsvermogen voor enkele lokalen van één module.

In vergelijking met de gemeten piekwaarden van modules B en C bedraagt het verschil minder dan 1%. In module D overstijgt het geïnstalleerd vermogen het maximaal vermogen met 10% ²¹. De resultaten bevestigen dus onze waarneming. In de simulaties van Hoofdstuk 6 en 7 verwaarlozen we dan ook de verlichting in toestellen-, opslag- en bergingsruimtes.

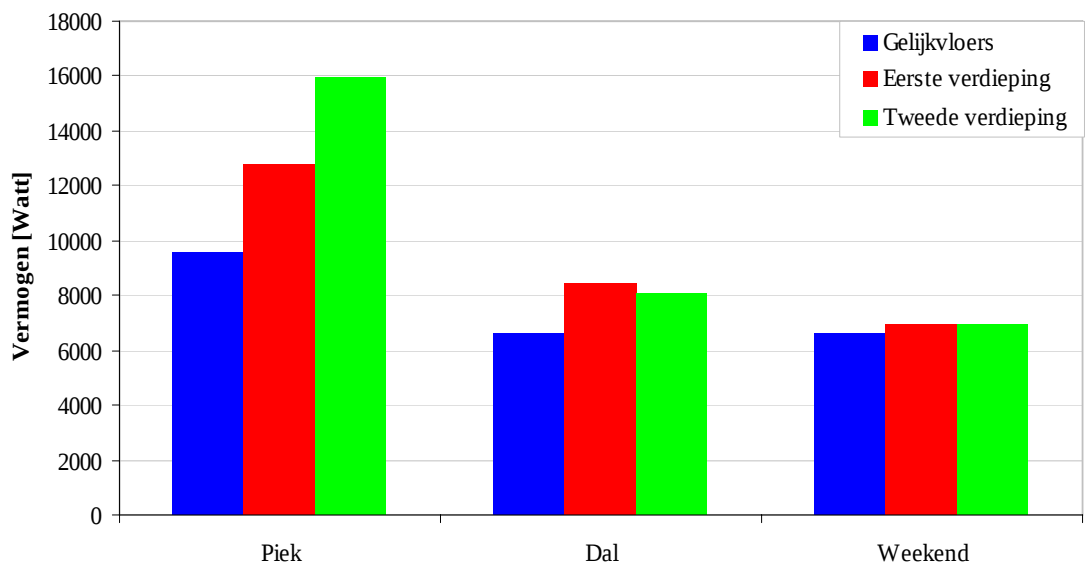
²¹ In deze module is de afdeling neus-keel-oor gevestigd. Deze afdeling blijkt niet sterk bemand wat het lage piekvermogen kan verklaren.

4.2.2. Toestellen

De vermogensprofielen van alle 36 laboratoria en 24 toestellenruimtes werden elk gedurende een week geregistreerd²². Het kringnummer van het elektrisch bord en de start- en einddatum van elke meting worden in Bijlage 4.2 opgelijst. Een overzicht van de gemiddelde vermogens tijdens piekuren, daluren en weekend vinden we in Bijlage 4.3 terug.

Zoals eerder vermeld, is wat de koellast betreft een vergelijking tussen lokalen onderling slechts relevant op basis van vermogensdichtheid. De sommatie van vermogens over meerdere lokalen kan in bepaalde gevallen echter bijkomende inzichten verschaffen. Twee verdienen onze aandacht.

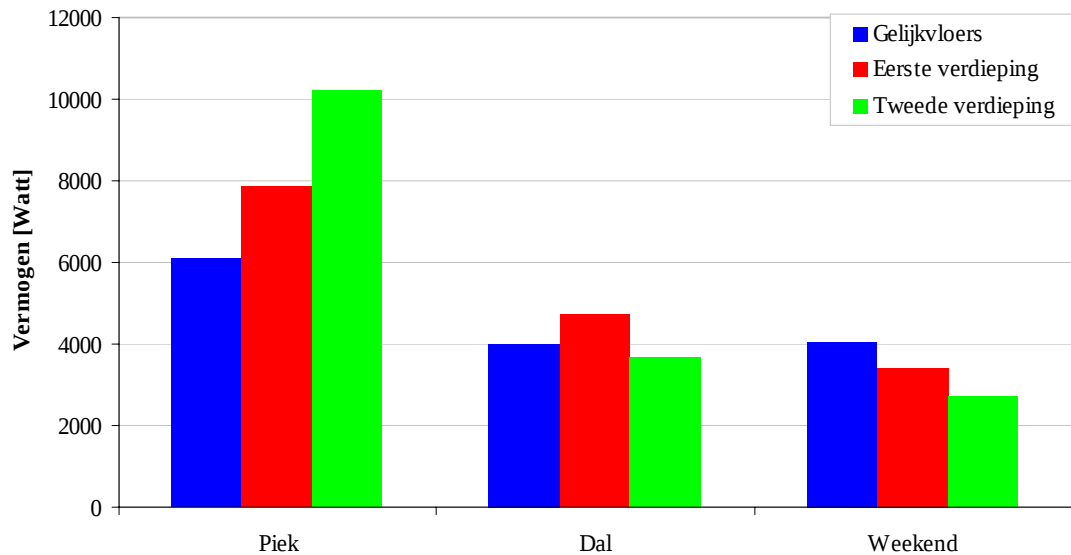
Op Figuur 4.4 wordt het totale vermogen van de drie verdiepingen met elkaar vergeleken. Onmiddellijk valt het sterke verschil op tussen de verdiepingen onderling tijdens de piekuren. Dit verschil vinden we tijdens de daluren nauwelijks en tijdens het weekend helemaal niet terug. Op het gelijkvloers ligt het verbruik tijdens de piekuren 45 % hoger dan tijdens de week, op de eerste verdieping is dit 84%, op de tweede verdieping zelfs 130%.



Figuur 4.4: Gesommeerd vermogen van alle laboratoria en toestellenruimtes gedurende piekuren, daluren en weekend.

²² De toestellenruimtes werden echter per twee opgemeten. Dit volgt uit de structuur van de hoofdkringen van het elektrisch bord, zie ook voetnoot 19.

Voorgaande vaststelling geldt a fortiori als we enkel het verbruik van de laboratoria gaan sommeren (zie Figuur 4.5). Het weekendverbruik is hier het hoogst op het gelijkvloers en het laagst op de tweede verdieping. Het omgekeerde geldt voor het piekverbruik. De vermogenswaarden voor weekend- en piekuren liggen hier dus nog verder uit elkaar: 51%, 131% en 272% voor respectievelijk gelijkvloers, eerste verdieping en tweede verdieping.



Figuur 4.5: Gesommeerd vermogen van alle laboratoria gedurende piekuren, daluren en weekend.

Bovenstaande verschillen kunnen verklaard worden door de activiteiten op de drie verdiepingen nader te beschouwen en dan vooral het toestelgebruik dat hiermee gepaard gaat. De eerste en tweede verdieping van het MRB worden door de afdeling genetica ingenomen. Hier treffen we veel toestellen van middelhoog vermogen aan die echter voortdurend menselijke tussenkomst vereisen. Voorbeelden zijn centrifuges, schudders, oventjes en PCR-toestellen. Vooral deze laatste zijn typisch voor genetische laboratoria. Ze kopiëren DNA-strengen door continu de temperatuur van hoog naar laag te laten variëren. Het kenplaatvermogen van deze toestellen kan dan ook tot 1600W bedragen²³.

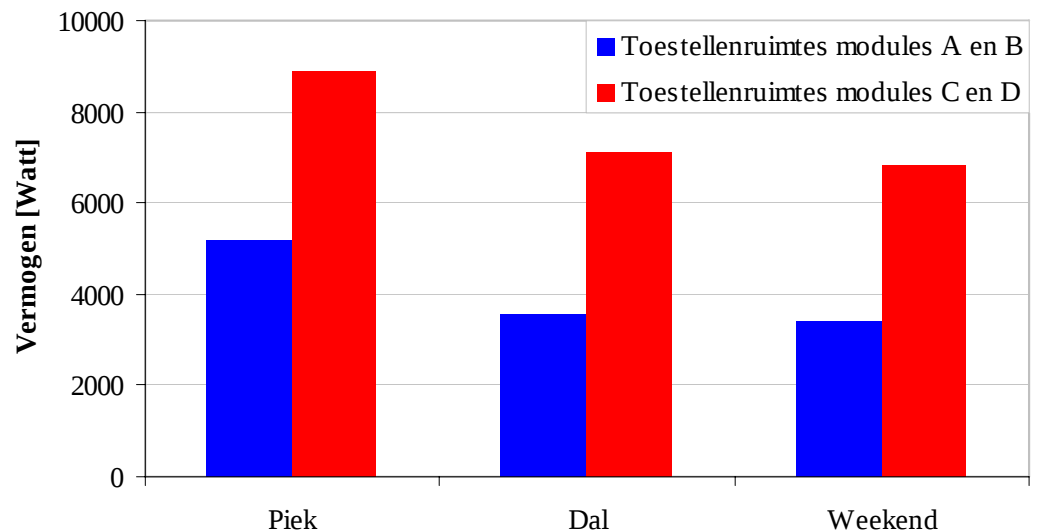
Het onderzoek in de afdelingen van het gelijkvloers²⁴ berust nauwelijks op dergelijke toestellen. Dit verklaart het kleinere verschil tussen piek- en dalverbruik hier.

Het weekend- en dalverbruik van de laboratoria komt hoofdzakelijk op rekening van de koelkasten en diepvriezers die in alle afdelingen van het MRB aanwezig zijn.

²³ Zoals blijkt uit de thesis van Frederik Van den Abeele, 'Warmte- en energiestudie van het farmaciegebouw' [12] stemmen de vermogens op de kenplaat van elektrische toestellen meestal overeen met het piekvermogen. Vaak wordt aangenomen dat het piekvermogen vier maal hoger ligt dan het werkelijk vermogen.

²⁴ Op het gelijkvloers zijn de afdelingen dermatologie, reumatologie en neus, keel en oor gevestigd.

We komen tot een tweede opvallende vaststelling wanneer we de vermogens van alle toestellenruimtes in de modules A en B enerzijds en de modules C en D anderzijds gaan sommeren. Het resultaat hiervan zien we op Figuur 4.6.



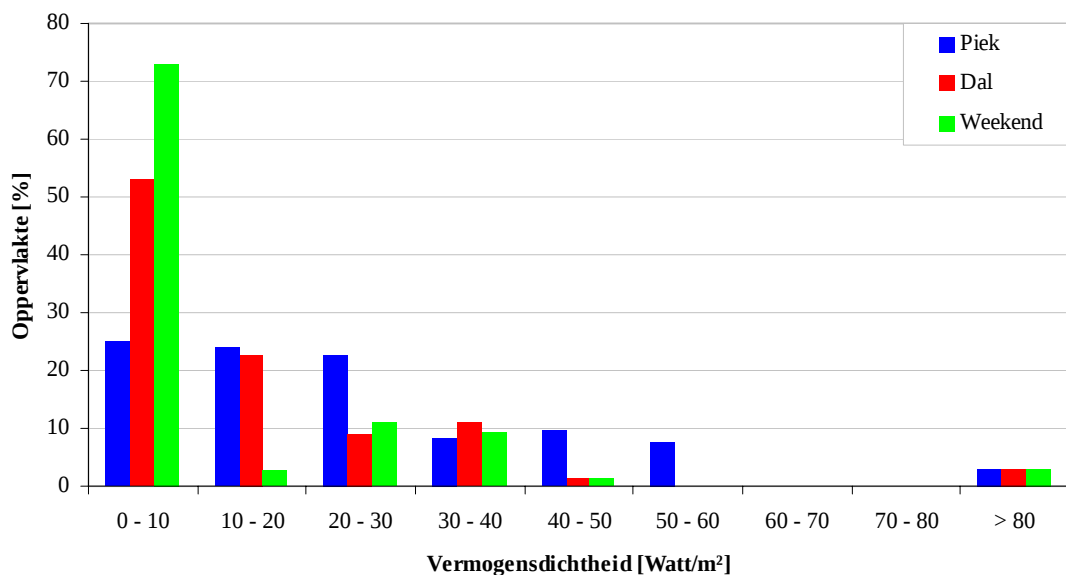
Figuur 4.6: Gesommeerd vermogen van de toestellenruimtes in de modules A en B, respectievelijk C en D gedurende piekuren, daluren en weekend.

Tijdens de piekuren overstijgt het toestelverbruik van de toestellenruimtes in de modules C en D dat van de modules A en B met 70%. Tijdens daluren en weekend bedraagt deze zelfs het dubbele. De reden hiervoor is dat de toestellenruimtes in A en B soms een andere functie innemen dan hun naam doet vermoeden: de toestellenruimten 100.016 en 100.017 bijvoorbeeld worden als opslagruimtes gebruikt terwijl 120.021 als archieflokaal dienst doet. Van deze vaststelling wordt gebruik gemaakt in Hoofdstuk 6 waar we met het oog op de simulaties het gebouw in zones zullen indelen. In Hoofdstuk 7 wordt op basis van deze simulaties nagegaan of de hogere warmtelast in de modules C en D het temperatuursprofiel of de koelvraag van deze zone sterk beïnvloedt.

In Bijlage 4.4 vinden we voor alle laboratoria en toestellenruimtes de vermogensdichtheden in tabelvorm terug. Een grafische voorstelling van deze resultaten is in Bijlage 4.5 weergegeven. Bij elke vermogensdichtheidsklasse wordt hier aangegeven hoeveel vierkante meter oppervlakte tot deze klasse behoort.

Onderstaande Figuur 4.6 stelt hetzelfde voor maar hier wordt de oppervlakte als percentage van de totaal opgemeten oppervlakte uitgedrukt. We stellen vast dat tijdens de piekuren 71% van de totale oppervlakte een vermogensdichtheid tussen 0 en 30 W/m² heeft. Tijdens de daluren en in het weekend zit in deze range al 85% van de oppervlakte vervat. In deze periodes merken we ook dat een steeds groter deel van de oppervlakte in de laagste vermogensklasse kan samengebracht worden.

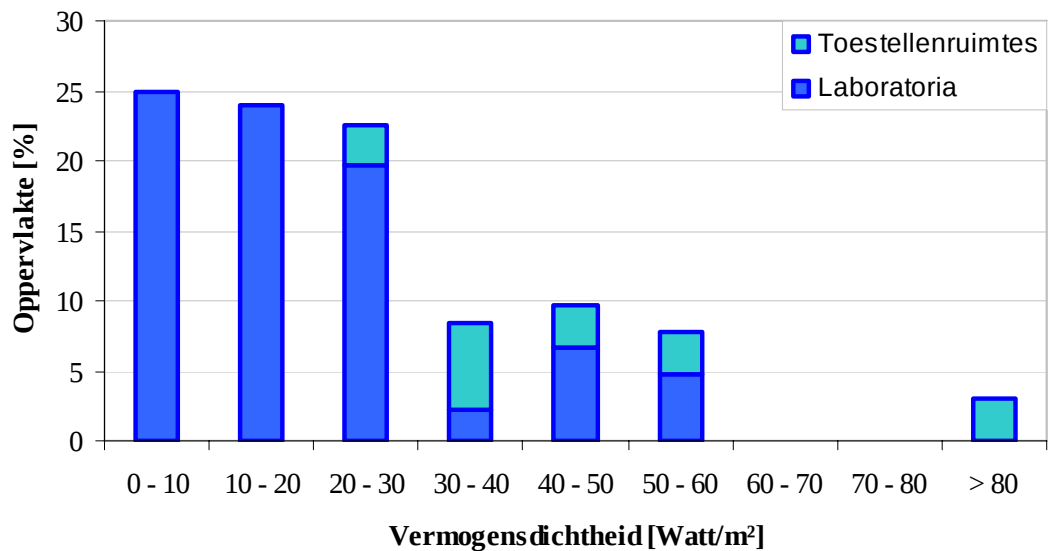
In de hoogste vermogensklasse -boven 80 W/m²- treffen we 3% van de totale oppervlakte aan voor zowel de piekuren, de daluren als het weekend. Hierin zitten twee paar toestellenruimtes uit de modules C en D vervat²⁵. Het gemiddeld vermogenprofiel in functie van de tijd verloopt hier vlak. De toestellen werken immers continu en hun vermogensprofiel wordt door de aanwezigheid van mensen niet beïnvloed.



Figuur 4.6: Procentuele oppervlakteverdeling in vermogensdichtheidsklassen voor alle laboratoria en toestellenruimtes van het MRB tijdens piekuren, daluren en weekend.

²⁵ Dit zijn de lokalen 120.046-120.047 en 120.042-120.043.

De vermogensdichtheden tijdens de piekuren worden in Figuur 4.7 verder opgedeeld onder toestellenruimtes en laboratoria. Zoals te verwachten valt worden de drie laagste vermogensklassen vrijwel uitsluitend door laboratoria ingenomen. 83% van de totale laboratoriumoppervlakte zit hierin vervat. Wat de toestellenruimtes betreft kunnen we een analoge opmerking maken voor de volgende drie vermogensklassen. 67% van de totale oppervlakte aan toestellenruimtes bevindt zich tijdens de piekuren tussen 30 en 60 W/m².

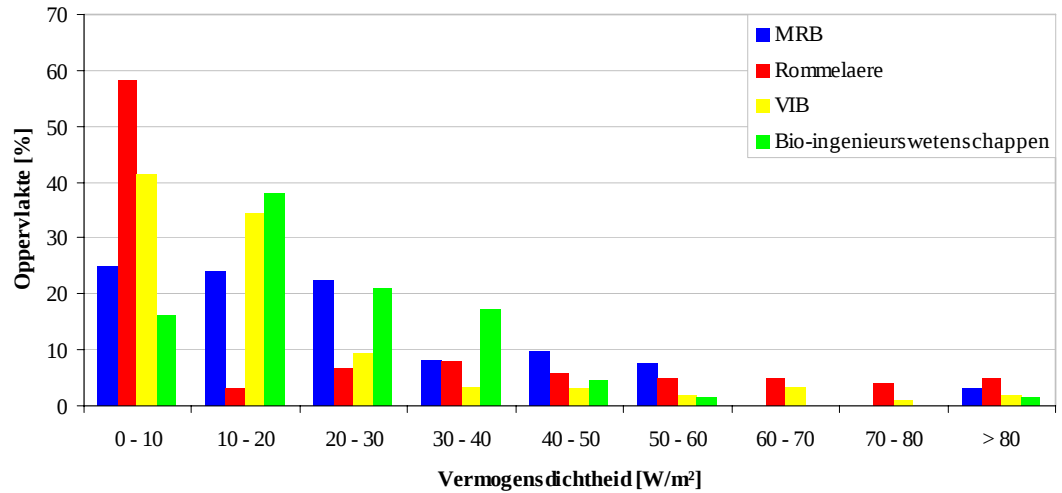


Figuur 4.7: Procentuele oppervlakteverdeling per vermogensdichtheid tijdens piekuren met een onderverdeling tussen de laboratoria en toestellenruimtes van het MRB.

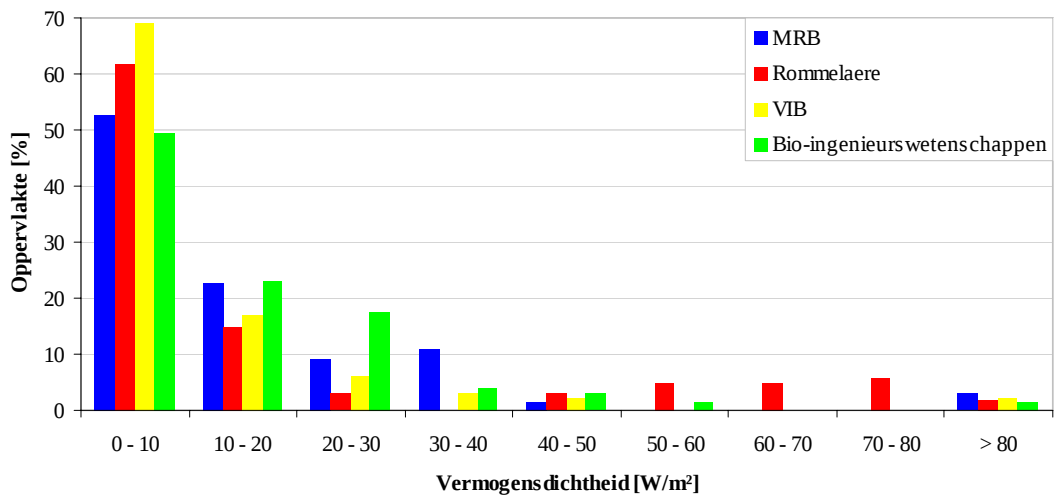
Tot slot van dit hoofdstuk wordt de procentuele oppervlakteverdeling in vermogensdichtheidsklassen, zoals die voor het MRB opgemeten werd, vergeleken met die van drie andere labogebouwen. Het betreft hier het blok B van de faculteit Bio-ingenieurswetenschappen [2], het VIB-gebouw [3] en het Rommelaere-instituut [4], die allen in het kader van een thesis bestudeerd werden.

De indeling in klassen van het MRB vertoont het meest gelijkenis met die van het gebouw van de Bioingenieurswetenschappen. Tijdens de piekuren (Figuur 4.8) is de oppervlakte vrij evenwichtig verdeeld over de lage en middelhoge vermogensklassen, d.i. tot rond 50 W/m². In de daluren (Figuur 4.9) vindt een verschuiving plaats naar de laagste vermogensklassen. In het Rommelaere-instituut is het aandeel van de laagste vermogensklasse reeds aanzienlijk tijdens de piekuren en neemt het tijdens de daluren nog slechts bescheiden toe. Dit kan erop wijzen dat hier minder toestellen aanwezig zijn die manueel worden bediend.

In de hoogste vermogensklasse vinden we tijdens de piekuren voor alle gebouwen een klein oppervlaktepercentage terug. Dit komt typisch overeen met een toestellenruimte en blijft dus vrijwel ongewijzigd tijdens de daluren.



Figuur 4.8: Procentuele oppervlakteverdeling in vermogendichtheidsklassen tijdens de piekuren voor vier verschillende labgebouwen.



Figuur 4.9: Procentuele oppervlakteverdeling in vermogendichtheidsklassen tijdens de daluren voor vier verschillende labgebouwen.

Hoofdstuk 5: Koeling

In Hoofdstuk 2 werd reeds een overzicht gegeven van de koelinstallatie van het MRB. Het huidige hoofdstuk belicht zijn hoofdcomponenten: de luchtgekoelde machine, de watergekoelde machine en de bijhorende koeltoren. Voor een goed begrip van de machines is kennis van de koelcyclus wenselijk. We beginnen dit hoofdstuk dan ook met een korte beschrijving hiervan.

5.1 De koelcyclus

5.1.1 Algemeen werkingsprincipe

In een koelcyclus wordt een koelvloeistof aangewend om warmte uit een koud medium (op temperatuur T_L) te onttrekken en aan een warm medium (op temperatuur T_H) af te staan. Op Figuur 5.1 onderscheiden we de vier opeenvolgende stappen van een koelcyclus:

- Warmteopname in de verdamper.
Het koelmiddel ondergaat bij een temperatuur voldoende onder T_L ²⁶ een faseverandering van vloeistof naar damp. De warmte Q_L die hiervoor nodig is wordt onttrokken uit het koude medium.
- Compressie.
Het koelmiddel wordt samengedrukt waardoor zowel druk als temperatuur toenemen. Hiervoor moet een arbeid W_{in} geleverd worden. Het gecomprimeerde fluïdum bevindt zich gedurende de compressie in een volledig gasvormige toestand²⁷. Een tweefasig vloeistof-gasmengsel wordt vermeden omdat waterdruppels tot beschadiging van de compressor kunnen leiden.
- Warmteafgifte in de condensor.
Het koelmiddel wordt bij een temperatuur voldoende boven T_H ²⁸ gecondenseerd en geeft zijn hierbij gecreëerde warmte Q_H af aan het warme medium.

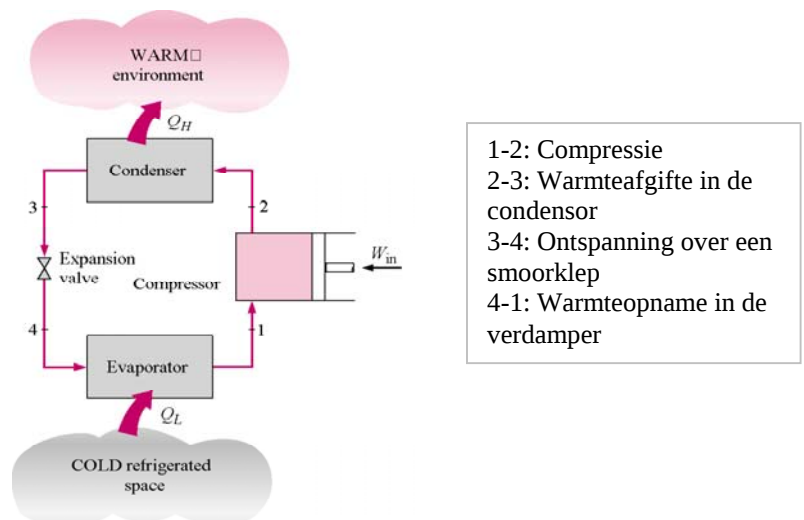
²⁶ Om in de verdamper een warmteoverdracht te realiseren, voldoende om het koude medium op een temperatuur T_L te houden, dient het koelmiddel tot een temperatuur onder T_L gekoeld te worden. Een warmteoverdracht tussen fluïda op gelijke temperatuur zou immers warmtewisselaars van oneindige oppervlakte vergen.

²⁷ Hiervoor wordt vaak de term ‘dry compression’ gebruikt.

²⁸ Analoog als bij de verdamper is dit om de afmetingen van de warmtewisselaar binnen de perken te houden.

- Ontspanning over een smoorklep.

Het koelmiddel wordt ontspannen tot het initiële druk- en temperatuurniveau van de verdamper. Principeel zou bij deze stap arbeid kunnen gerecupereerd worden door de ontspanning over een turbine te laten gebeuren. Deze arbeid zou echter slechts een fractie zijn van de tijdens compressie geleverde arbeid en is dus te klein om op een economische wijze te kunnen worden teruggewonnen.



Figuur 5.1: Schematische voorstelling van een koelcyclus.

5.1.2 COP van een koelcyclus

Een koelcyclus is des te efficiënter naarmate meer gekoeld kan worden bij eenzelfde geleverde compressie-arbeid. Het is dan ook logisch de performantiecoëfficiënt voor een koelcyclus (coefficient of performance, COP) te definiëren als de verhouding van de onttrokken warmte Q_L tot de geleverde arbeid W_{in} :

$$COP = \frac{Q_L}{W_{in}}$$

In het ideale geval verloopt een koelcyclus volgens een zogenaamde Carnot-cyclus. Deze is enkel theoretisch realiseerbaar en zijn COP wordt uitsluitend door de temperaturen van de aangrenzende reservoirs bepaald:

$$COP_{\max} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

De Carnot cyclus wordt samen met de bovenstaande formule in Bijlage 5.1 toegelicht.

5.2 De koelmachines van het MRB

5.2.1 Inleiding

Het ijswater dat naar de primaire en de secundaire koelbatterijen van de HVAC-installatie stroomt wordt geleverd door twee types koelmachines. Een luchtgekoelde machine gebruikt de – door ventilatoren geforceerde – stroming van buitenlucht over de condensor om warmte te verwijderen. Bij een watergekoelde machine wordt warmte opgenomen door de condensor met koelwater te laten doorstromen. Dit water wordt op zijn beurt door een koeltoren gekoeld.

5.2.2 Nominale COP van de koelmachines

De belangrijkste technische specificaties van beide koelmachines zijn in Bijlage 5.2 opgelijst. We stellen hier vast dat de luchtgekoelde machine voor een groter koelvermogen is ontworpen²⁹. De COP van de watergekoelde machine blijkt bij vollast echter veel hoger te liggen: voor de watergekoelde machine wordt door de constructeur een COP van 5,11 vooropgesteld tegenover 2,78 voor de luchtgekoelde machine.

De COP is bij vollast echter niet constant maar varieert in functie van de temperatuur aan de condensorzijde. Bij een toenemende condensortemperatuur neemt de COP voor beide koelmachines af³⁰, zoals we uit de vollastcurves van de constructeur kunnen afleiden (zie Figuur 5.2). Bij een luchtgekoelde machine beschouwen we de buitenluchttemperatuur als de referentietemperatuur; bij een watergekoelde machine is dit de ingangstemperatuur van de koeltoren.

We zien opnieuw dat de watergekoelde machine over het volledige temperatuursgebied efficiënter is dan de luchtgekoelde machine. Een afweging tussen beide machines mag echter niet enkel gebeuren op basis van deze waarden.

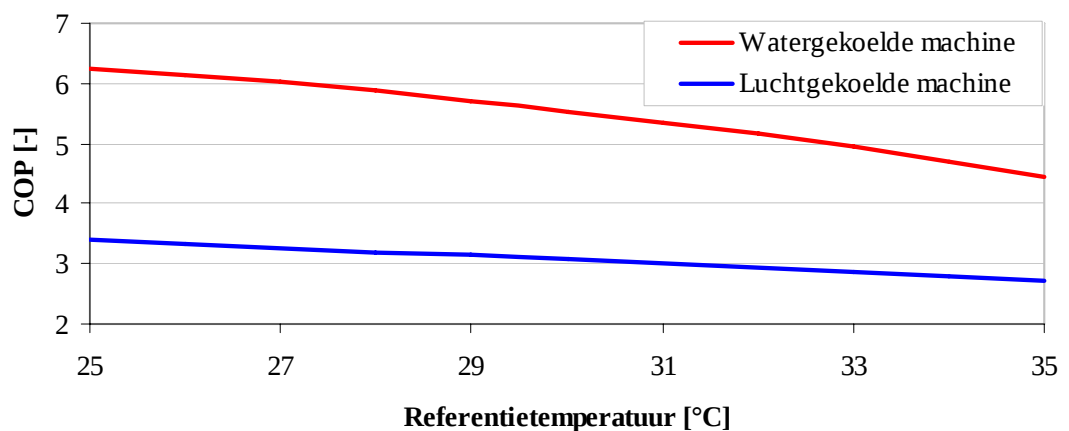
²⁹ De ijswaterpompen van het MRB zijn zodanig gedimensioneerd dat bij een retourtemperatuur van 16°C het vollastvermogen van de beide machines bereikt wordt. De ijswaterpomp van de luchtgekoelde machines is dus voor een groter debiet ontworpen. Het debiet van beide pompen is constant in de tijd.

³⁰ Dit kunnen we ook afleiden uit de COP-formule voor een Carnot cyclus. Hoewel de COP van deze theoretische cyclus de werkelijke COP meestal sterk overstijgt is ze kwalitatief een goede maatstaf voor het verloop van de COP in functie van de temperatuur.

Het bijkomend energieverbruik van de koeltorenventilatoren en -pompen wordt in bovenstaande COP immers niet meegerekend. Bij de luchtgekoelde machine zit het verbruik van de ventilatoren echter wel in de COP vervat. Een eerlijke vergelijking tussen de beide performanties gebeurt dus op basis van het totale energieverbruik.

Een tweede factor is de gevoelige meerkost die met een koeltoren gepaard gaat. Deze doet zowel installatie- als gebruikskosten toenemen. De gebruikskosten behandelen we verder in Hoofdstuk 5.3.

Ten derde is het weinig relevant om de afwegingen enkel op basis van de vollastcurve te maken, zoals wordt uitgelegd in het volgende hoofdstuk.



Figuur 5.2: Verloop van de COP voor de watergekoelde en luchtgekoelde machine in functie van respectievelijk de ingangstemperatuur van de koeltoren en de buitenluchttemperatuur.

De regeling stuurt de luchtgekoelde machine uit als de temperatuur onder 5°C zakt omwille van het risico op bevriezing bij de watergekoelde machine. Bij hogere temperaturen krijgt de watergekoelde machine prioriteit wegens zijn betere COP en springt de luchtgekoelde bij als de watergekoelde zijn maximale capaciteit heeft bereikt. Dit bleek echter zelfs op lentedagen met buitentemperaturen tot 30°C nog niet het geval te zijn.

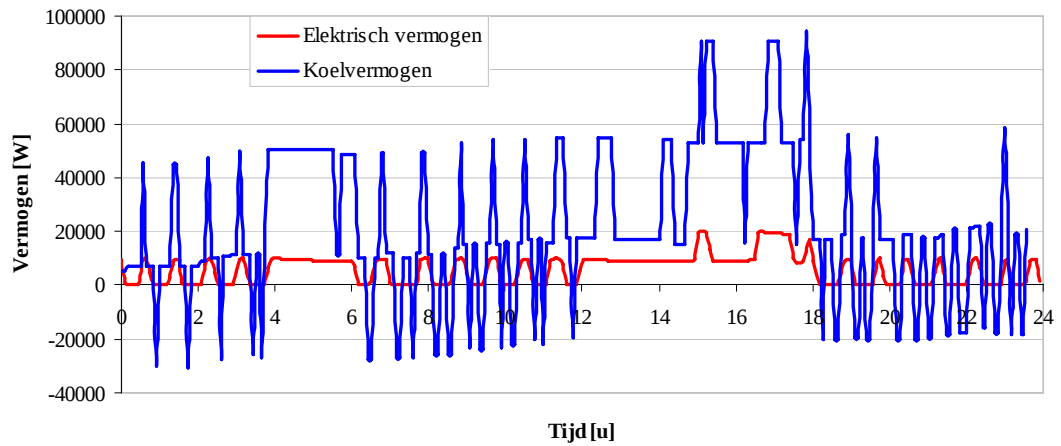
5.2.3 Werkelijke COP van de watergekoelde machine³¹

Zelfs indien we ervan uitgaan dat de koelmachines van het MRB perfect gedimensioneerd³² zijn, staat de machine met de hoogste COP bij vollast nog niet garant voor de meest energie-efficiënte werking doorheen het jaar. De koellast, waarvoor de installatie nominaal is berekend, is immers bemeten voor een extreme zomerdag. Gedurende het grootste deel van het jaar werkt de machine bij een lagere belasting, deellast genoemd.

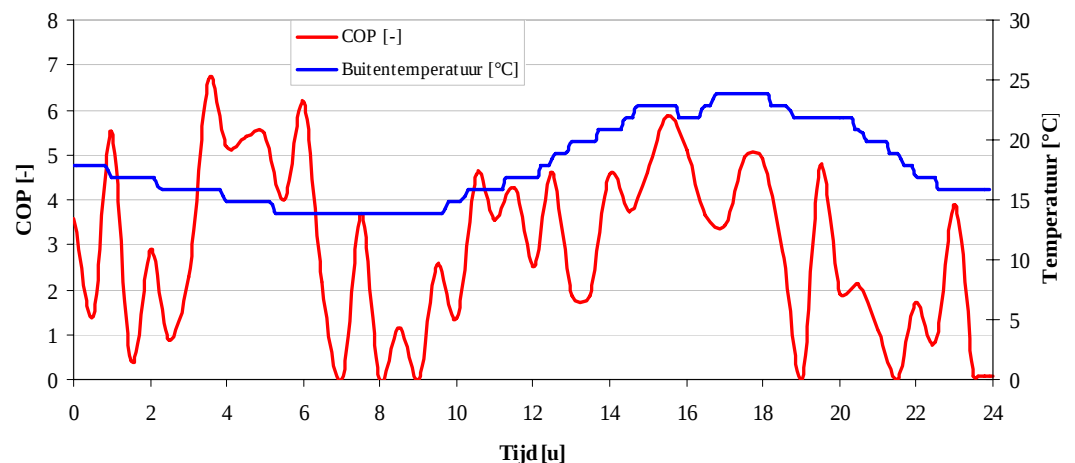
³¹ Door een defect aan de compressoren kon de COP van de luchtgekoelde machine niet worden opgemeten.

³² Een perfecte dimensionering zou betekenen dat het koelvermogen bij vollast perfect met de maximale koelvraag overeenstemt.

We vinden op Figuur 5.3 het verloop van het koel- en het elektrisch vermogen van de watergekoelde machine terug, zoals geregistreerd op donderdag 18 mei 2006. Het temperatuursverloop van deze dag staat op Figuur 5.4 afgebeeld en ligt tussen 15 en 20°C.



Figuur 5.3: Verloop van het opgemeten elektrisch en koelvermogen van de watergekoelde machine op donderdag 18 mei 2006



Figuur 5.4: Verloop van de COP van de watergekoelde machine (linkse as) en de buitentemperatuur (rechtse as) op donderdag 18 mei 2006

Uit de meting van het elektrisch vermogen³³ (rode lijn op Figuur 5.3), komt duidelijk het schakelgedrag van de compressoren naar voor. De watergekoelde machine heeft een nominaal elektrisch vermogen van 40 kW, dat gelijkmatig over vier compressoren is verdeeld. Bij een hogere koelvraag worden meer compressoren ingeschakeld waardoor de koelcapaciteit van de machine kan verhogen. Het elektrisch vermogen blijkt op Figuur 5.4 inderdaad continu te schommelen tussen 0, 10 en 20 kW, wat dus overeenkomt met het schakelen van 0, 1 en 2 compressoren. In Bijlage 5.3 vinden we een vermogenprofiel terug waarin ook tot 30 kW wordt geschakeld³⁴.

³³ Dit is net zoals in Hoofdstuk 4 met een HIOKI-meter bepaald.

³⁴ In deze periode kon de COP van de koelmachine echter niet worden berekend vermits de retourtemperaturen van het ijswater in deze periode niet geregistreerd werden.

Het koelvermogen (blauwe lijn op Figuur 5.3) wordt berekend op basis van de vertrektemperatuur (T_{vertrek}) en de retourtemperatuur (T_{retour}) van het ijswater en het (constante) debiet van de ijswaterpomp ($\dot{m}$), via onderstaande formule:

$$Q_{\text{koel}} = c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{\text{retour}} - T_{\text{vertrek}})$$

In Figuur 5.3 blijkt de retourtemperatuur soms lager te liggen dan de vertrektemperatuur. Dit betekent uiteraard niet dat het ijswater bij het doorlopen van de koelbatterijen extra zou zijn gekoeld. Het verschijnsel kan wel verklaard worden uit de werking van het buffervat bij geringe koelvraag.

Wanneer de koelmachine in werking treedt daalt de vertrektemperatuur van het ijswater en nemen we een stijging van het koelvermogen waar op Figuur 5.3. Gedurende de nacht is de vraag naar ijswater in de koelbatterijen van het gebouw zeer gering waardoor een groot deel van het ijswater via het buffervat terug naar de ingang van de koelmachine wordt gestuurd. Wanneer de koelmachine na enkele minuten uitschakelt blijft de retourtemperatuur aan de uitgang van het buffervat zijn temperatuur even behouden. De ijswatertemperatuur zal bij het doorlopen van de leidingen, de pomp en de verdamper echter licht toenemen, waardoor de temperatuur aan de ingang van het buffervat (de vertrektemperatuur) onder de retourtemperatuur komt te liggen.

Aan de hand van bovenstaande redenering kunnen we uit de continue omschakeling van positieve naar negatieve koelwaarden afleiden dat de koelvraag in de daluren vrijwel nihil is. We bepalen de werkelijke koelvraag over een periode door de oppervlakte tussen de blauwe lijn en de x-as voor deze periode te berekenen. Wanneer de blauwe lijn onder de x-as komt wordt de oppervlakte als negatief gerekend.

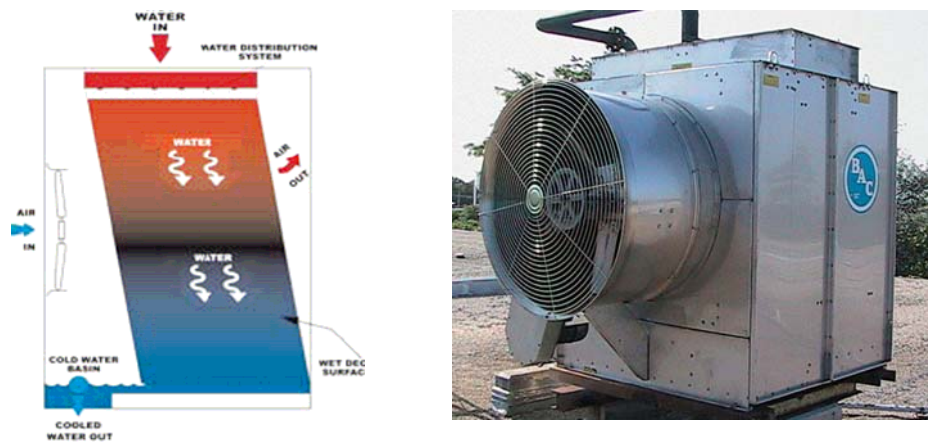
In de daluren zijn de positieve en negatieve oppervlaktes vrijwel gelijk. Tussen 12 en 18 uur is de koelvraag continu positief, mede als gevolg van de hogere buitentemperatuur in deze periode (zie Figuur 5.4).

Op basis van het koel- en elektrisch vermogen wordt op Figuur 5.4 de COP van de watergekoelde machine berekend. Deze waarde blijkt sterk te schommelen.. We stellen ook vast dat de ‘voorgeschreven’ COP van 6 bij deellast vrijwel nooit wordt gehaald. De gemiddelde COP voor het volledige etmaal bedraagt slechts 3,5. Uit de simulaties van Hoofdstuk 7 blijkt de COP van de volledige installatie – door het extra verbruik van de koelwaterpomp en de ventilator – nog 5% te zakken (zie Bijlage 7.7). Dit zou in deze situatie in een COP van 3,3 resulteren.

5.3 De koeltoren

5.3.1 Principiële werking

De principiële werking van een koeltoren wordt in Figuur 5.5a toegelicht. Het warme koelwater wordt tot in een verdeelbekken boven op de koeltoren gestuwd. Vandaar stroomt het naar beneden door een vulpakket. Dit is een pakket parallelle platen, bedoeld om het water in fijne druppels op te breken. Dwars hierop wordt met een ventilator verse lucht door het vulpakket geblazen, waardoor een klein deel van het water verdampt. Het verdampende water onttrekt warmte aan het overige water. Dit koelprincipe wordt evaporatieve koeling genoemd. Het afgekoelde water stroomt vervolgens in een verzamelbak vanwaar het terug naar de condensorzijde van de watergekoelde machine wordt gepompt. Door de verdamping verdwijnt water uit het koelcircuit. Dit verlies wordt door de toevoer van vers suppletiewater gecompenseerd.



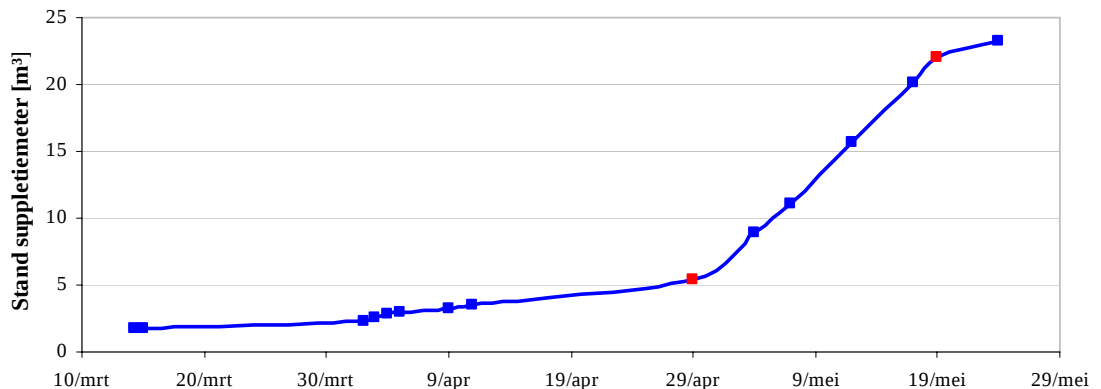
Figuur 5.5: Principiële werking (a) en foto (b) van de koeltoren van het MRB.

In tegenstelling tot bij koeling door luchtstroming over een warmtewisselaar – wat voorkomt bij luchtgekoelde machines – kan de condensorzijde van de koelmachine bij evaporatieve koeling tot onder de temperatuur van de omgevende lucht worden gekoeld³⁵. In zomercondities is dit zeer interessant.

³⁵ Theoretisch kan de adiabate saturatietemperatuur worden bereikt. Dit is de temperatuur die niet-gesatureerde lucht bereikt wanneer deze zonder warmteuitwisseling met de omgeving (d.i. adiabaat) in contact wordt gebracht met water en dit totdat de lucht volledig gesatureerd is. De adiabate saturatietemperatuur kan benaderd worden door de natte bol temperatuur, wat op een psychometrisch diagram kan worden afgelezen, zie Bijlage 3.1.

5.3.2 Koelwaterverbruik

Bij de ingebruikname van een gelijkaardige koeltoren in het VIB-gebouw³⁶, bleek het verbruik aan suppletiewater veel hoger dan verwacht. We wensen na te gaan of dit hoge verbruik ook in het MRB geldt. Daartoe werd een debietmeter op de suppletieleiding naar de koeltoren geplaatst. Op Figuur 5.6 vinden we het verloop van de tellerstand terug voor de periode van begin maart tot eind mei.



Figuur 5.6: Verloop van de tellerstand van de debietmeter [in m³], geplaatst op de suppletieleiding naar de koeltoren.

We kunnen drie regimes onderscheiden:

- Tot begin mei is het suppletiewaterverbruik relatief laag. We stellen vast dat het verbruik vrijwel lineair verloopt met een richtingscoëfficiënt van 115 kg water per dag. Door de lage koelvraag in deze periode en de lage temperaturen buiten, verdampt er nauwelijks koelwater.
- Van 1 tot 19 mei neemt het koelwaterverbruik sterk toe tot 830 kg water per dag. Dit is in overeenkomst met het verloop van de buitentemperatuur uit Bijlage 5.4. De buitentemperatuur neemt vanaf begin mei immers zomerse waarden aan. Indien we er vanuit gaan dat de koeltoren in deze periode elke dag gedurende zes uur continu doorstroomd wordt, dan bedraagt het aandeel van het verdampingsdebiet 03% van het totale koelwaterdebiet. Dit is een aanvaardbaar percentage.
- Vanaf 19 mei stellen we een daling vast in het suppletiewaterverbruik. Opnieuw is er een overeenkomst met het verloop van de buitentemperatuur. Vanaf 19 mei zakt deze gevoelig.

³⁶ De HVAC-installatie van dit gebouw werd bestudeerd in de thesis van Bruno Raeymaekers [9].

Hoofdstuk 6: Opbouw van het simulatiemodel in Trnsys

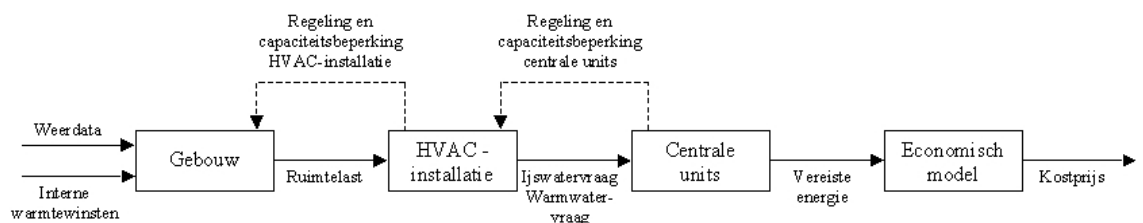
In het eerste deel van dit hoofdstuk lichten we het belang van een gebouwensimulatie toe. Daarna ontleden we de verschillende stappen die tot een aanvaardbaar model hebben geleid. De simulatieresultaten komen pas in hoofdstuk 7 aan bod.

6.1 Inleiding

6.1.1 Belang en opbouw van een simulatiemodel

Op basis van metingen alleen is het vaak moeilijk na te gaan of een HVAC-installatie op de energetisch en economisch meest efficiënte manier werkt. Een alternatieve regeling of een gewijzigde opstelling van de installatie kan in de realiteit pas toegepast worden indien deze met zekerheid tot betere resultaten leidt.

Vanuit dit perspectief kunnen gebouwensimulaties een grote dienst bewijzen. Indien we over een computermodel beschikken dat zowel het gebouw als de volledige HVAC-installatie realistisch beschrijft, dan kan de impact van alle mogelijke regelstrategieën moeiteloos nagegaan worden. Bovendien kunnen de verkregen resultaten als inspiratie dienen bij het ontwerp van toekomstige installaties.



Figuur 6.1: Schema van een simulatiemodel

Figuur 6.1 toont hoe een simulatiemodel is opgebouwd [10]. Tijdens een simulatie worden in essentie continu drie energiebalansen opgelost:

- Het gebouw wordt beïnvloed door de weerscondities van buitenaf en de interne warmtebronnen. De samenstelling van het gebouw zal bepalen hoe het hierop reageert

en of het de HVAC-installatie zal opdragen bijkomend te koelen dan wel te verwarmen.

- In de HVAC-installatie kan deze warmte- of koellast van het gebouw vertaald worden in het uitsturen van een verwarmings- respectievelijk koelbatterij. Hier stemt een vraag naar warm of ijswater mee overeen, wat als input dient voor de centrale units.
- Deze centrale units omvatten de warmwaterketels en de koelmachines. Op basis van hun werkingskarakteristieken wordt de totale energievraag uit de vraag naar warm respectievelijk ijswater afgeleid.

De streeplijnen op Figuur 6.1 geven de regeling en de capaciteitsbeperking aan. Een gewijzigde insteltemperatuur zal de uiteindelijke warmte- of koudelast van een ruimte beïnvloeden. Ook is de warmte- of koudelast beperkt tot de maximale capaciteit van de installatie. Op deze manier is de ijs- of warmwatervraag van een HVAC-installatie afhankelijk van de regeling en capaciteit van de centrale units.

6.1.2 Inleiding tot Trnsys

De simulaties worden uitgevoerd in Trnsys. Dit pakket werkt rond een centrale grafische interface, 'Trnsys Simulation Studio' genoemd. Hier kunnen de drie bovenvermelde deelmodellen (gebouw, HVAC-installatie en centrale eenheid) opgebouwd worden uit één of meerdere componenten. Voorbeelden van dergelijke componenten zijn warmtewisselaars, pompen of koelmachines, maar ook regelorganen of het element dat het gebouw beschrijft.

Elke component genereert een output op basis van de invoer uit een vorige component en enkele ingestelde parameters. Deze output is gebaseerd op de fysische en wiskundige wetten die het element beschrijven en dient als ingang van een volgende component. De overdracht tussen componenten kan met een fysische leiding of kabel overeenstemmen, maar kan net zo goed een overdracht van informatie zijn³⁷. In sommige gevallen is de in te voeren data zodanig omvangrijk dat deze uit een extern bestand wordt gehaald.

Voor de invoer van de parameters die het gebouw beschrijven biedt Trnsys een afzonderlijke grafische interface aan: TRNBuild. Op basis van de invoer hier creëert Trnsys dan zelf een externe file, die in de Simulation Studio door de component wordt ingelezen, die het gebouw voorstelt.

³⁷ Een voorbeeld hiervan is de invoer van weerdata (temperatuur, straling, windsnelheid) naar het gebouw.

6.2 Het 1-zone model: verificatie van het gebouw

6.2.1 Doel van een 1-zone model

Bij gebouwensimulaties kan een perfecte overeenkomst met de werkelijkheid nooit gegarandeerd worden. Zo kan de regeling van de installatie sterk afwijken van wat in de voorschriften beschreven staat³⁸. Ook voor de input van het gebouw ligt niet alle data steeds ter beschikking en moeten noodzakelijk veronderstellingen gemaakt worden.

Daarom is het raadzaam de belangrijkste onderdelen van een simulatie eerst afzonderlijk te testen en te kalibreren, alvorens ze samen te laten functioneren. Een simulatie van één zone³⁹ is door zijn eenvoud het meest geschikt om de input van het gebouwenmodel met de werkelijkheid te toetsen.

6.2.2 Opbouw van het 1-zone model

Als zone wordt het lokaal 110010 beschouwd, een hoeklaboratorium op de eerste verdieping. De input in TRNBuild gebeurt per zone aan de hand van de parameters uit Figuur 6.2. We kunnen deze in drie groepen indelen.

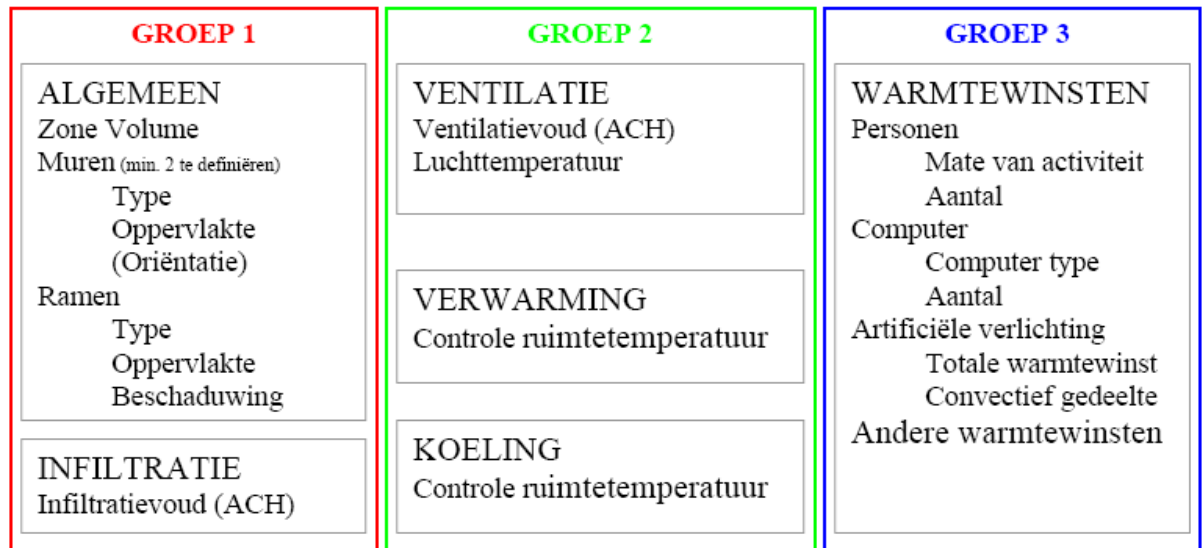
In een eerste groep zitten de parameters vervat die de karakteristieken van het gebouw beschrijven; dit zijn de eigenschappen en de samenstelling van muren en ramen enerzijds, maar ook de luchtlek door barsten en openingen anderzijds.

Een tweede groep is verbonden met de HVAC-installatie en omvat de ventilatie, verwarming en koeling van de zone.

De interne warmtewinsten kunnen we als een derde groep parameters beschouwen. Als warmtebronnen zijn hier personen, computers en verlichting afzonderlijk opgelijst. De warmteafgifte door toestellen, zoals we die in Hoofdstuk 4 opgemeten hebben, dient in TRNBuild als ‘andere warmtewinst’ ingevoerd te worden.

³⁸ Dit blijkt in sommige gevallen ook voor het MRB op te gaan. Een voorbeeld hiervan is de regeling van de primaire pulsietemperatuur in functie van de buitentemperatuur (zie Hoofdstuk 6.3.2).

³⁹ Een zone wordt gedefinieerd als een volume lucht op een uniforme temperatuur, plus alle oppervlakken binnen dat volume waar warmteoverdracht en warmteopslag plaatsgrijpen. Het is een thermisch, geen geometrisch concept. Een zone hoeft dus geen aaneengesloten geheel zijn.



Figuur 6.2: Overzicht van de invoer per zone in TRNBuild. De parameters kunnen in drie groepen worden ingedeeld.

Met het 1-zone model hebben we als bedoeling de eerste groep parameters te valideren. Daartoe wensen na te gaan of de simulatie bij identieke buitencondities hetzelfde temperatuursverloop vertoont als in de werkelijkheid. Het werkelijke profiel wordt opnieuw met HOBO-loggers geregistreerd.

Vermits echter de exacte grootteordes voor ventilatie, verwarming, koeling en warmtewinsten niet op ieder ogenblik gekend zijn, gebeurt de vergelijking tussen simulatie en werkelijkheid bij voorkeur bij afwezigheid van deze fenomenen. De meest geschikte periode is daarom het weekend, want dan zijn de primaire luchtgroepen uitgeschakeld en recirculeert de lucht enkel doorheen de secundaire kring. De frequentiegestuurde ventilatoren van de secundaire luchtgroepen blijken in alle lokalen continu op 40% uit te sturen. Slechts in enkele - hooguit drie - toestellenruimtes wordt de recirculatielucht bijkomend gekoeld om de temperatuur niet te hoog te laten oplopen⁴⁰. Dit is voor lokaal 110.010 dus niet het geval.

Voor wat de warmtewinsten betreft blijft tijdens het weekend enkel de warmteafgifte door toestellen over. Deze werd echter in het kader van de inventarisatie van de vermogensdichtheden met HIOKI-meters gelogd (zie Hoofdstuk 4) en is bijgevolg gekend.

⁴⁰ We wensen op te merken dat dergelijke recirculatie zonder conditionering van de lucht niet de minste zin heeft. Door het uitschakelen van de ventilatoren in alle laboratoria tijdens het weekend kan deze energieverpilling stopgezet worden.

In het voorgaande werd aangetoond dat het weekend de meest geschikte periode is om de eerste groep parameters uit Figuur 6.2 te valideren. In wat volgt wordt de keuze van deze parameters verder toegelicht. De eigenlijke parameterwaarden vinden we in de bijlagen terug.

Bij de invoer van het zone volume wordt het luchtvolume boven het vals plafond steeds meegerekend. Een verklaring hiervoor vinden we in Bijlage 6.1 terug.

De muren en ramen bestaan meestal uit meerdere lagen van variabele dikte. Voor elk van deze dienen in TRNBuild enkele fysische parameters gespecificeerd te worden. Vooral de beschrijving van de ramen dient nauwgezet te gebeuren. Ramen zijn immers belangrijk voor energieverbruik in gebouwen, omdat ze bepalend zijn voor de warmteoverdracht in of uit het gebouw, oorzaak zijn van luchtlekken en daglicht voorzien, wat de nood aan artificiële verlichting kan verminderen. Bijlage 6.2 beschrijft welke waarden we hebben gekozen en hoe deze bekomen werden.

Infiltratie of luchtlek door barsten en openingen vertegenwoordigt een warmteverlies omdat koude binnenlucht moet worden verwarmd en bevochtigd⁴¹. Een veel gebruikte maatstaf hiervoor is het infiltratievoud, dat wordt uitgedrukt in ACH, een eenheid die in Hoofdstuk 3 werd toegelicht.

Vóór de ingebruikname van het MRB werd het infiltratievoud met een ‘Blower Door’⁴² test bepaald. Omrekening van het bekomen resultaat⁴³ naar ACH resulteert in een waarde van 0,041. Deze is opvallend laag, als we in rekening nemen dat moderne gebouwen een waarde van 0,3 ACH halen. In passieve huizen kan het infiltratievoud tot 0,1 ACH zakken [10]. Ook dient opgemerkt dat een ‘Blower Door’ test doorgaans bij huizen uitgevoerd wordt en dat zijn nauwkeurigheid bij grote gebouwen ter discussie staat. [13]

Uit simulatieresultaten met een infiltratievoud van 0,041 ACH blijkt de gesimuleerde ruimtetemperatuur ’s nachts niet voldoende te zakken in vergelijking met de werkelijke. Bij een waarde van 0,2 ACH was de overeenkomst veel beter. Hoewel deze waarde gevoelig boven de geregistreerde waarde ligt kan ze toch worden verdedigd. Een infiltratievoud van 0.2

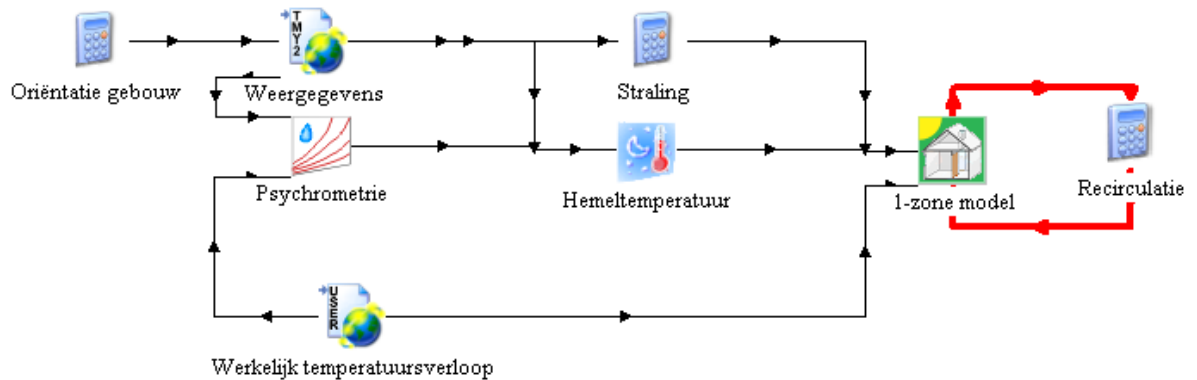
⁴¹ De extra energiebehoefte die gepaard gaat met het bevochtigen van lucht, wordt in de verdere beschouwingen verwaarloosd. Dit kan gerechtvaardigd worden door de vaststelling dat buitenlucht nauwelijks bevochtigd wordt in de laboratoria (zie Hoofdstuk 3). We beschouwen dus enkel de voelbare een niet de latente warmtebehoefte.

⁴² ‘Blower Door’ is de populaire naam voor een toestel dat in staat is een gebouw onder druk te brengen. Het resulterende luchtdebiet wordt opgemeten als maat voor het infiltratievoud van het gebouw.

⁴³ De n50-waarde - bekomen bij een ‘Blower Door’ test - gedeeld door 20 is een goede benadering voor het infiltratievoud. [14]

ACH vertegenwoordigt immers nog steeds een luchtdicht gebouw en is bovendien realistischer.

6.2.3 Resultaten



Figuur 6.3: Het 1-zone model in Trnsys Simulation Studio. De rode lijn komt overeen met de recirculatie van lucht.

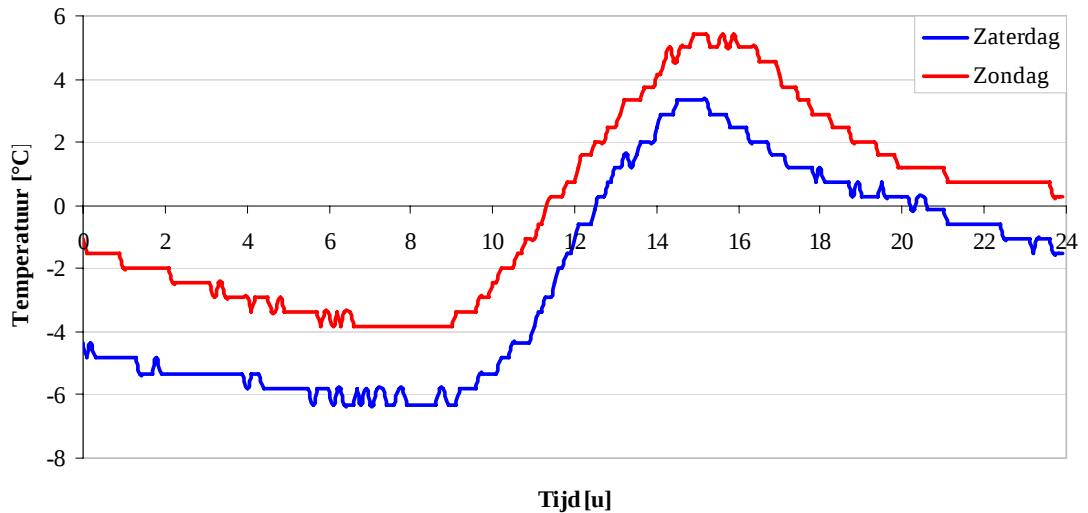
Het 1-zonemodel vertoont in de Trnsys Simulation Studio een zeer eenvoudige structuur (zie Figuur 6.3) en bestaat in hoofdzaak uit drie onderdelen:

- Het zonemodel, gekoppeld aan TRNBuild. Deze is verbonden met een component die de recirculatie beschrijft.
- De component ‘Werkelijk temperatuursverloop’⁴⁴ die de gebruiker de mogelijkheid geeft zelf weergegevens in te voeren. Als eerste controle gebruiken we het temperatuursverloop voor het weekend van 28 en 29 januari, zie Figuur 6.4. Deze data werd verkregen door HOBO-loggers in de buitenlucht te plaatsen.
- Weergegevens op basis van een TMY2-bestand⁴⁵ voor Ukkel. Hier worden de waarden voor zonnestraling van gebruikt vermits we niet over de werkelijke waarden beschikken.

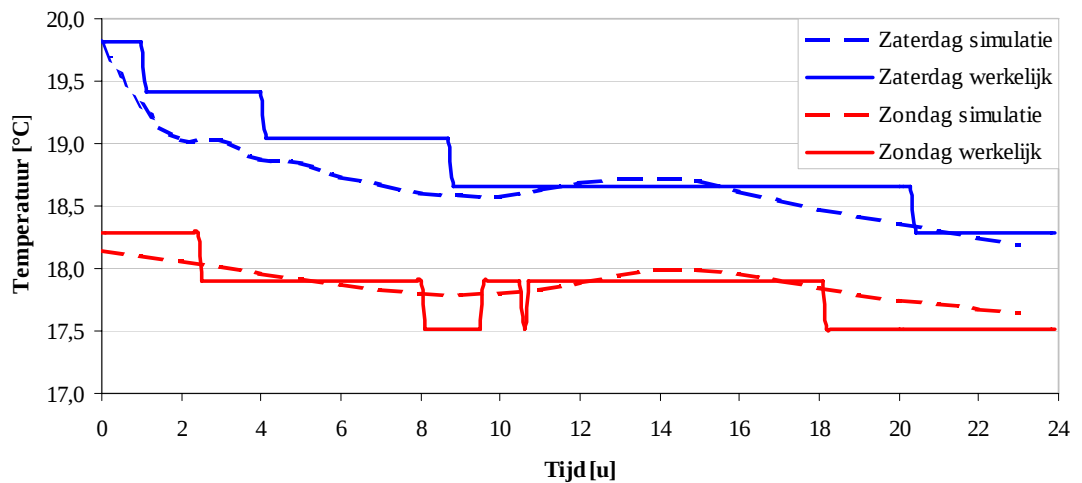
De ruimtetemperatuur van het lokaal wordt gesimuleerd en in Figuur 6.5 vergeleken met de gemeten waarde tijdens die periode. De werkelijke ruimtetemperatuur op zaterdag om 0 uur wordt als initiële waarde voor de simulatie vastgelegd.

⁴⁴ Deze is van het Type 109 in Trnsys.

⁴⁵ TMY staat voor ‘typical meteorological year’. Een TMY2-bestand is een standaard referentiejaar gebaseerd op data van de ‘National Solar Radiation databank’ tussen 1961 en 1990.



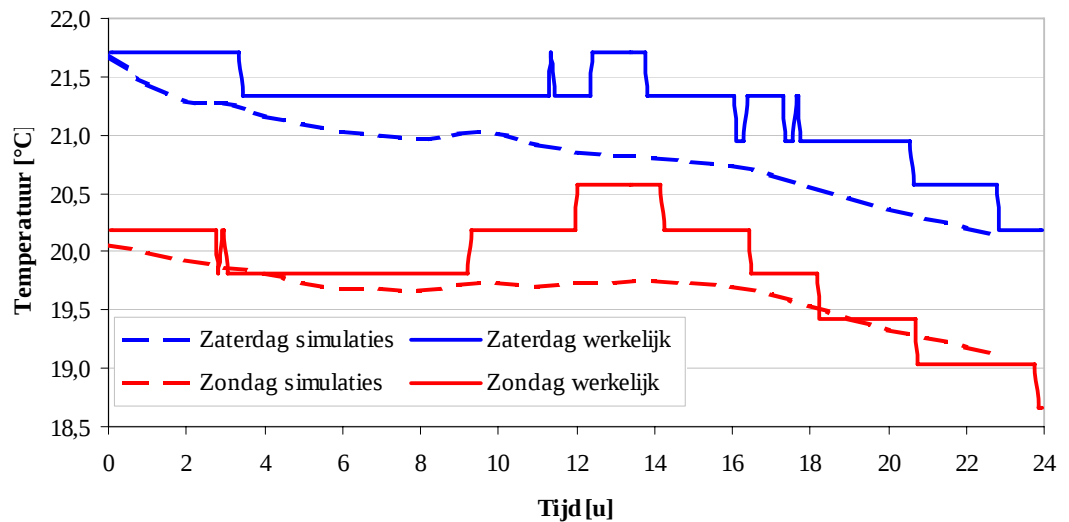
Figuur 6.4: Verloop van de buitentemperatuur op 28 en 29 januari 2006, geregistreerd door HOBO-loggers.



Figuur 6.5: Vergelijking van de werkelijke met de gesimuleerde ruimtetemperatuur van lokaal 110010 op 28 en 29 januari 2006.

De werkelijke en gesimuleerde ruimtetemperatuur vertonen een vrij analoog verloop. Tot ongeveer negen uur 's morgens daalt de ruimtetemperatuur als gevolg van de vriestemperaturen buiten. Nadien treedt een stabilisatie op, waarna de temperatuur 's avonds terug zakt. De afwijking tussen werkelijke en gesimuleerde ruimtetemperatuur is niet significant vermits deze lager ligt dan de tolerantie van de HOBO-logger.

Een tweede controle van het model wordt uitgevoerd voor het weekend van 11 en 12 maart. De ruimtetemperatuur start in vergelijking met de vorige test op zaterdag een tweetal graden hoger. In de simulaties daalt deze dan vrijwel monotoon tot zondagavond. We zien hier echter een afwijking met de werkelijkheid waar de temperatuur overdag een piek vertoont: maximaal bedraagt het verschil ongeveer één graad.



Figuur 6.6: Vergelijking van de werkelijke met de gesimuleerde ruimtetemperatuur van lokaal 110010 op 11 en 12 maart 2006.

Een mogelijke verklaring hiervoor kan zijn dat in de werkelijkheid een hogere warmtewinst door zonne-instraling optreedt dan in de simulaties. De data voor zonneinstraling komt immers uit het TMY2-bestand voor Ukkel vermits we de werkelijke stralingsgegevens voor deze periode niet ter beschikking hebben.

We kunnen desalniettemin besluiten dat het model vrij goed met de realiteit overeenstemt, gezien de kleine schaal waarover de temperaturen worden vergeleken. Op de piek na, sluit het profiel immers vrij goed aan bij de werkelijkheid.

6.3 Het 10-zone model: uitbreiding van de HVAC-installatie

6.3.1 Doel van het 10-zone model

Uit de resultaten van het 1-zone model zien we onze keuze van de parameters die het gebouw karakteriseren (groep 1 uit Figuur 6.2) voldoende bevestigd. In dit hoofdstuk wensen we de simulaties uit te breiden naar het volledige gebouw om een beeld te krijgen van de algemene energievraag.

Hiervoor is zowel een uitbreiding nodig van het gebouw in TRNBuild als van de HVAC-installatie die in Trnsys Simulation Studio aan het gebouw is gekoppeld.

6.3.2 Opbouw van het 10-zone model in TRNBuild

Bij een modellering van het volledige gebouw is het niet de bedoeling om elk lokaal als een afzonderlijke zone te beschouwen. Een model waarbij meerdere lokalen gebundeld zijn zal weliswaar de verdeling van de warmte- of koellasten minder accuraat beschrijven maar de gesommeerde waarde zal in vergelijking met een complexer model slechts minimaal afwijken [15]. Het is deze totale waarde die de warmwater- en ijswatervraag zal bepalen en dus als input dient van de centrale unit (zie Figuur 6.1).

We verdelen het gebouw in tien zones⁴⁶, zoals op Figuur 6.7 schematisch is voorgesteld. Deze indeling gebeurt op basis van het type HVAC-installatie en de oriëntatie van elk lokaal.

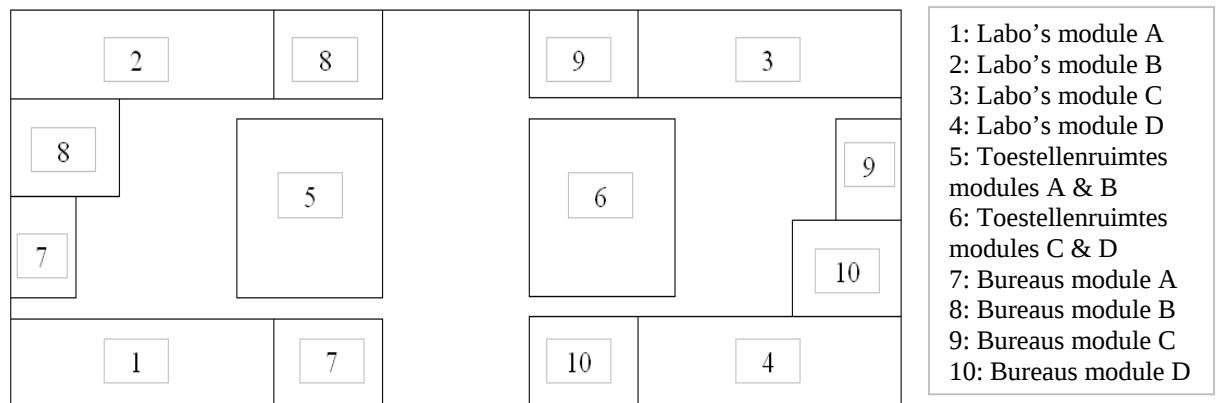
Door de verschillende opbouw van de HVAC-installatie is het evident dat we laboratoria, toestellenruimtes en bureaus⁴⁷ elk als een afzonderlijke zone beschouwen. In laboratoria wordt verse lucht gemengd met recirculatielucht en vervolgens gekoeld of verwarmd. In toestellenruimtes wordt verse lucht enkel gekoeld en in bureaus wordt zowel gekoeld als verwarmd. Bovendien zijn de warmtelasten in de drie types lokalen van een andere aard, zowel wat grootteorde als wat piek-dalgedrag betreft (zie Hoofdstuk 4).

⁴⁶ Elke zone beslaat drie verdiepingen. De vloer en het plafond tussen verdiepingen worden telkens als interne wanden gedefinieerd om met de thermische opslag van deze rekening te houden.

⁴⁷ De gang, de opslagruimte en het archief worden niet gemodelleerd. Hier zijn immers geen secundaire luchtgroepen aanwezig. Wel wordt de temperatuur van deze lokalen als een randvoorwaarde aan de aangrenzende muren opgelegd, zie Bijlage 6.3. De koelruimtes worden eveneens niet in de simulatie opgenomen: een extern koelcircuit bepaalt hier immers het temperatuursverloop.

De laboratoria en bureaus worden verder per module ingedeeld om de invloed van de zonnestraling te laten gelden. Voor de toestellenruimtes is deze invloed er niet door hun centrale ligging maar het blijkt uit Hoofdstuk 4 dat de interne warmtewinsten veroorzaakt door de toestellen sterk verschillen tussen de modules A en B enerzijds en C en D anderzijds. Bovendien komt deze indeling per module overeen met de verdeling van de warm- en ijswaterverdeling over de zuidoostelijke en noordwestelijke hoofdkringen van het gebouw (zie Hoofdstuk 2).

Bovenstaande beschouwingen rechtvaardigen de opdeling in tien zones zoals op Figuur 6.7.



Figuur 6.7: Schematische voorstelling van de indeling van het MRB in tien zones.

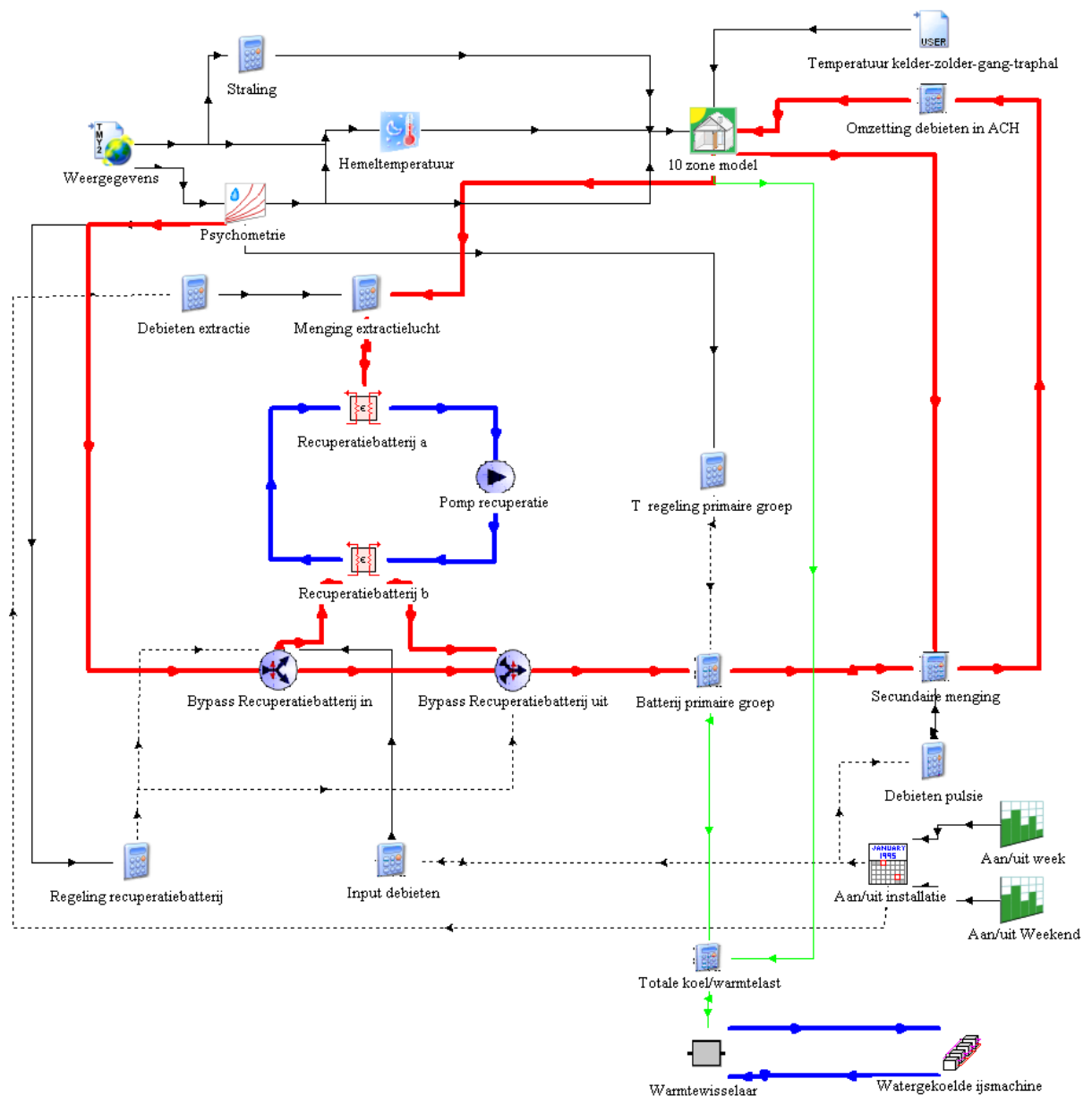
Analoog als bij het 1-zone model kennen we vervolgens voor elk van de zones de parameters uit de groepen 1 en 2 van Figuur 6.2 toe. De waarden vinden we in Bijlage 6.4 terug.

Het ventilatievoud en de temperatuur van de ventilatielucht worden extern gedefinieerd. Dit gebeurt vanuit de Trnsys Simulation Studio zoals in volgend hoofdstuk verduidelijkt wordt.

De verwarming en koeling zijn zodanig ingesteld dat deze de temperatuur in een zone op een voorgeschreven waarde houden. De gekozen waarden zijn gebaseerd op de vastgestelde insteltemperaturen van de lokalen en schommelen rond 22°C, zoals uit Bijlage 3.4 blijkt. Tijdens de daluren en het weekend worden de insteltemperaturen van verwarming en koeling respectievelijk zeer laag (15°C) en zeer hoog gezet (27°C) zodat de zones in deze periodes noch verwarmd noch gekoeld worden.

6.3.3 Opbouw van het 10-zone model in Trnsys Simulation Studio

Op Figuur 6.8 is het simulatiemodel in Trnsys Simulation Studio voorgesteld. De dikke lijnen komen met fysisch transport van lucht (rood) en water (blauw) overeen. Alle overige lijnen dragen informatie over tussen twee componenten. Hier maken we dan nog een opsplitsing tussen de lijnen die regelsignalen doorsturen (streeplijnen) en de lijnen die energiewaarden overbrengen (groen).

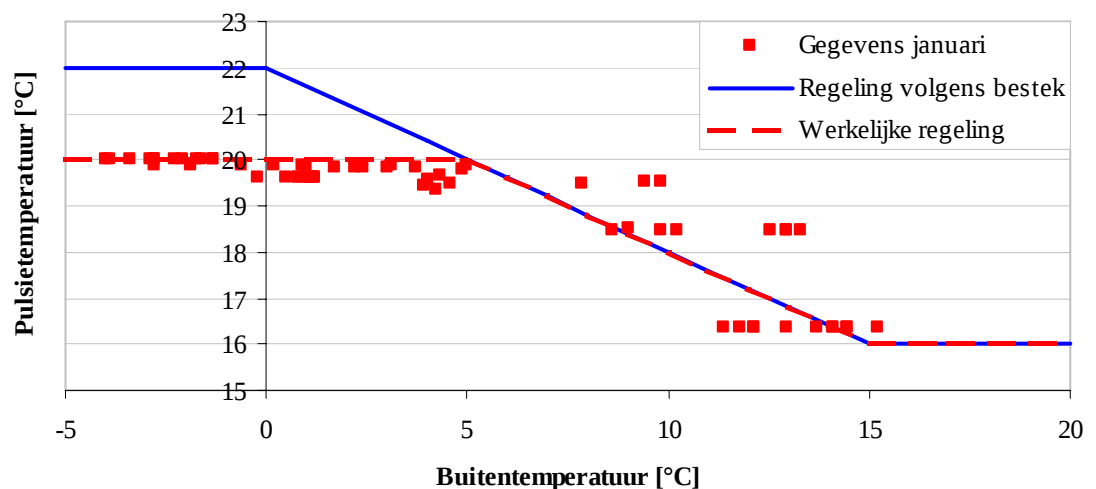


Figuur 6.8: Het 10-zone model in Trnsys Simulation Studio.

We bespreken het model aan de hand van het rode luchtcircuit.

In de linkerbovenhoek worden de omgevingscondities afgeleid uit een standaard TRY2-bestand, net zoals bij het 1-zone model. Uit de component 'Psychometrie' vragen we de buitenluchttemperatuur op en geven deze door aan de recuperatiebatterij van de primaire groep. De koude buitenlucht wordt hier opgewarmd door de extractielucht, weliswaar met tussenkomst van een recuperatiecircuit met water (blauw). Boven een zekere buitentemperatuur echter wordt dit recuperatiecircuit uitgeschakeld omdat werking van deze tot energieverpilling zou leiden. Dit wordt op het einde van dit hoofdstuk verduidelijkt aan de hand van het temperatuursverloop van de lucht voor een dag in juni.

De lucht wordt vervolgens geconditioneerd door de batterij van de primaire groep. Deze combineert de werkelijke verwarmings- en koelbatterij en wordt uitgestuurd in functie van de buitentemperatuur door het regelorgaan 'T regeling primaire groep'.



Figuur 6.9: Gemeten pulsieteratuur van de primaire luchtgroep AB in functie van de buitentemperatuur op dat ogenblik.

In het bestek wordt als verband tussen de primaire pulsieteratuur en de buitentemperatuur de blauwe lijn in Figuur 6.9 vooropgesteld. Dit blijkt echter niet met de werkelijkheid overeen te stemmen. Dit zien we als we de pulsieteratuur op enkele willekeurige tijdstippen tegenover de ogenblikkelijke buitentemperatuur uitzetten. Het resultaat hiervan vinden we als rode punten op Figuur 6.9 terug. De voorgeschreven pulsieteratuur van 22°C wordt bij lage temperaturen duidelijk niet bereikt. Een temperatuur van 20°C is de maximaal opgemeten waarde. De werkelijke regeling wordt daarom beter door de rode lijn beschreven, al moet opgemerkt worden dat er voor sommige punten een opvallende spreiding optreedt.

Desalniettemin stellen we in de simulaties toch het verband in volgens de rode lijn⁴⁸. We houden echter in gedachten dat deze aanname aanleiding kan geven tot een afwijkend gedrag van de simulaties ten opzichte van de werkelijkheid.

De component ‘Batterij primaire lucht’ van Figuur 6.8 berekent vervolgens hoeveel energie voor koeling of verwarming aan de primaire lucht moet toegevoerd worden. Deze berekening gebeurt op basis van het luchtdebiet en het temperatuursverschil over de batterij. De gebruikte formule vinden we in Bijlage 6.5 terug.

De lucht uit de primaire groep wordt vervolgens naar de secundaire luchtbehandelingsgroepen van alle zones gestuurd. Voor de laboratoria wordt de verse lucht met recirculatielucht gemengd. Dit gebeurt in de component ‘Secundaire menging’, die de mengtemperaturen- en debieten berekent op basis van de debiets- en temperatuurswaarden van verse en recirculatielucht.

Het debiet aan verse lucht⁴⁹ in een ruimte is niet exact gekend maar wordt in Bijlage 6.6 voor de verschillende types lokalen afgeschat op basis van het primaire pulsiedebiet en de ontwerpwaarden van het suppletiedebiet voor elk lokaal.

De uitsturing van de frequentiegestuurde ventilatoren werd in elk lokaal over een periode van twee maanden opgevolgd en bleek per lokaal nauwelijks te variëren. In Bijlage 6.7 wordt hieruit het ventilatiedebiet per lokaal en bij uitbreiding ook per zone berekend.

Aan de uitgang van de component ‘Secundaire menging’ worden in totaal twintig waarden doorgegeven: het debiet (in m³/h) en de temperatuur (in °C) van de toegevoerde lucht voor elke zone.

In de laatste component vóór het gebouw worden de debietseenheden gewijzigd door het debiet van elke zone te delen door het overeenkomstige zonevolume. Trnbuild verwacht immers ventilatievouden in ACH als ingang.

We merken nog op dat de temperatuur van de toegevoerde lucht uit de simulatie niet met de werkelijke toevoertemperatuur overeenstemt. In de simulatie wordt de lucht immers niet behandeld door een secundaire groep. TrnBuild berekent dus voor elke zone hoeveel de ruimtetemperatuur bedraagt met toevoer van (secundair) niet-geconditioneerde lucht en

⁴⁸ In Hoofdstuk 7 gaan we dan na welke van de twee regelingen energetisch het meest interessant is.

⁴⁹ Het debiet aan verse lucht wordt ook het suppletiedebiet genoemd.

vergelijkt deze met de ingestelde ruimtetemperatuur. Uit dit temperatuursverschil berekent het programma de warmte- of koelvraag voor elke zone. Uit de wet van behoud van energie volgt dat deze energievraag gelijk is aan de energie die de secundaire verwarmings- of koelbatterij aan de pulsielucht zou moeten leveren.

De totale koelvraag volgt uiteindelijk uit een sommatie van de secundaire koelvraag van elke zone en de koelvraag van de primaire groepen⁵⁰. Deze sommatie grijpt plaats in de component ‘Totale koel/warmtelast’. Uit de kennis van de koelvraag en het vaste debiet van de ijswaterpompen kunnen we uiteindelijk bepalen hoeveel de retourtemperatuur⁵¹ van het ijswater bedraagt. Dit gebeurt in de component ‘warmtewisselaar’. De temperatuur van het ijswater wordt vervolgens in de koelmachine tot ongeveer 10°C gebracht.

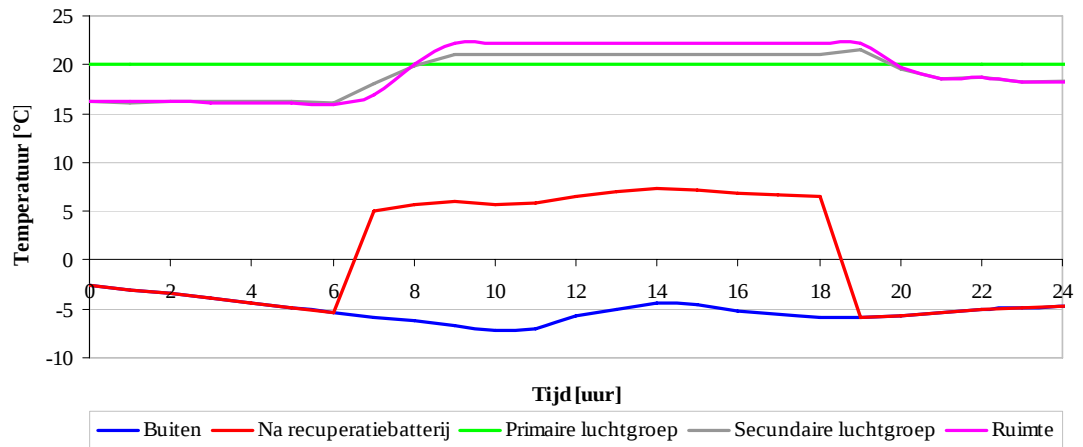
In het model van Figuur 6.8 zien we dat enkel een watergekoelde machine aan de kring is gekoppeld. In werkelijkheid staan hier uiteraard een luchtgekoelde en een watergekoelde machine in parallel (zie Figuur 2.5).

De lucht wordt finaal aan een min of meer vast debiet uit elke zone onttrokken en in de extractieleiding gemengd. De temperatuur van de extractielucht uit iedere zone is gelijk aan de zonetemperatuur. De extractiedebieten zijn opnieuw niet exact gekend. De geschatte waarden zijn in Bijlage 6.8 opgelijst.

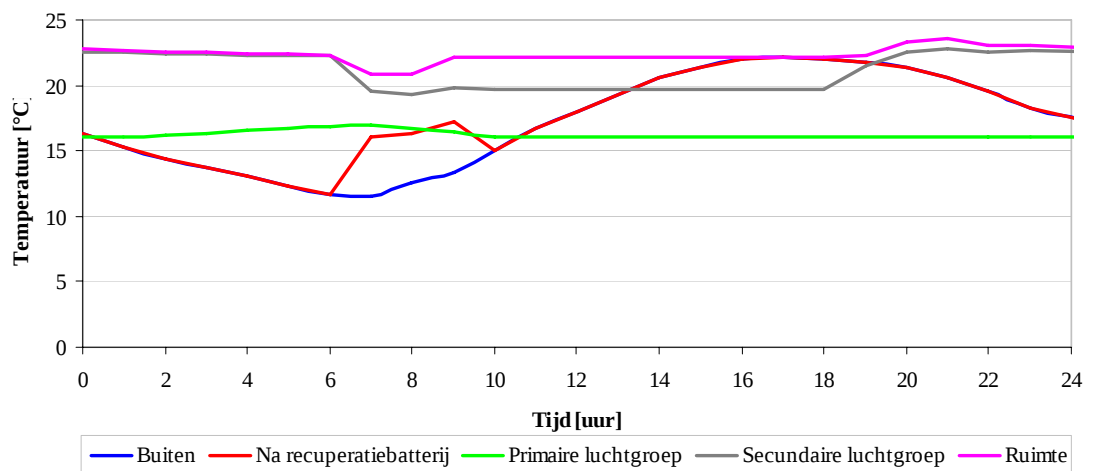
We verkrijgen een goed inzicht in het hierboven beschreven luchtcircuit aan de hand van Figuren 6.10a en b. Figuur 6.10a stelt het gesimuleerde temperatuursverloop voor een dag in januari voor, Figuur 6.10b voor een dag in juni. De onderste blauwe lijn geeft de temperatuur van de buitenlucht weer. Deze wordt eerst door de recuperatiebatterij en vervolgens door de verwarmingsbatterij van de primaire luchtgroepen opgewarmd. De rode lijn geeft de temperatuur na recuperatie aan. Op Figuur 6.10b is duidelijk te zien dat de recuperatiebatterij uitgeschakeld wordt wanneer de ingestelde primaire pulsietemperatuur (groene lijn) – hier 16°C – overschreden wordt. Wordt de recuperatiebatterij in dit geval niet uitgeschakeld, dan zou de batterij van de primaire groep bijkomend moeten koelen om de opwarming door recuperatie teniet te doen. Dit zou uiteraard pure energieverpilling betekenen.

⁵⁰ Hetzelfde geldt uiteraard voor de warmtevraag.

⁵¹ Dit is de temperatuur die het ijswater heeft nadat het wordt opgewarmd bij doorgang van de koelbatterijen van het gebouw.



Figuur 6.10a: Gesimuleerd temperatuursverloop op voor een dag in januari.



Figuur 6.10b: Gesimuleerd temperatuursverloop op voor een dag in juli.

De verse lucht uit de primaire groep wordt in de secundaire groepen bij de recirculatielucht gevoegd. Het verloop van deze mengtemperatuur vinden we als een grijze lijn terug. De paarse lijn stelt de ruimtetemperatuur voor die constant op 22°C gehouden wordt.

In bovenstaande figuren kunnen we duidelijk zien dat de installatie om zes uur 's ochtends inschakelt en om zes uur 's avonds uitschakelt. In het weekend ligt de installatie continu af. In de Trnsys Simulation Studio wordt dit verwezenlijkt door de component 'Aan/uit installatie'.

Hoofdstuk 7: Resultaten in Trnsys

Aan de hand van een 10-zone model werd in het vorige hoofdstuk een gebouwensimulatie voor het MRB opgezet. De resultaten die uit dit model voortvloeien worden in het huidige hoofdstuk behandeld. In een eerste deel beperken we ons tot een analyse van de bestaande regeling en installatie. In de laatste twee delen bestuderen we ook de impact op het energieverbruik van een wijziging in respectievelijk de regeling en de installatie.

7.1 Analyse van het originele 10-zone model

7.1.1 Warmtevraag

De totale warmtevraag van het MRB wordt in het model verkregen uit de component ‘Totale koel/warmtelast’ als som van de warmtelasten van de primaire en de secundaire luchtgroepen. Deze warmtevraag verloopt maandelijks volgens de blauwe karakteristiek van Figuur 7.1. Voor de jaarlijkse warmtevraag bekomen we 201 MWh.

De totale warmtevraag bepaalt uiteraard het aardgasverbruik van het gebouw. We gebruiken de maandelijks aardgasfactuur dan ook tot verificatie van ons model. We dienen echter eerst vier correcties op de aardgasfactuur uit te voeren alvorens deze met de warmtevraag uit de simulaties te kunnen vergelijken. Bijlage 7.1 bevat de cijferwaarden van de uitgevoerde correcties. In wat volgt wordt de achterliggende idee verduidelijkt.

- Correctie voor de periode van facturatie.

De periode waarover het aardgasverbruik gefactureerd wordt komt niet steeds exact met een maand overeen. Zo blijkt met de ‘factuurmaand’ maart een periode van 23 februari tot en met 30 maart overeen te stemmen. Om een over- of onderschatting van het werkelijk maandelijks aardgasverbruik te vermijden brengen we een schaalfactor in rekening. Deze neemt de verhouding van het aantal weekdagen⁵² die in een simulatiemaand vervat zitten tot het aantal weekdagen in een ‘factuurmaand’.

⁵² Uit waarnemingen blijkt immers dat in het weekend niet of nauwelijks verwarmd wordt.

- Correctie voor het boilerverbruik.

Naast de warmwaterketels voor de HVAC-installatie is er in het MRB ook een boiler die op aardgas werkt. Deze voorziet het gebouw van sanitair warm water. We gaan ervan uit dat het maandelijks boilerverbruik constant blijft en gelijk is aan het aardgasverbruik van juni⁵³. Deze waarde wordt maandelijks van de aardgasfactuur afgetrokken.

- Correctie voor het rendement van de overbrenging.

Met één kWh aardgas kan niet aan een warmtevraag van één kWh worden voldaan. Er treden immers warmteverliezen in de leidingen op. Volgens ... moeten we hiervoor een factor 0.93 in rekening brengen. Voor de warmwaterketels is geen omrekeningsfactor vereist. Het thermisch rendement van deze bedraagt gemiddeld 100%.

- Correctie voor de buitencondities.

De simulaties maken gebruik van de weersgegevens uit een TMY2-bestand voor Ukkel. Het temperatuursprofiel van een werkelijke maand kan echter sterk van deze referentie afwijken, wat uiteraard een weerslag heeft op de maandelijks warmtevraag. Om een objectieve vergelijking van het brandstofverbruik onder verschillende klimaatsinvloeden mogelijk te maken wordt vaak gebruik gemaakt van het begrip 'graaddag'. Een graaddag op basis van 15°C wordt als volgt gedefinieerd:

$$Graaddag = 15 - T_{gemiddeld, etmaal} = 15 - \frac{\sum T_{gemiddeld, uur}}{24}$$

waarbij $T_{gemiddeld, etmaal}$ de gemiddelde buitentemperatuur over een etmaal voorstelt.

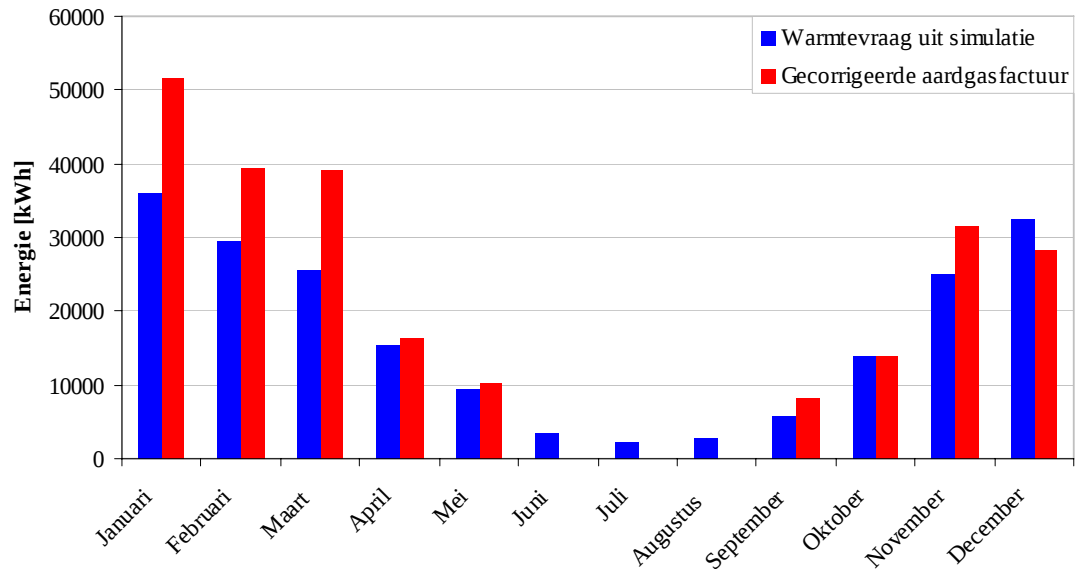
De graaddagenmethode berust op de veronderstelling dat op een lange termijn de warmteverliezen van een gebouw door de zonnewinsten en de interne warmtewinsten gecompenseerd worden op voorwaarde dat de daggemiddelde temperatuur 15°C bedraagt. Bovendien wordt aangenomen dat het maandelijks brandstofverbruik voor verwarming evenredig is met de som van de graaddagen voor deze maand.

Op basis van deze veronderstelling gebeurt de omrekening van het werkelijke aardgasverbruik naar het verbruik onder TMY2-condities als volgt:

$$Verbruik_{TMY2s} = Verbruik_{Werkelijk} \cdot \frac{Aantal\ graaddagen_{TMY2}}{Aantal\ graaddagen_{Werkelijk}}$$

⁵³ We veronderstellen hier dus dat er in juni geen warmtevraag meer is. De berekening gebeurt niet op basis van het verbruik in juli of augustus omdat het gebouw in deze maanden meestal niet maximaal bemand is.

In Figuur 7.1 vergelijken we de gesimuleerde warmtevraag met de aardgasfactuur, waarop de vier hierboven besproken correcties zijn toegepast.



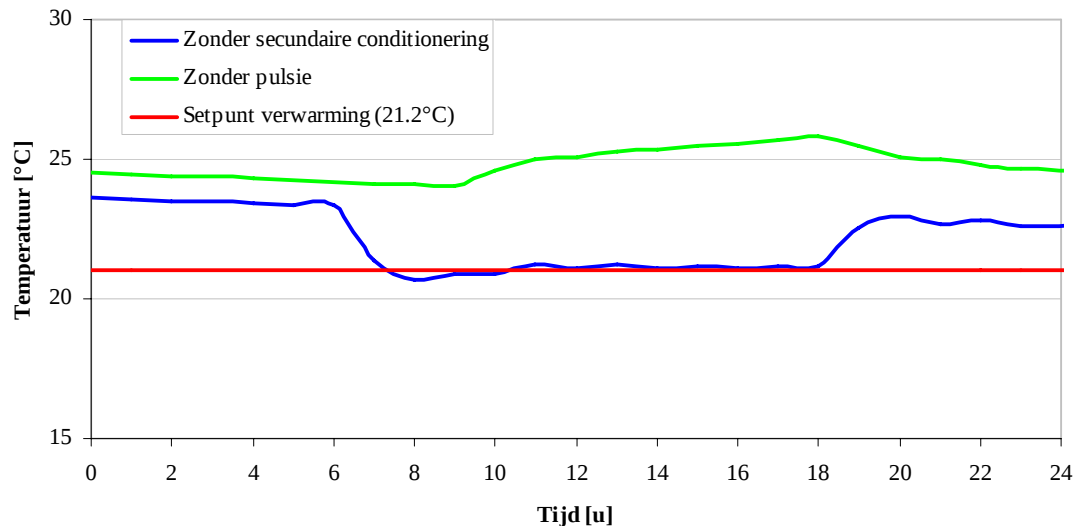
Figuur 7.1: Vergelijking tussen de gesimuleerde warmtevraag en de gecorrigeerde aardgasfactuur.

We bemerken vooral in de maanden januari en maart een grote afwijking. Hier lijken de simulaties de isolerende werking van het gebouw te overschatten. In december stellen we dan weer het omgekeerde vast.

Voor de simulaties blijkt er in de zomermaanden een kleine vraag naar warmte te zijn. Deze wordt veroorzaakt door de fijnregeling van de secundaire luchtgroepen. Dit is duidelijk op Figuur 7.2. Hier staat de ruimtetemperatuur van de zone ‘module C’ afgebeeld op een typische zomerdag voor twee situaties: het geval waar enkel de secundaire batterij uitgeschakeld wordt (blauw) en het geval waar het volledige ventilatiesysteem uitligt (groen). De overgang van de groene naar de blauwe lijn duidt dus de koeling aan die door de primaire luchtgroep wordt verwezenlijkt. Door deze koeling komt de ruimtetemperatuur echter onder het instelpunt voor verwarming te liggen (rode lijn). De secundaire groep moet dus noodgedwongen nog wat verwarmen.

Uit de gecorrigeerde aardgasfactuur⁵⁴ blijkt dat deze verwarming in de werkelijkheid niet voorkomt. Vermoedelijk wordt de verwarmingsbatterij uitgeschakeld, precies om bovenvermelde energievervalsing te vermijden.

⁵⁴ In de oorspronkelijke aardgasfactuur is er wel een aardgasverbruik in de zomermaanden. We veronderstellen echter dat deze volledig aan de boiler toe te schrijven is.

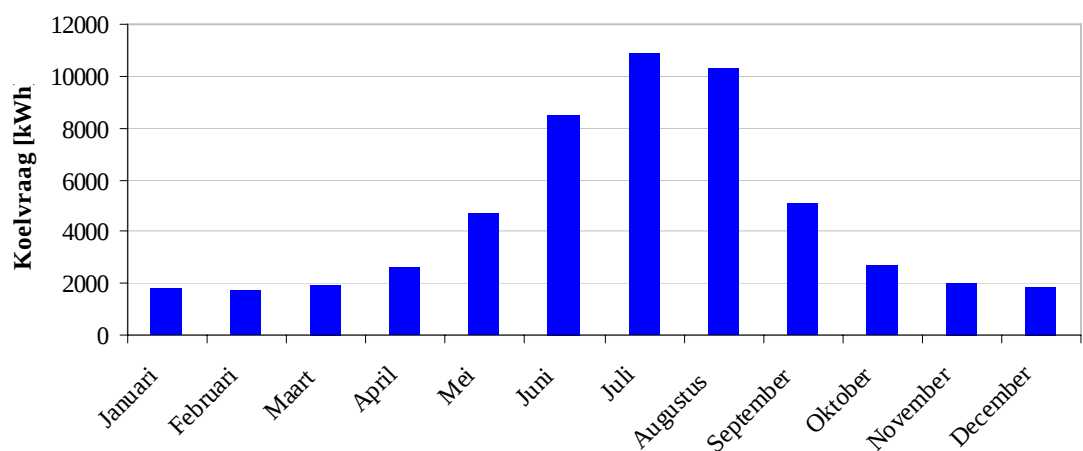


Figuur 7.2: Verloop van de ruimtetemperatuur in de zone ‘module C’ op een zaterdag bij uitschakeling van de secundaire groep en bij uitschakeling van de pulsie in de ruimte.

Op basis van Figuur 7.1 aanvaarden we het simulatiemodel, rekening houdend met de vaak ruwe onderstellingen die zijn gemaakt, ook wat de correctie op de aardgasfactuur betreft. De simulaties vertonen duidelijk dezelfde trend als de aardgasfactuur. Ook kwalitatief zijn de resultaten voor de meeste maanden bevredigend. Bij de verdere simulaties moet echter wel in acht genomen dat de warmtevraag van januari tot maart overschat wordt.

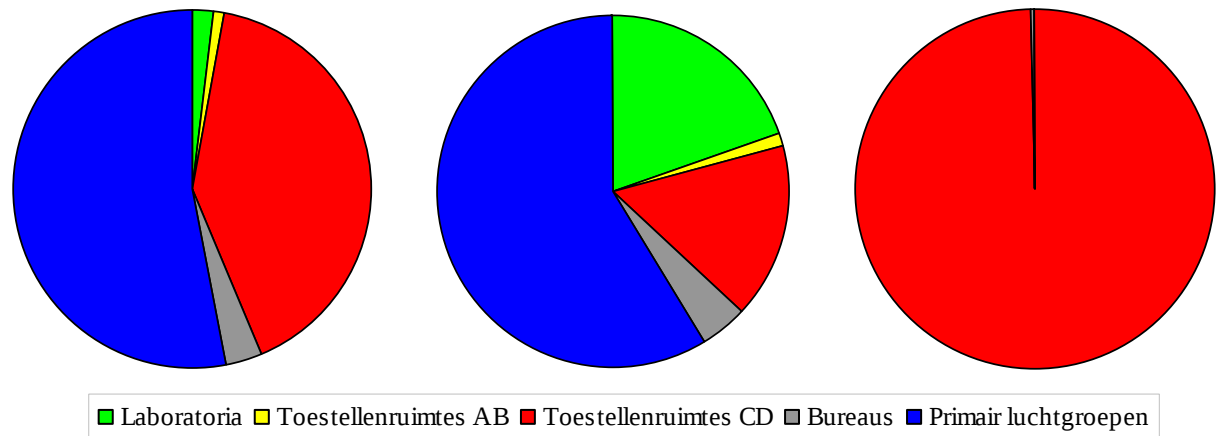
7.1.2 Koelvraag

We bepalen de verdeling van de totale koelvraag over een jaar op een analoge manier als van de warmtevraag. De piek verschuift hier uiteraard naar de zomerperiode en treedt in juli op met een waarde van 10880 kWh, zie Figuur 7.3. De jaarlijkse koelvraag bedraagt 54000 kWh.



Figuur 7.3: Evolutie van de totale maandelijks koelvraag.

Het is nu interessant na te gaan waar de grootste afnemers van koelenergie zich bevinden. Figuur 7.4a geeft de procentuele verdeling van de jaarlijkse koelvraag weer. Vooral het grote aandeel van de zone ‘Toestellenruimtes CD’ springt in het oog: de secundaire luchtgroepen in de toestellenruimtes van het noordwestelijk gedeelte van het gebouw blijken 40.7% van de totale koelvraag te vertegenwoordigen. Nochtans beslaat deze zone slechts 9% van de totale laboratoriumoppervlakte (zie Bijlage 2.1).



Figuur 7.4: Relatieve verdeling van (a) de jaarlijkse koelvraag; (b) de koelvraag in augustus; (c) de koelvraag in december.

We vinden dezelfde taartdiagrammen in de Figuren 7.4b en c terug voor de maanden augustus en december. In augustus is het procentuele aandeel van de zone ‘Toestellenruimtes CD’ sterk geslonken in vergelijking met de jaargegevens. In december daarentegen vertegenwoordigt deze zone de volledige koelvraag van het gebouw.

We krijgen een duidelijker beeld van de achterliggende oorzaak aan de hand van de maandelijkse absolute waarden van de koelvraag die ook uit de simulaties volgen, zie Bijlage 7.2. In ‘Toestellenruimtes CD’ varieert deze van ongeveer 1700 kWh voor wintermaanden tot 2100 kWh voor zomermaanden, wat een stijging van 23% betekent. Voor het ganse gebouw neemt de koelvraag echter met 550% toe, van ongeveer 1700 kWh tot 11000 kWh.

De interne warmtewinsten van de toestellen leiden dus enkel in de zone ‘Toestellenruimtes CD’ tot koeling in de winterperiode. Uit Hoofdstuk 4 blijkt dat het gemiddelde piekverbruik van de toestellen in ‘Toestellenruimtes CD’ 70% hoger ligt dan in ‘Toestellenruimtes AB’. Dit vertaalt zich in een aanzienlijk verschil in koelvraag tussen de beide zones.

Door hun centrale ligging zijn de toestellenruimtes weinig door buitencondities⁵⁵ beïnvloed, wat dan weer het geringe verschil tussen zomer- en wintergedrag verklaart.

⁵⁵ Hier wordt zowel de warmtegeleiding door muren en ramen als de zonnestraling mee bedoeld.

Bovenstaande bevindingen komen -zeker kwalitatief- met de realiteit overeen.

In de periode maart-april werd de uitsturing van de koel- en verwarmingsbatterijen van alle secundaire groepen van tijd tot tijd geregistreerd⁵⁶. Bijlage 7.3 toont zo'n momentopname. Enkel in sommige toestellenruimtes en in het laboratorium 110007 werd gekoeld. Net als in de simulaties blijkt de koelvraag van de toestellenruimtes in de modules C en D deze in de modules A en B sterk te overtreffen. Het mogelijk hoge verbruik van de koelbatterij in lokaal 110007⁵⁷ komt in de simulaties niet naar voor. Door alle laboratoria per drie modules als één zone te definiëren wordt een hoge warmtelast immers als het ware uitgemiddeld over de lagere warmtelasten van andere laboratoria in de module.

Een tweede vaststelling die de resultaten van de simulatie ondersteunen is gebaseerd op het gedrag van de ijswaterpompen in de daluren en in het weekend. In maart bleken enkel de ijswaterpompen van het noordwestelijk deel van het gebouw⁵⁸ actief te zijn. Met dit ijswater werden bovendien uitsluitend de koelbatterijen van de toestellenruimtes bevoorraad. Dit bevestigt nogmaals het aanzienlijke aandeel van deze toestellenruimtes in de totale koelvraag.

⁵⁶ Deze vaststellingen gebeurden aan de hand van data gelogd door het centrale regelsysteem. De toegang tot dit systeem werd vanaf half maart verleend zodat registraties van de uitsturing van de secundaire batterijen op een vroeger tijdstip niet mogelijk waren.

⁵⁷ Uit Bijlage 4.4 blijkt dat in dit lokaal inderdaad hoge vermogensdichtheden werden opgemeten. In de piekuren bedraagt deze 47 W/m².

⁵⁸ Het noordwestelijk deel van het gebouw komt overeen met de modules C en D.

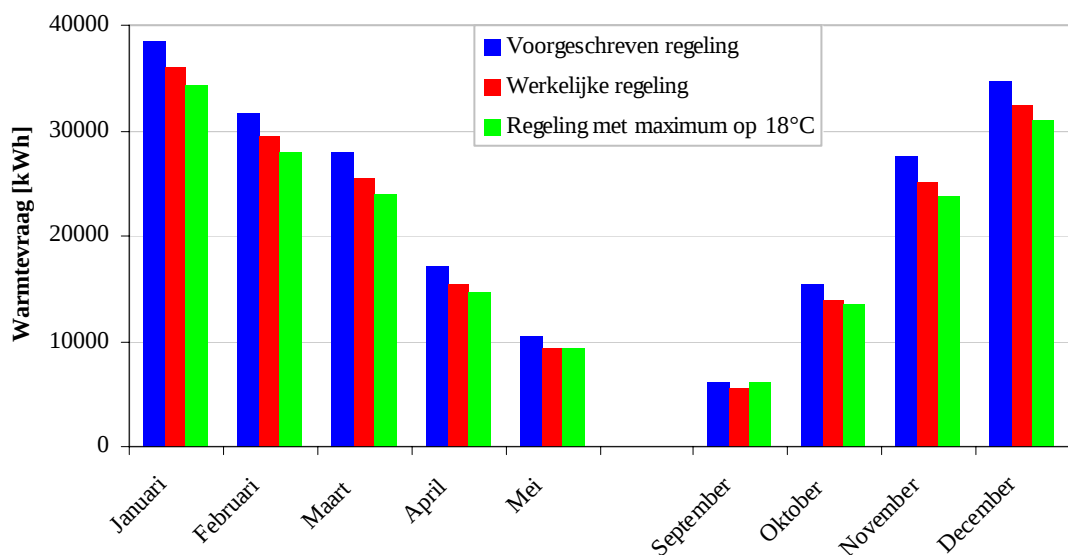
7.2 Impact van wijzigingen in de regeling

Door wijzigingen aan te brengen in het regelsysteem kan een belangrijke energiebesparing gerealiseerd worden zonder aan comfort in te boeten. In deze paragraaf worden vijf dergelijke wijzigingen besproken.

7.2.1 Aangepaste temperatuursregeling van de primaire luchtgroepen

In Hoofdstuk 6 hebben we vastgesteld dat de voorgeschreven regeling van de primaire pulsietemperatuur in functie van de buitentemperatuur niet met de werkelijkheid correspondeert (zie Figuur 6.9). De maximale waarde van 22°C blijkt op 20°C te zijn ingesteld. Figuur 7.5 toont de gevolgen van deze aangepaste regeling op de warmtevraag doorheen het jaar⁵⁹. De jaarlijkse warmtevraag blijkt bij de werkelijke regeling (rood) 8,0% lager te liggen dan bij de voorgeschreven regeling (blauw).

Deze vaststelling geldt a fortiori als we de maximale waarde van de pulsietemperatuur tot 18°C verlagen⁶⁰, zie Figuur 7.5 (groen). De jaarlijkse daling in de warmtevraag daalt in dit geval 15,6% in vergelijking met de voorgeschreven regeling.

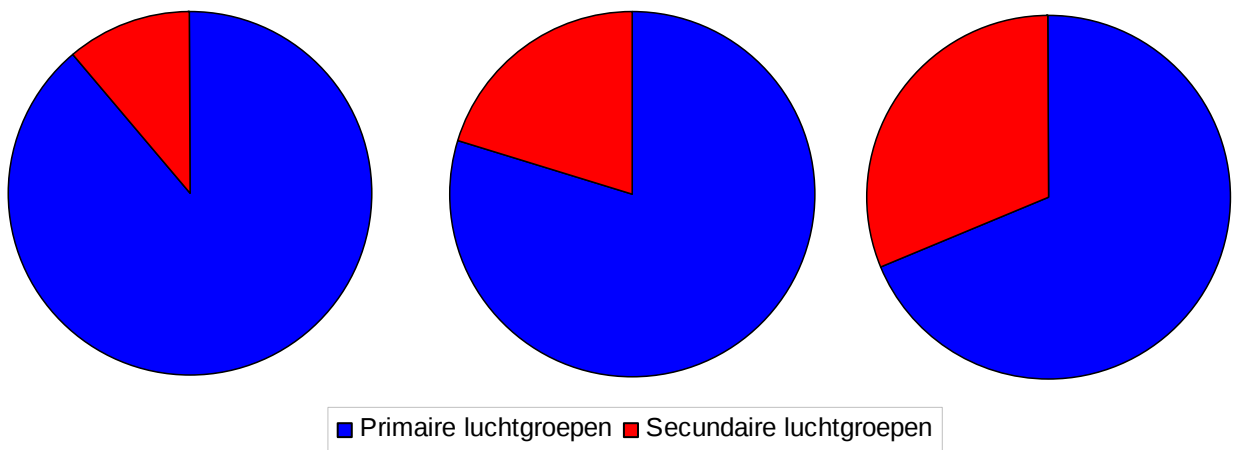


Figuur 7.5: Totale warmtevraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus) voor drie regelingen van de pulsietemperatuur in functie van de buitentemperatuur.

⁵⁹ We beschouwen de maanden juni, juli en augustus niet. Uit de gecorrigeerde aardgasfactuur van Figuur 7.1 hadden we immers afgeleid dat de warmtebatterijen in de zomer uitgeschakeld worden.

⁶⁰ Ter verduidelijking worden de drie verschillende regelstrategieën in Bijlage 7.4 grafisch voorgesteld.

Dit kunnen we verklaren als we voor januari de warmteverdeling van deze drie regelingen naast elkaar plaatsen, wat op Figuur 7.6 gebeurt. De primaire luchtgroepen zullen bij lagere maximale waarden van de primaire pulsietemperatuur een steeds kleiner aandeel van de warmtevraag op zich nemen, de secundaire groepen een steeds groter. Als we deze tendens doortrekken komen we bij een installatie terecht waar de conditionering van de lucht enkel in de secundaire groepen gebeurt. Dit zou energetisch de beste oplossing zijn vermits elk lokaal dan exact tot op zijn gewenste temperatuur zou worden geregeld. Met de huidige regeling wordt voor sommige lokalen in de primaire groep wat teveel gekoeld of verwarmd, wat dan in de lokale secundaire groep moet gecompenseerd worden door extra verwarming respectievelijk koeling.



Figuur 7.6: Warmteverdeling tussen de primaire en de secundaire luchtgroepen voor januari bij (a) de voorgeschreven regeling, (b) de werkelijke regeling en (c) een regeling met maximum op 18°C.

In de praktijk heeft een regeling met steeds lagere primaire pulsietemperaturen twee beperkingen:

- De temperatuur in de gang, de opslagruimte en het archief moet op een aanvaardbaar niveau blijven. In deze ruimtes wordt de primaire lucht immers zonder secundaire voorbehandeling ingeblazen. Deze ruimtes werden niet opgenomen in het 10-zone model zodat we over het temperatuursverloop van deze ruimtes geen uitspraken kunnen doen. Een inblaastemperatuur van 18°C is voor een gang echter niet onredelijk aangezien mensen hier continu in beweging zijn. Stilstaande of zittende personen zouden dergelijke lage temperaturen echter wel als storend ervaren [10]. De opslagruimte en het archief zijn volledig onbemand zodat een te lage inblaastemperatuur hier geenszins voor problemen zorgt.

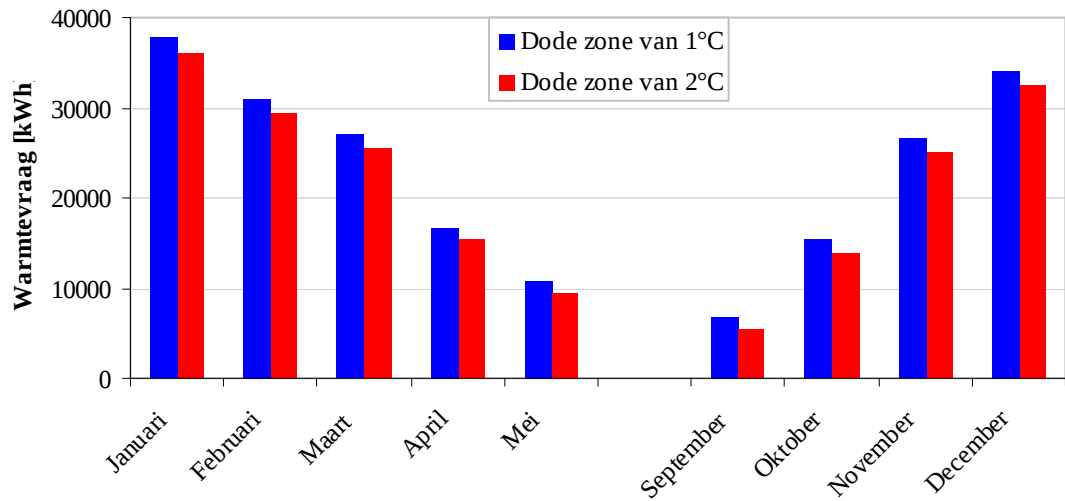
- De verwarmingsbatterijen van de secundaire groepen hebben een eindige capaciteit. In Bijlage 7.5 wordt bij de regeling met maximum op 18°C het verloop van de ogenblikkelijk warmtevraag over een jaar uitgezet voor de zone ‘Labo’s module C’. De warmtevraag vertoont een maximum van 26,8 kW. Het totaal geïnstalleerd vermogen van de secundaire verwarmingsbatterijen in alle laboratoria van module C bedraagt echter 62.7 kW. Deze marge lijkt ruimschoots voldoende te zijn al is het niet uitgesloten dat bij een combinatie van een lage interne warmtelast en een hoog ingestelde ruimtetemperatuur in één lokaal alsnog capaciteitsproblemen kunnen optreden.

7.2.2 Wijziging van de instelpunten van de temperatuursregeling

Bij de voorgaande simulaties zijn we steeds uitgegaan van een gewenste lokaaltemperatuur rond 22°C gedurende het ganse jaar. Voor deze keuze hebben we ons gebaseerd op de waargenomen insteltemperaturen in de laboratoria. Deze blijken te variëren van 20.6°C tot zelfs 23°C, zie Bijlage 3.4.

De secundaire verwarmings- en koelbatterijen worden echter niet ogenblikkelijk uitgestuurd van zodra de temperatuur respectievelijk onder of boven deze gewenste waarde ligt. Dit zou tot een onnodige energieverspilling aanleiding geven en zou bovendien regeltechnisch niet mogelijk zijn. Rond de wenswaarde bevindt zich daarom steeds een dode zone waarbinnen noch de koelbatterij noch de verwarmingsbatterij uitgestuurd worden. Voor deze zone is in het bestek 2°C voorgeschreven, symmetrisch rond de wenswaarde gelegen. Deze regeling werd tot nu toe ook in de simulaties toegepast.

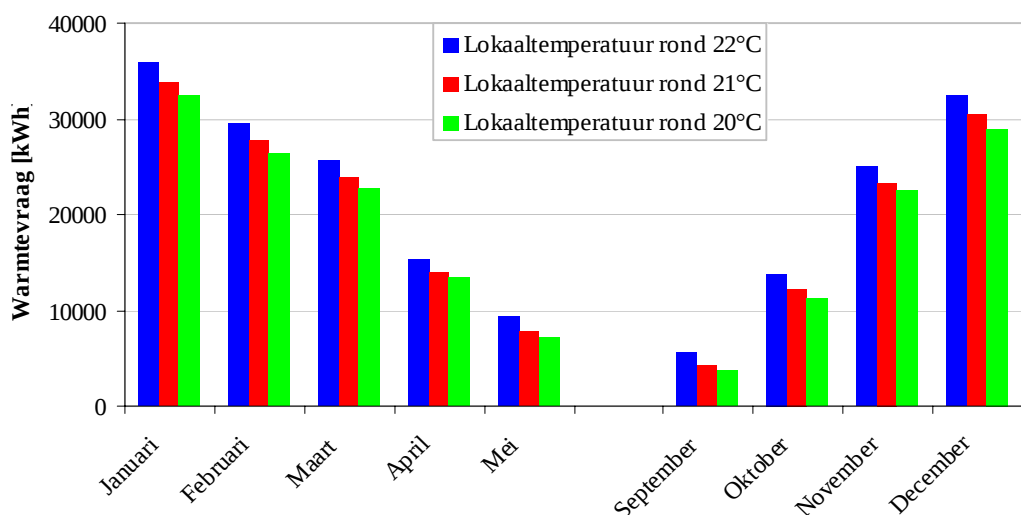
We wensen na te gaan wat de impact op het energieverbruik zou zijn indien de dode zone tussen de instelpunten voor verwarming en koeling tot op 1°C zou worden ingesteld in plaats van de voorgeschreven 2°C. Uit Figuur 7.7 volgt dat de jaarlijkse warmtevraag met zou 6,8% toenemen.



Figuur 7.7: Totale warmtevraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus) bij een gewijzigde instelling van de instelpunten voor verwarming en koeling.

7.2.3 Aangepaste lokaaltemperatuur

In Hoofdstuk 3 werd aangetoond dat het voor een stoombevochtiger energetisch voordelig zou zijn om de lokaaltemperatuur in de winter tot 21°C te beperken. Een dergelijke aanpassing doet uiteraard ook de warmtevraag in de winter afnemen. Figuur 7.8 toont aan in welke mate deze kan dalen bij een afname van de lokaaltemperatuur met 1°C of met 2°C in alle laboratoria⁶¹. We stellen het instelpunt voor verwarming en koeling zodanig in dat deze één graad onder respectievelijk boven de gewenste lokaaltemperatuur blijft liggen.

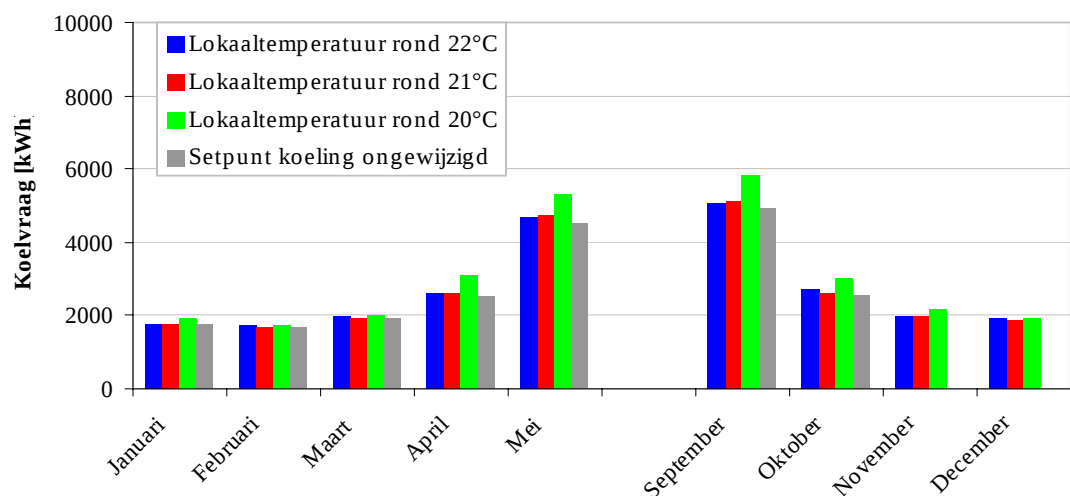


Figuur 7.8: Totale warmtevraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus) bij een aanpassing van de lokaaltemperatuur

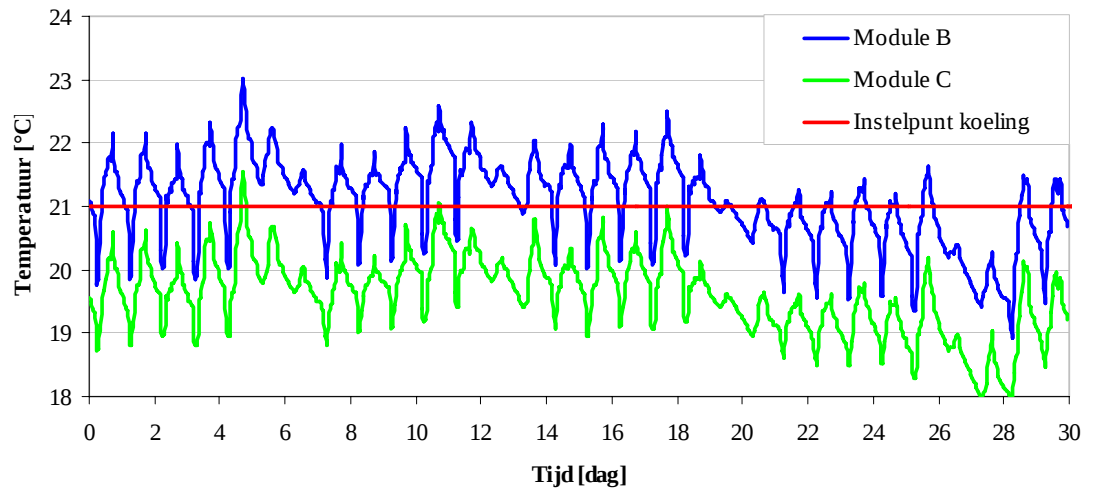
⁶¹ Een daling van de insteltemperatuur voor koeling van de toestellenruimtes in de modules C en D is niet zinvol. Het zou enkel de koellast doen toenemen. De lokaaltemperaturen van de bureaus worden bij deze analyse ook ongewijzigd gelaten.

De totale warmtevraag blijkt voor de negen maanden waarin verwarming optreedt met 8,1% te zakken wanneer de temperatuur van de lokalen tot op 21°C wordt ingesteld. Bij 20°C bedraagt de winst reeds 12,5%.

Het zou echter niet correct zijn om op basis van enkel de bovenvermelde gegevens tot een algemene aanpassing van de instelregeling over te gaan. Op Figuur 7.9 stellen we immers vast dat de totale koelvraag zal toenemen wanneer de laboratoriumtemperatuur tot 20°C wordt verlaagd. Dit energieverlies komt voort uit het feit dat we het instelpunt voor koeling in dezelfde mate hebben doen zakken als het instelpunt voor verwarming. In een aantal gevallen leidt dit tot energieverlies zoals blijkt uit Figuur 7.10. Hier wordt voor september de ruimtetemperatuur uitgezet die zou optreden wanneer de secundaire batterijen zouden uitgeschakeld worden en dus enkel primair behandelde lucht in de zone zou worden geblazen. Voor de laboratoria van module B blijkt deze temperatuur hoger te liggen door de hogere interne warmtewinsten hier. Het instelpunt voor koeling rond 21°C wordt dan meermaals overschreden. Bij een ingestelde ruimtetemperatuur van 20°C moeten de secundaire groepen in deze situaties dus koelen. Voor de module C blijkt dit veel minder het geval te zijn.



Figuur 7.9: Totale koelvraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus) bij drie verschillend ingestelde ruimtetemperaturen in de laboratoria. De groene en grijze balken geven de invloed van het op peil houden van het setpunt voor koeling weer.



Figuur 7.10: Temperatuursverloop in september bij uitschakeling van de secundaire batterijen voor de modules B en C.

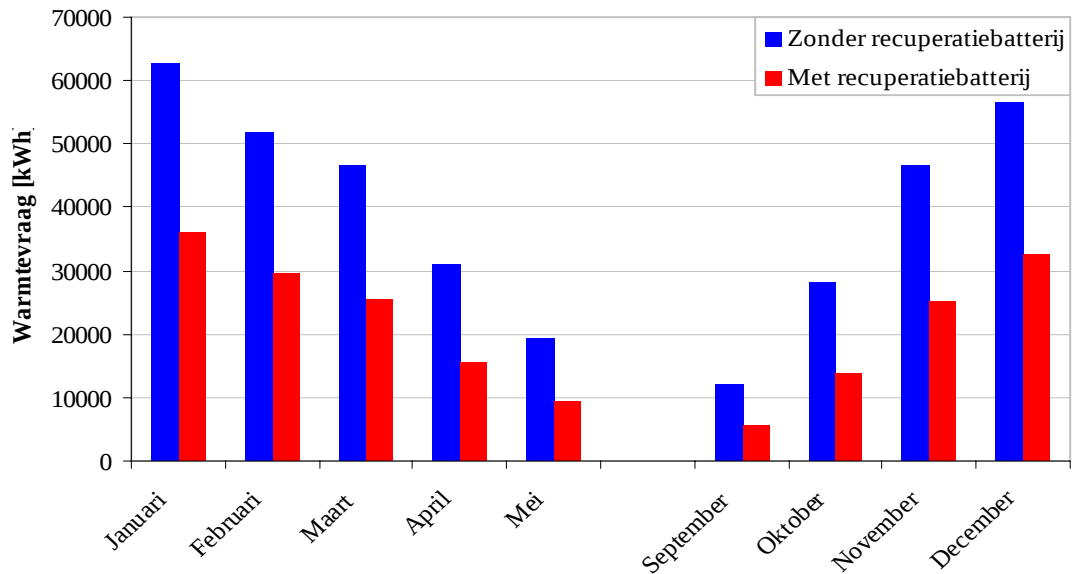
We kunnen besluiten dat het verlagen van de insteltemperatuur in de laboratoria tot 12,5% energiebesparing kan leiden. Bij voorkeur wordt dit enkel toegepast voor het instelpunt voor verwarming en blijft het instelpunt voor koeling ongewijzigd. Hierdoor wordt vermeden dat in lokalen met hoge interne warmtewinsten nodeloos gekoeld wordt, zoals blijkt uit Figuur 7.9.

7.2.4 Impact van de recuperatiebatterij

Uit het temperatuursverloop van Figuur 6.9a blijkt dat tijdens de winter een groot deel van de temperatuursstijging in de primaire groep door de recuperatiebatterij wordt gerealiseerd. We kunnen de impact van deze recuperatiebatterij nagaan door de pomp van het recuperatiecircuit in de simulaties continu uit te schakelen. De resultaten hiervan worden voorgesteld op Figuur 7.11.

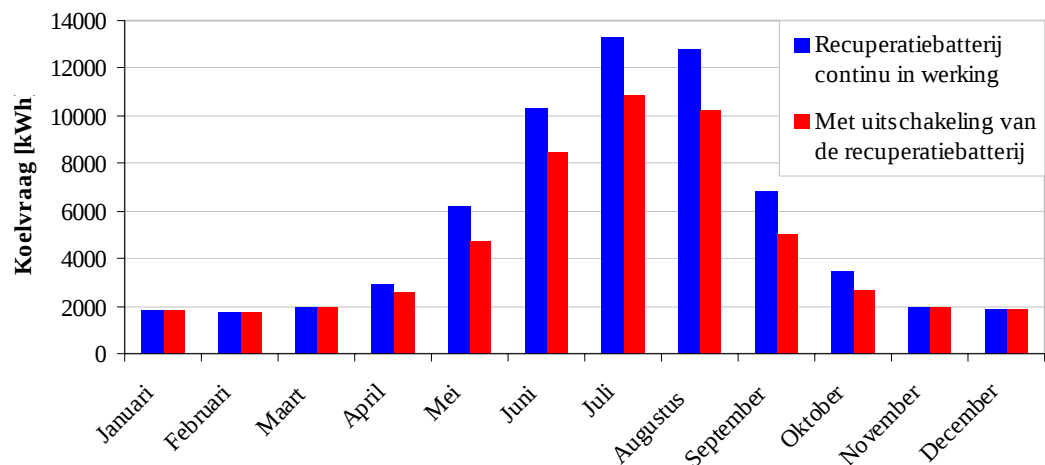
De totale warmtevraag blijkt over de negen beschouwde maanden met de recuperatiebatterij liefst 46% lager te liggen dan wanneer geen recuperatiebatterij in de luchtgroepen is voorzien. Deze aanzienlijke energiebesparing toont het nut aan van een recuperatiebatterij en rechtvaardigt de investerings- en werkingskosten⁶² die het teweegbrengt.

⁶² De werkingskost vloeit voort uit het verbruik van de pomp in het recuperatiecircuit.



Figuur 7.11: Impact van een recuperatiebatterij op de warmtevraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus).

Op het einde van Hoofdstuk 6 werd reeds opgemerkt dat de recuperatiebatterij dient uitgeschakeld te worden van zodra de buitentemperatuur een bepaalde waarde bereikt, in het beste geval op 15°C. Figuur 7.12 maakt duidelijk dat het niet-uitschakelen van de recuperatiebatterij inderdaad nefaste gevolgen heeft voor het energieverbruik. De jaarlijkse koelvraag zou met 20.5% toenemen. Uit waarnemingen blijkt dat de recuperatiebatterij van het MRB wel degelijk aflies bij hogere temperaturen.



Figuur 7.12: Invloed van het al dan niet uitschakelen van de recuperatiebatterij op de totale koelvraag doorheen het jaar.

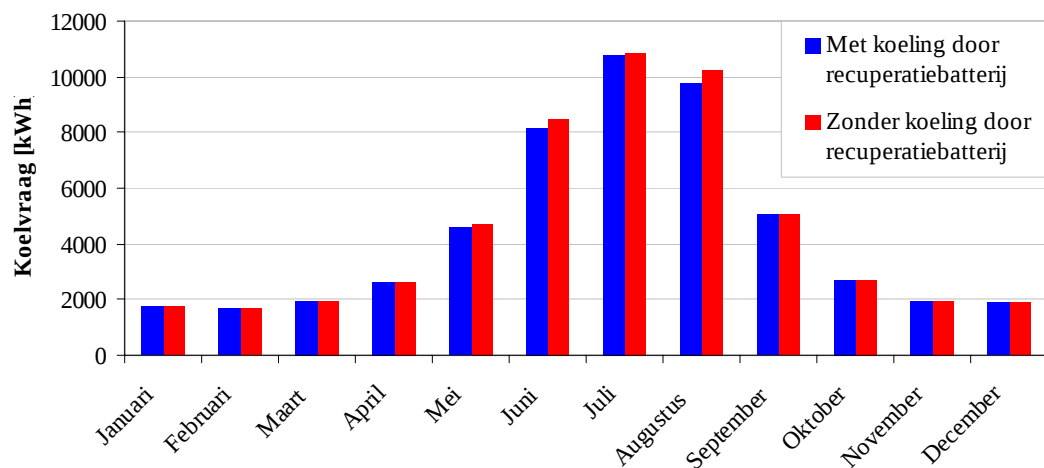
Bij een buitentemperatuur die enkele graden boven de extractietemperatuur ligt wordt de inschakeling van een recuperatiebatterij opnieuw zinvol. Deze kan dan immers dienen tot koeling van de buitenlucht.

In Figuur 7.13 merken we dat de invoer van een dergelijke regeling in juni, juli en augustus tot kleine dalingen van de koelvraag leidt. Op jaarbasis bedraagt de winst 1050 kWh ofwel 1.9%. Hier staat wel tegenover dat de pomp van het recuperatiecircuit per jaar 259 uren extra moet draaien. Uit kennis van beide kunnen we de COP berekenen die met deze koeling gepaard gaat:

$$COP_{\text{Recuperatiebatterij}} = \frac{Q_{\text{Koeling}}}{P_{\text{Pomp}}} = \frac{1050 \text{ kWh}}{0,4 \text{ kW} \cdot 259 \text{ h}} = 10,1$$

waarbij het nominale vermogen van de pomp 0,4 kW bedraagt.

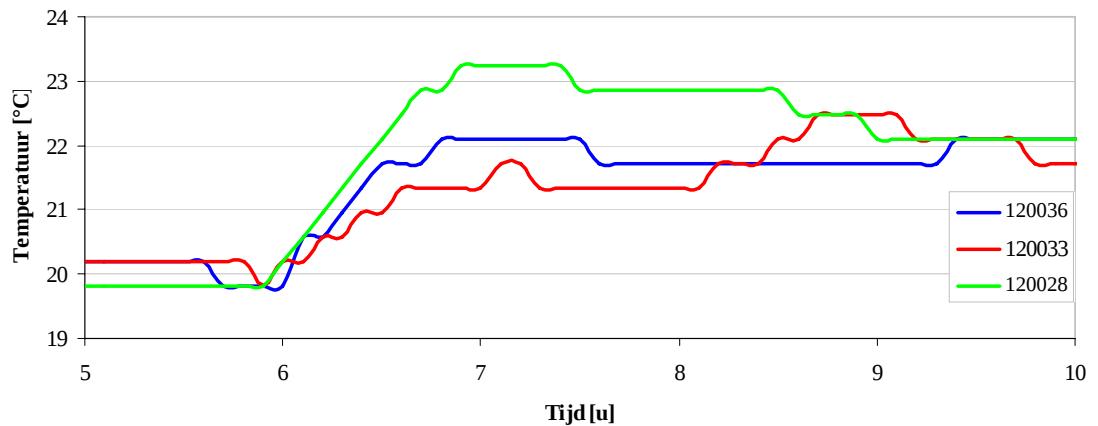
Deze COP is hoger dan de COP van de koelmachine die normaal gezien deze koellast zou moeten leveren. Op basis van deze redenering zou het gebruik van de recuperatiebatterij voor koeling een energetisch efficiënte oplossing zijn. Wel is het mogelijk dat door tussenkomst van de recuperatiebatterij de watergekoelde machine in een minder efficiënt werkingpunt gaat werken en de energiewinst hierdoor alsnog teniet gedaan wordt.



Figuur 7.13: Invloed van de koeling door een recuperatiebatterij bij hogere temperaturen op de totale koelvraag doorheen het jaar.

7.2.5 Aanpassing van het opstarttijdstip

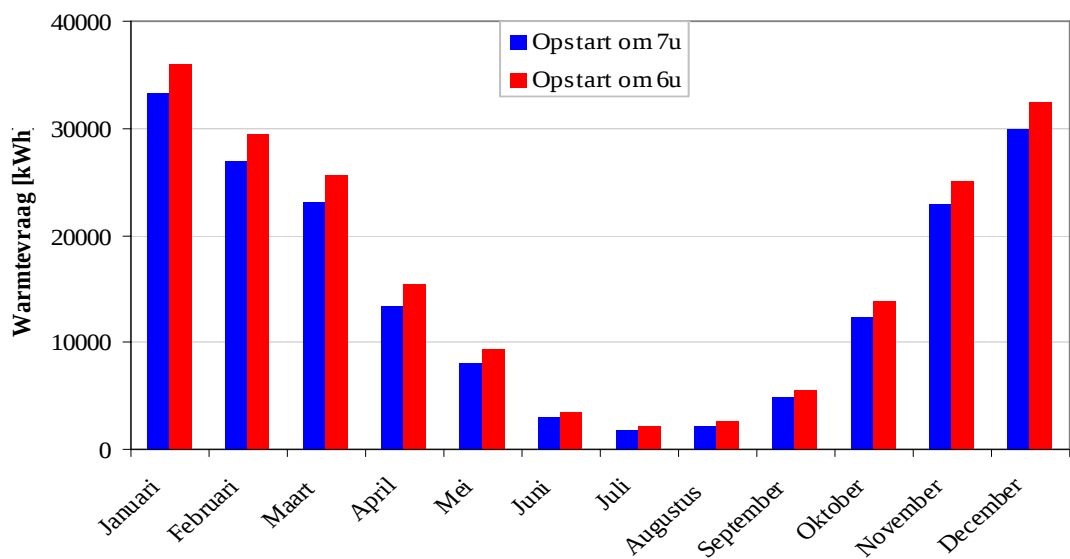
Figuur 7.14 geeft het opgemeten temperatuursverloop weer voor enkele willekeurige lokalen tussen vijf en tien uur 's morgens. In deze gevallen zien we duidelijk dat de luchtgroepen om zes uur opstarten en dat de ruimte reeds vóór zeven uur de gewenste temperatuur heeft aangenomen. Uit het vermogensprofiel van de verlichting (Hoofdstuk 4) kunnen we echter afleiden dat het MRB tot acht uur 's morgens onbemand is.



Figuur 7.14: Temperatuursprofiel voor lokaal 120036 op 10/11/05; 120033 op 8/11/05 en 120028 op 5/12/05.

Op basis van voorgaande beschouwingen zou een verschuiving van het opstarttijdstip van de luchtgroepen van zes naar zeven uur een voor de hand liggende keuze zijn, die bovendien niet aan comfort doet inboeten.

Op Figuur 7.15 zien we uit de simulatie wat deze wijziging zou betekenen voor het verloop van de warmtevraag. De jaarlijkse warmtevraag blijkt door het latere opstarttijdstip 9,5% te zakken.



Figuur 7.15: Invloed van het uitstellen van de opstart van de HVAC-installatie -van zes naar zeven uur- op de totale warmtevraag doorheen het jaar (uitgezonderd juni, juli en augustus).

7.3 Impact van wijzigingen in de installatie

In wat voorafging hebben we de invloed van enkele wijzigingen in het regelsysteem onderzocht. In het volgende deel bestuderen we de mogelijkheid om door aanpassingen in de installatie zelf energiewinst te boeken. Meer specifiek worden de mogelijkheden van een ‘free cooling’-systeem belicht.

7.2.1 Free cooling

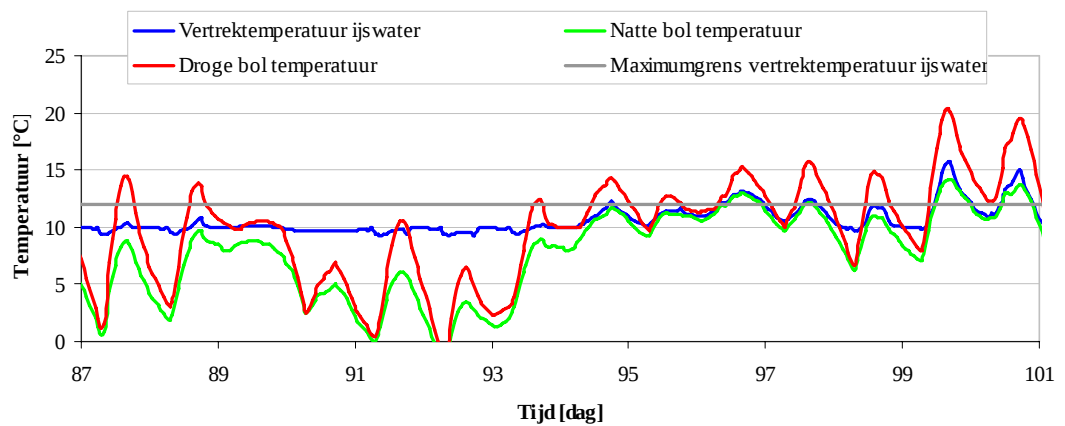
Free cooling (FC) is een koelsysteem waarbij de ijswaterkringloop via een warmtewisselaar rechtstreeks met het koelwatercircuit van de koeltoren in contact wordt gebracht. De watergekoelde ijsmachine wordt in dit geval dus gebypassed, waardoor de energievraag van de compressoren wegvalt (W_{in} op Figuur 5.1). Het te leveren elektrisch vermogen is dus beperkt tot de koelwaterpomp en de koeltorenventilator. We kunnen de COP van een FC-systeem dan ook als volgt definiëren:

$$COP_{FC} = \frac{Q_{Koeling}}{P_{Koelwaterpomp} + Q_{Koeltorenventilator}}$$

Volgens de literatuur zou voor commerciële gebouwen een COP van 24 kunnen bereikt worden [11].

Een systeem van FC is voor het MRB enkel mogelijk wanneer de koeltoren het ijswater tot een temperatuur van 10°C kan blijven koelen. Doordat in een koeltoren de koeling evaporatief gebeurt, ligt de maximale buitentemperatuur waarvoor FC mogelijk blijft enkele graden boven 10°C. Theoretisch kan gekoeld worden tot de natte bol temperatuur 10°C bereikt⁶³. Het verloop van de vertrektemperatuur over een jaar staat in Bijlage 7.6 afgebeeld. In Figuur 7.16 zoomen we in op het overgangsgebied voor FC. Als we ervan uitgaan dat een ijswatertemperatuur van 12°C het maximaal toelaatbare is, dan moet FC vanaf dag 95 ofwel begin maart uitgeschakeld worden. De buitentemperatuur bedraagt dan 14°C (droge bol). Met dit criterium kan FC opnieuw ingeschakeld worden na 295 dagen ofwel eind oktober (zie Bijlage 7.6).

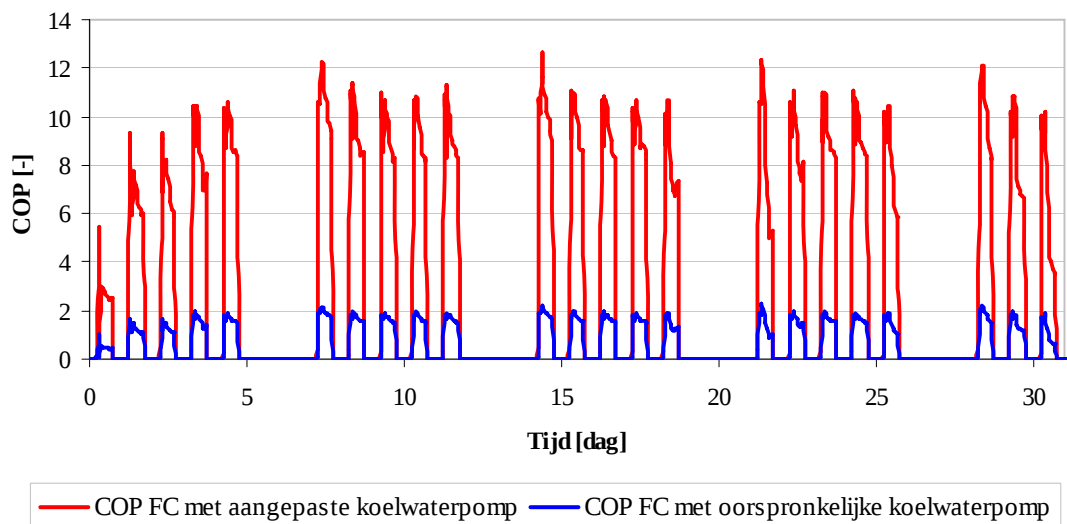
⁶³ Uiteraard moet ook de effectiviteit van de warmtewisselaar in rekening worden gebracht, zodat een bepaald temperatuursverschil noodzakelijk is. Voor een uitleg van de natte bol temperatuur verwijzen we naar Hoofdstuk 5.3.1.



Figuur 7.16: Verloop van de buitentemperatuur en de ijswatertemperatuur in het overgangsgebied voor FC. Op de x-as worden het aantal dagen in een jaar uitgezet.

In wat volgt gaan we na of een FC-systeem voor het MRB zijn verwachte COP zou kunnen behalen.

De blauwe lijn op Figuur 7.17 geeft het verloop van de COP voor de maand januari weer wanneer gebruik gemaakt wordt van dezelfde koelwaterpomp en koeltoren die in het MRB met de watergekoelde machine zijn verbonden. De COP blijkt in dit geval slechts een maximale COP van ongeveer 2 te bereiken.



Figuur 7.17: Verloop van de COP voor free cooling in januari.

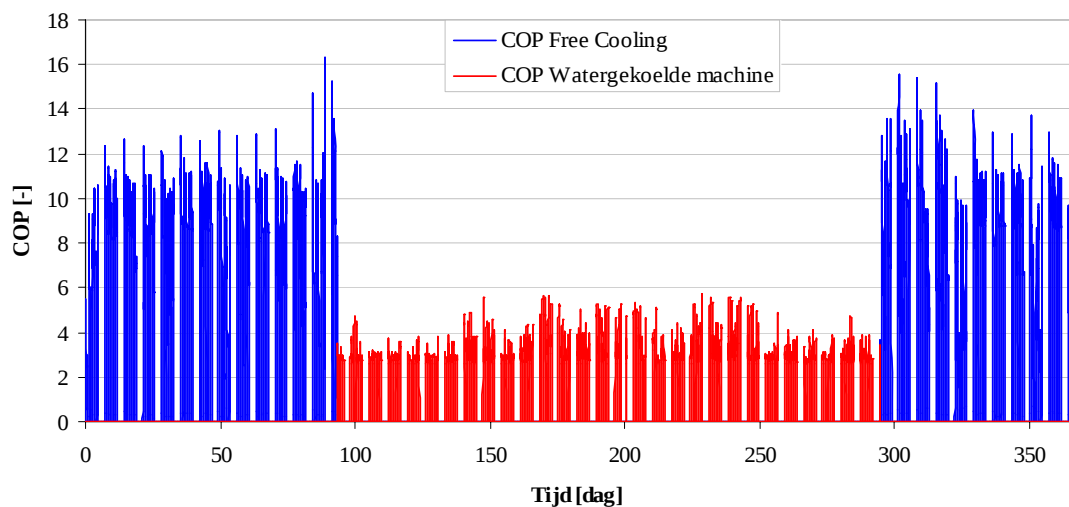
Deze lage waarde wordt veroorzaakt door de koelwaterpomp. Deze circuleert het koelwater aan veel te hoog debiet voor FC-toepassingen, waardoor ook zijn geleverde vermogen groter is dan vereist. Dit probleem van overdimensionering werd ook vastgesteld in het VIB-gebouw [9] waar de prestaties van het werkelijk FC-systeem hierdoor ondermaats bleken te zijn.

Om deze overdimensionering op te lossen verkleinen we het debiet van de pomp in de simulaties met een factor 5,8: van 13 l/s naar 2,2 l/s⁶⁴. Met dit debiet blijft FC in de beschouwde periode nog steeds mogelijk gebruik makend van de bestaande koeltoren. Door deze wijziging zal de COP gevoelig stijgen tot boven 12 (rode lijn, Figuur 7.17).

Tot slot wensen we na te gaan hoeveel de energiewinst van de combinatie watergekoelde machine - FC op jaarbasis bedraagt in vergelijking met een continu werkende watergekoelde machine⁶⁵. De omschakeltijdstippen worden – in overeenkomst met voorgaande beschouwingen – op 95 en 295 dagen gelegd (zie Figuur 7.18).

Als enkel de watergekoelde machine zou werken zou het jaarlijks elektrisch verbruik 10263 kWh bedragen⁶⁶. Bij de combinatie met free cooling, zakt het verbruik met 13% tot 8903 kWh. Hiervan komt 8153 kWh op rekening van de watergekoelde machine en 750 kWh op die van het FC-systeem.

Op basis van bovenstaande resultaten kunnen de extra installatiekosten (warmtewisselaar en aangepaste pomp) die met een FC-systeem gepaard gaan, gerechtvaardigd worden.



Figuur 7.18: Verloop van de COP over een jaar bij de combinatie free cooling – watergekoelde machine.

⁶⁴ De pomp zou in dit geval 0,55 kW elektrisch energie vergen in vergelijking met 3 kW voorheen.

⁶⁵ Zoals in Hoofdstuk 5 opgemerkt wordt, wordt in het MRB een luchtgekoelde machine gebruikt bij lage temperaturen. Door een tekort aan gegevens over de werking van deze machine bij lage temperaturen kon voor deze echter geen bruikbaar simulatiemodel opgebouwd worden.

⁶⁶ Hier werd COP van de watergekoelde machine berekend met inbegrip van het vermogen van de koelwaterpomp en de koeltorenventilator. Het verschil tussen deze COP en de COP van de koelmachine alleen bedraagt ongeveer 5 %, zie Bijlage 7.7.

Hoofdstuk 8: Conclusie

Op basis van meetresultaten hebben we het probleem van een lage relatieve vochtigheid in de laboratoria van het MRB gedurende de wintermaanden duidelijk bevestigd gezien. Het plaatsen van een stoombevochtiger in de twee primaire luchtgroepen biedt hiervoor een oplossing. Volgens de berekeningen van Hoofdstuk 3 – uitgaande van een waargenomen binnentemperatuur van 22°C – zou per luchtgroep jaarlijks 29,6 ton water in stoom moeten worden omgezet, wat met een energieverbruik van 23 MWh overeenstemt.

De vochtbehoefte en dus ook de energievraag van deze stoombevochtigers neemt echter sterk af wanneer de gemiddelde lokaaltemperatuur van het MRB met één à twee graden verminderd wordt. Dit kunnen we realiseren door de speelruimte die de gebruikers hebben op de insteltemperatuur van de lokalen tot één graad – zowel naar boven als naar onder – te beperken. Deze maatregel zou het comfort geenszins beïnvloeden maar de energiefactuur des te meer. Uit de simulaties is immers ook de grote impact van de lokaaltemperatuur op de warmtevraag gebleken: die zou bij 20°C met 12,5% kunnen afnemen. Belangrijk is het wel op te merken dat hierbij aan het instelpunt voor koeling niet mag gewijzigd worden, vooral voor de lokalen met hoge interne warmtewinsten.

Uit de inventarisatie van de laboratoria op basis van het toestellenverbruik is gebleken dat de procentuele verdeling van de laboratoriumoppervlakte over vermogensdichtheden vrij grote analogie vertoont met deze bekomen voor de labogebouwen uit drie vorige thesissen. Bijna driekwart van de totale oppervlakte vinden we tijdens de piekuren in de laagste drie vermogensklassen (0 - 30W/m²) terug.

Wel werden er binnen het gebouw zelf opvallende verschillen vastgesteld. Het totale vermogen bleek onder de drie verdiepingen enerzijds en tussen de toestellenruimtes van de zuidoostelijke en noordwestelijke zijde van het gebouw anderzijds sterk te variëren. Aan de hand van simulaties is gebleken dat de toestellenruimtes in het noordwestelijke deel door hun hoge interne warmtewinsten vrijwel uitsluitend de koelvraag in de winter dicteren. Deze lage koelvraag leidt er bovendien toe dat de koelmachines vrijwel continu in deellast werken. Uit metingen op de watergekoelde machine werd een daggemiddelde COP van 3,5 vastgesteld wat gevoelig onder de vooropgestelde COP van 5,1 ligt.

Verder stellen we in deze thesis de keuze voor het vroege opstarttijdstip van de HVAC-installatie in vraag. Het verlaten van deze opstart met één uur zou de jaarlijkse warmtevraag met 9,5% doen afnemen terwijl het comfortniveau van de gebruikers behouden blijft.

De resultaten uit Trnsys hebben bovendien de grote impact van een recuperatiebatterij aangetoond. Deze geeft aanleiding tot een energiebesparing van 46% op verwarming. Evenzeer hebben we het belang van het afschakelen van deze recuperatiebatterij vastgesteld bij buitentemperaturen boven 15°C. De positieve impact van koeling met een recuperatiebatterij is uit de simulaties onvoldoende sterk gebleken om hiervoor praktische aanbevelingen te maken.

Ten slotte kunnen we uit de simulaties afleiden dat een systeem van free cooling voor het MRB een COP tot 12 zou opleveren, op voorwaarde echter dat hiervoor een extra kleinere pomp wordt gebruikt.

Bijlage 2: Het MRB

B2.1 Exacte oppervlaktes van alle lokalen

	Nummer	Naam lokaal	Gelijkvloers	1 ^{ste} verdieping	2 ^{de} verdieping
Gemeenschappelijk	1	Gang	90,75	26,21	26,21
	2	Sanitair	6,54	6,50	6,50
	4	Sanitair	8,10	6,96	6,96
Module A	5	PR-lokaal / gang	12,34	11,88	11,88
	6	Bureau	18,02	18,02	18,02
	7	Labo1	34,55	34,25	34,25
	8	Labo2	27,68	27,43	27,43
	9	SAS Labo3	4,24	4,04	4,04
	10	Labo3	38,34	37,98	37,98
	11	Traphal	5,67	13,15	13,15
	12	Bureau	16,43	16,24	16,24
	13	Berging	6,35	6,35	6,35
	14	Gang	42,85	42,93	42,93
	15	Koelkamer	10,90	10,90	10,90
	16	Toestellenruimte	12,58	12,58	12,58
	17	Toestellenruimte	10,67	10,67	10,67
	18	Opslag	11,51	8,20	8,20
	19	Opslag	11,51	8,20	8,20
Module B	20	Toestellenruimte	10,67	10,67	10,67
	21	Toestellenruimte	10,67	10,67	10,67
	22	Koelkamer	10,90	10,90	10,90
	23	Gang	35,75	35,93	35,93
	24	Bureau	17,66	17,49	17,49
	25	Labo3	44,42	43,68	43,68
	26	SAS Labo3	4,60	4,60	4,60
	27	Labo2	27,68	27,43	27,43
	28	Labo1	34,55	34,25	34,25
	29	Bureau	18,02	17,26	17,26
	30	Elektriciteit/Gang	12,95	11,88	11,88
	31	Elektriciteit/Cafetaria	10,39	37,84	37,84
	32	Bureau	18,02	17,26	17,26
	33	Labo1	34,55	34,25	34,25
	34	Labo2	27,68	27,43	27,43
Module C	35	SAS Labo3	4,24	4,04	4,04
	36	Labo3	38,34	38,00	38,00
	37	Traphal	5,27	13,15	13,15
	38	Bureau	16,43	16,24	16,24
	39	Berging	6,35	6,35	6,35
	40	Gang	42,93	42,93	42,93
	41	Koelkamer	10,90	10,90	10,90
	42	Toestellenruimte	10,67	10,67	10,67

Module D	43	Toestellenruimte	10,67	10,67	10,67
	44	Opslag	11,77	8,47	8,47
	45	Archief	11,77	8,47	8,47
	46	Toestellenruimte	10,67	15,68	10,67
	47	Toestellenruimte	12,58	7,57	12,58
	48	Koelkamer	10,90	10,90	10,90
	49	Gang	35,88	35,75	35,75
	50	Bureau	17,66	17,49	17,49
	51	Labo3	44,41	43,68	43,68
	52	SAS Labo3	4,60	4,16	4,16
Andere	53	Labo2	27,68	27,43	27,43
	54	Labo1	34,55	34,25	34,25
	55	Bureau	18,02	18,02	18,02
	56	Traphal/Vergaderzaal	3,10	19,61	38,11
	57	Opslag PMGE/ Vergaderzaal	8,40	18,19	-
	58	Opslag afval	21,36	-	-
	59	Technieken	1,52	-	-
	950	Liftkoker	7,28	6,95	6,95

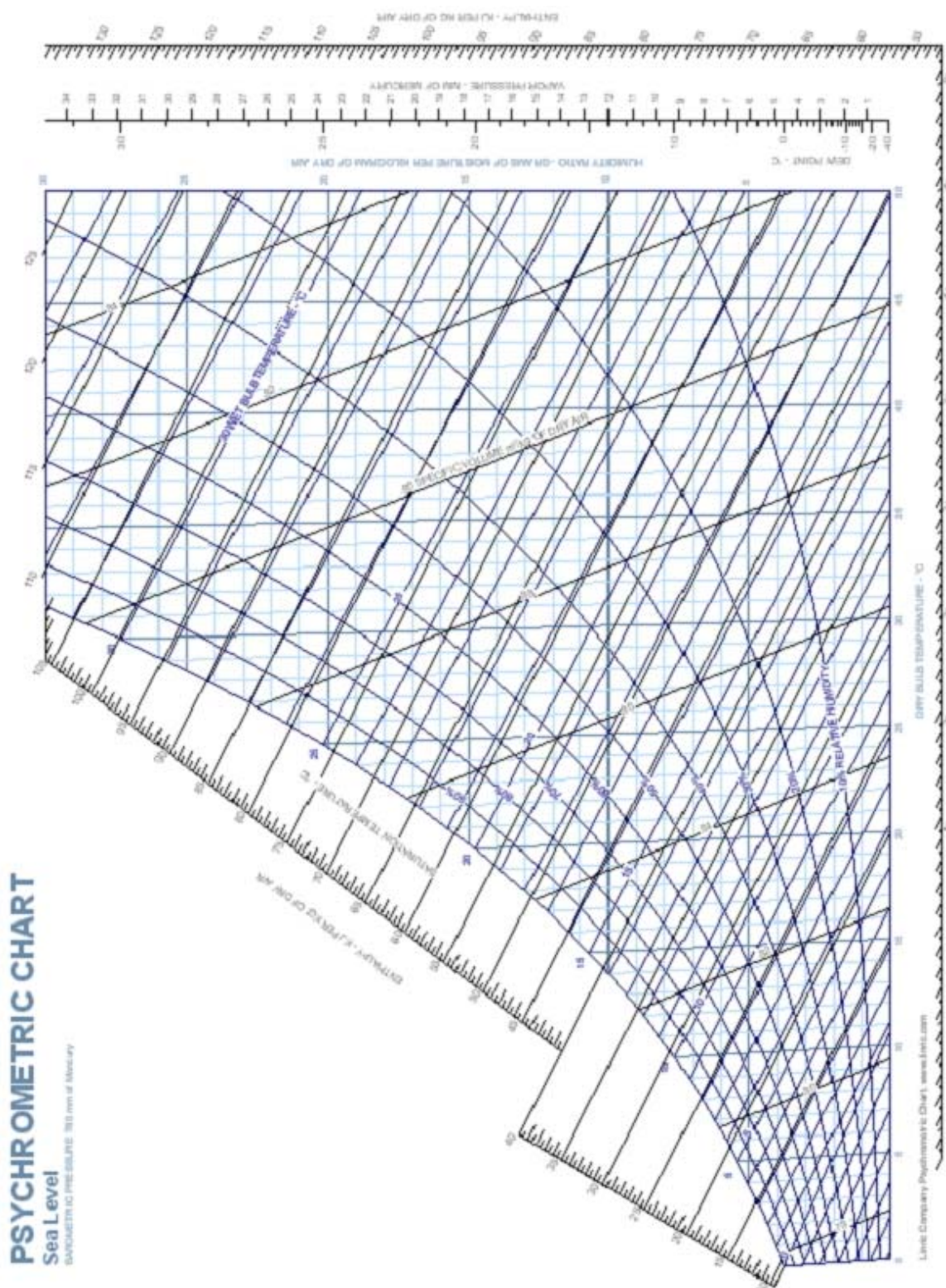
Tabel B2.1a: Oppervlakte van de lokalen [m²] met aanduiding van de functie volgens de kleurencode uit Tabel 2.1b.

		Gelijkvloers	1ste verd	2de verd	Totaal
	Laboratoria	521,29	516,08	516,08	1553,45
	Gang	248,16	195,63	195,63	639,42
	Koelruimte	43,60	43,60	43,60	130,80
	Opslagplaats, archief, magazijn, werkplaats	107,04	63,30	63,30	233,64
	Sanitair	14,64	13,46	13,46	41,56
	Kantoren, vergaderzalen, cafetaria	134,58	208,28	208,59	551,45
	Trappen, lift	21,32	33,25	33,25	87,82
	Technische ruimte, Elektriciteit	24,86	-	-	24,86

Tabel B2.1b: Verdeling van de nuttige oppervlakte [m²] van gelijkvloerse, eerste en tweede verdieping én van de totale nuttige oppervlakte over verschillende functies.

Bijlage 3: Relatieve luchtvochtigheid

B3.1 Psychometrisch diagram



Tabel B3.1: Psychometrisch diagram bij een atmosferedruk op zeeniveau.

B3.2 Specificaties van een HOBO-logger

Met een HOBO-logger worden temperatuur, relatieve vochtigheid en lichtintensiteit geregistreerd en opgeslagen. Het instellen en uitlezen van de HOBO-loggers gebeurt met het bijgeleverde softwareprogramma Boxcar Pro.

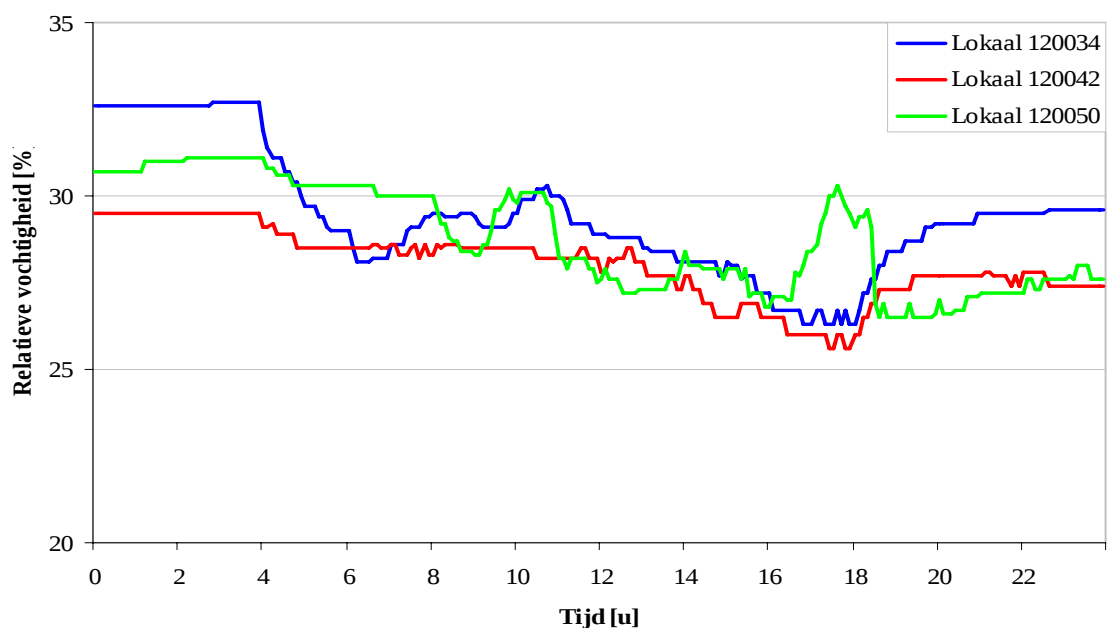
De specificaties van een HOBO-logger voor wat betreft de vier gemeten grootheden vinden we in onderstaande Tabel terug.

	Meetbereik	Nauwkeurigheid
Temperatuur	-20 tot 70°C	±0,7°C bij 21°C
Relatieve vochtigheid	25 tot 95%	±5%
Licht intensiteit	20 tot 6700 lumen/m ²	-

Tabel B3.1: Specificaties van een HOBO-logger.

B3.3 Voorbeelden van relatieve vochtigheidsprofielen

Op onderstaande Figuur B3.3 kunnen we vaststellen dat de relatieve vochtigheid voor drie verschillende laboratoria op eenzelfde dag vrij analoog verloopt. Overdag wordt de 30%-grens niet gehaald.



Figuur B3.2: Verloop van de relatieve vochtigheid op vrijdag 13 januari 2006 voor drie laboratoria.

B3.4 Insteltemperaturen van de laboratoria

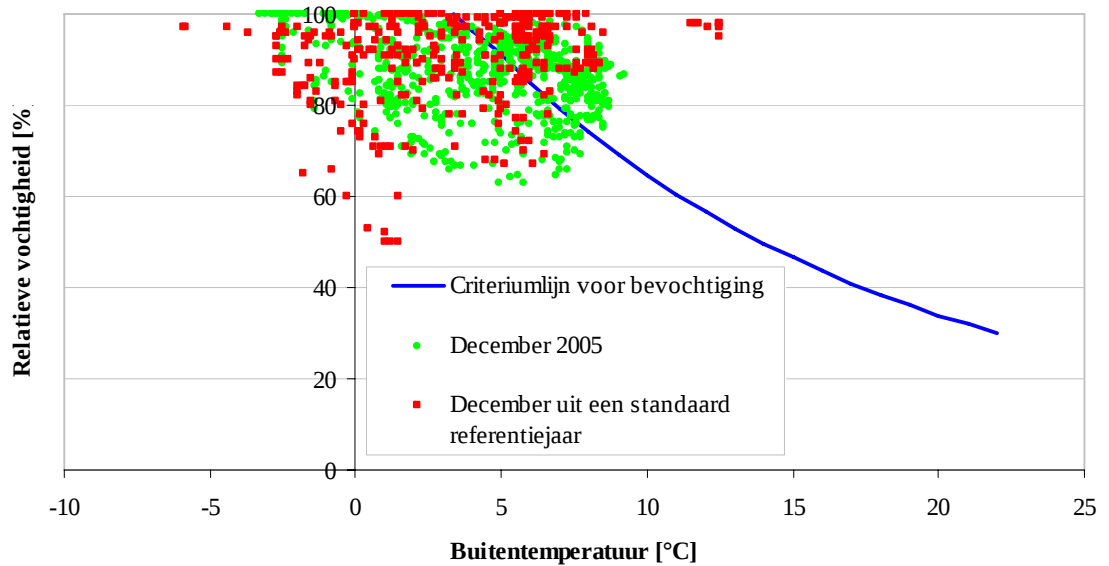
Tabel B3.2 geeft een overzicht van de instelwaarden voor de temperaturen in alle laboratoria. De vaststelling werd gedaan eind maart maar de instelwaarden bleken over een tijdspanne van een maand weinig te wijzigen. Op basis hiervan onderstellen we een gewenste ruimtetemperatuur van 22°C voor de laboratoria in de berekening van de bevochtigingsnood.

Verdieping	Module	Labo 1 [°C]	Labo 2 [°C]	Labo 3 [°C]	Gemiddelde [°C]
Gelijkvloers	A	22,7	22,3	21,6	22,2
	B	20,6	20,6	21,5	20,9
	C	22,3	22,3	21,4	22,0
	D	23,0	23,0	23,0	23,0
Eerste verdieping	A	20,7	21,5	21,4	21,2
	B	22,6	22,2	21,4	22,1
	C	23,0	22,8	21,0	22,3
	D	22,0	23,8	22,0	22,6
Tweede verdieping	A	22,7	22,7	22,7	22,7
	B	22,9	22,5	22,5	22,6
	C	22,2	20,7	20,9	21,3
	D	22,5	22,4	21,0	21,9
Totaal					22,1

Tabel B3.2: Ingestelde ruimtetemperaturen in °C voor alle laboratoria met berekend gemiddelde per module.

B3.5 December uit een standaard referentiejaar versus december 2005

In Figuur B3.3 worden de waarden voor temperatuur en relatieve vochtigheid in buitencondities vergeleken tussen december 2005 enerzijds en december uit een standaard referentiejaar anderzijds. We stellen vast dat de wolk punten grotendeels overlapt. Het is dus zinvol voor de berekeningen in Hoofdstuk 3 een standaard referentiejaar te hanteren.



Figuur B3.3: Grafische voorstelling van de bevochtigingsnood.

B3.6 Formule voor absolute vochtigheid

Als alternatief voor de uitdrukking met densiteiten uit Hoofdstuk 3 kan de relatieve vochtigheid ook uitgedrukt worden als een verhouding van partiële drukken:

$$\phi = \frac{p_v}{p_{v,sat}} \bigg|_T$$

Met:

p_v : de partiële druk van waterdamp

p_{sat} : de saturatiedruk van waterdamp bij de temperatuur van de lucht

Passen we voor zowel lucht als waterdamp de ideale gaswet toe dan kan ook de absolute vochtigheid in functie van partiedrukken worden geschreven:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{p_v \cdot V \cdot M_v}{\bar{R} \cdot T}}{\frac{p_a \cdot V \cdot M_a}{\bar{R} \cdot T}} = \frac{M_v \cdot p_v}{M_a \cdot p_a} = \frac{18,015 \cdot p_v}{28,965 \cdot p_a} = 0,6218 \frac{p_v}{p_a}$$

Met:

p_a : de luchtdruk (1,013 bar)

$\bar{R}$: de universele gasconstante (8,314 kJ/kmol.K)

M_v : de moleculaire massa van water (M_a voor lucht)

Beide bovenstaande formules leiden tot een formulering van ω in functie van ϕ , $p_{v,sat}$ en

p_a :

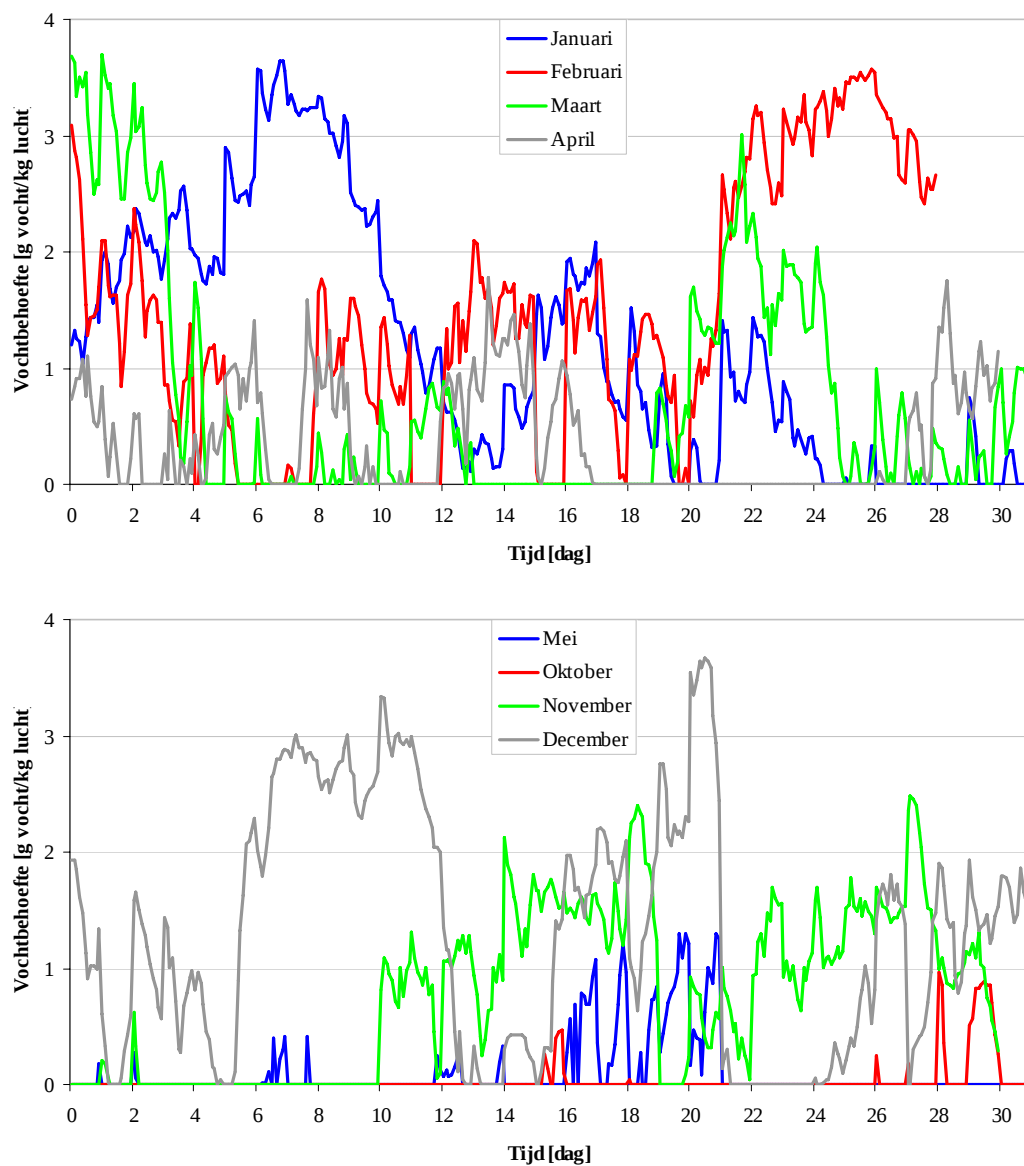
$$\omega = 0,6218 \cdot \frac{p_v}{p_{v,sat}} \cdot \frac{p_{v,sat}}{p_a} = 0,6218 \cdot \phi \cdot \frac{p_{v,sat}}{p_a}$$

$p_{v,sat}$ is enkel een functie van de temperatuur via onderstaande relatie:

$$p_{v,sat}(T) \equiv \exp \left[77,035798 - 8,14073 \cdot \ln \left(\frac{T + 273,15K}{K} \right) + 0,0055635 \cdot \frac{T + 273,15K}{K} - \frac{7230,36}{\left(\frac{T + 273,15K}{K} \right)} \right] Pa$$

Zo bekomen we een werkbare uitdrukking voor de absolute vochtigheid in functie van de relatieve vochtigheid en de temperatuur.

B3.7 Verloop van de absolute vochtbehoefte



Figuur B3.4: Verloop van de absolute vochtbehoefte in g vocht per kg lucht.

B3.8 Elektrische en gasgestookte stoombevochtigers

Op de Figuren B3.5 en B3.6 vinden we technische specificaties terug bij voorbeelden van respectievelijk een elektrische en een gasgestookte stoombevochtiger. Uit de analyse van Hoofdstuk 3 is gebleken dat het type 80 voor de primaire luchtgroepen van het MRB in aanmerking komt.

Type summary and designations of Defensor Mk5



Humidity control:
 Mk5 Visual ● On/Off ● Continuous
 Mk5 Process ● Continuous

5	8	10	16	20	24	30	40	50	60	80	
max. steam output in kg/h											heating voltage
5.0	8.0	10.0	16.0	20.0	24.0	30.0	40.0	50.0	60.0	80.0	400V/3P/50...60Hz
4.6	7.3	9.0	14.6	18.0	21.9	27.0	36.2	45.0	54.0	72.4	220V/3P/50...60Hz
5.0	8.5	10.5	16.5	20.5	25.0	30.5	41.5	51.5	61.5	83.5	415V/3P/50...60Hz
5.0		10.5									240V/PN/50...60Hz
5.0		10.0									230V/PN/50...60Hz
4.0	6.0	7.0	11.5	14.5	17.5	21.5	29.0	35.5	43.0	57.5	200V/3P/50...60Hz

The scale collector tray is not required if fully demineralized water is used. A special demineralized version is supplied for all steam outputs. The Defensor Mk5 is also available in a special steel case. Subject to technical modification.

Figuur B3.5: Uittreksel uit een commerciële brochure voor de elektrische stoombevochtiger van het type MK5 van de fabrikant Condair.

(Bron: http://www.condair-humidifier.com/pdf/PRO-Mk5_e.pdf)

Condair GS	Model	40	80	120	160	200	240
Bevochtigingscapaciteit	kg/h	10...40	10...80	10...120	10...140	10...200	10...240
Aansluitspanning		230V, 50...60Hz					
Vermogen (Bovenwaarde)	kW	36.5	73.0	109.5	129.0	182.5	219.0
Regelsignalen		0...5VDC/1...5VDC/0...10VDC/0...20mA/4...20mA					
Regelnauwkeurigheid		+/- 5% r.F.					
Gassoorten		G20, G25					
Luchtkanaaldruk	Pa	-800...+1700					
Hoogte	mm	815					
Breedte	mm	1.180					
Diepte	mm	508	673	1.035	1.035	1.464	1.464

Figuur B3.6: Uittreksel uit een commerciële brochure voor de gasgestookte stoombevochtiger van het type MK5 van de fabrikant Condair.

(Bron: <http://www.john-anderberg.dk/Files/Filer/CONDAIR1.PDF>)

Bijlage 4: Classificatie van laboratoria volgens vermogensdichtheden

B4.1 Opstelling en specificaties van een HIOKI-meter

De vermogensmetingen werden uitgevoerd met een HIOKI Model 3166 Clamp On Power HiTESTER. Op Figuur B4.1 zien we een foto van dit toestel.



Figuur B4.1: Foto van de HIOKI Model 3166 Clamp On Power HiTESTER.

Het is een klem type meter, die iedere vorm van stroomtoevoer kan registreren. Het toestel is in staat om metingen van spanning, stroom, vermogen en geïntegreerde waarden uit te voeren en te bewaren gedurende ingestelde meetperiodes.

Een overzicht van de specificaties van het toestel vinden we in Tabel B4.1.

Meetlijnen	Eén-fasig/twee-draden, Eén-fasig/drie-draden, Drie-fasig/drie-draden, Drie-fasig/vier-draden
Gemeten grootheden	Spanning, Stroom, Vermogen (actief, reactief, schijnbaar), Frequentie, Vermogenfactor, Vermogenintegraal
Meetbereik	Spanning: 150-600 V Stroom: 20-500 A Vermogen: 3-900 kW
Foutenmarge + fout op klem	± 0.1 % meetwaarde ± 0.2 % f.s.
Klemfout	± 0.5 % meetwaarde ± 0.2 % f.s.
Meetfrequentie	1 Hertz

Tabel B4.1: Specificaties voor de HIOKI Model 3166 Clamp On Power HiTESTER.

B4.2 Overzicht van de HIOKI-metingen op toestellen

Verdieping		Labo 1	Labo 2	Labo 3	Toestellen 1	Toestellen 2
Gelijkvloers	A	100.007	100.008	100.010	100.016	100.017
	2	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		10/03/06 - 17/03/06	28/03/06 - 04/04/06	28/03/06 - 04/04/06	28/03/06 - 04/04/06	
	B	100.028	100.027	100.025	100.020	100.021
	3	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		05/04/06 - 12/04/06	05/04/06 - 12/04/06	05/04/06 - 12/04/06	17/04/06 - 24/04/06	
	C	100.033	100.034	100.036	100.042	100.043
	3	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		24/04/06 - 01/05/06	24/04/06 - 01/05/06	21/04/06 - 28/04/06	24/04/06 - 01/05/06	
	D	100.054	100.053	100.051	100.046	100.047
	2	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		02/03/06 - 09/03/06	02/03/06 - 09/03/06	02/03/06 - 09/03/06	10/03/06 - 17/03/06	
1	A	110.007	110.008	110.010	110.016	110.017
	4	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		03/01/06-10/01/06	25/01/06 - 01/02/06	25/01/06 - 01/02/06	02/02/05 - 09/02/05	
	B	110.028	110.027	110.025	110.020	110.021
	5	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		09/02/06 - 16/02/06	16/02/06 - 23/02/06	16/02/06 - 23/02/06	23/02/06 - 02/03/06	
	C	110.033	110.034	110.036	110.042	110.043
	5	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		02/02/05 - 09/02/05	09/02/06 - 16/02/06	09/02/06 - 16/02/06	02/02/05 - 09/02/05	
	D	110.054	110.053	110.051	110.046	110.047
	4	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		25/01/06 - 01/02/06	18/01/06 - 25/01/06	18/01/06 - 25/01/06	18/01/06 - 25/01/06	
2	A	120.007	120.008	120.010	120.016	120.017
	6	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		08/11/05 - 15/11/05	08/11/05 - 15/11/05	08/11/05 - 15/11/05	23/02/06 - 02/03/06	
	B	120.028	120.027	120.025	120.020	120.021
	7	121 - 124	125 - 128	141 - 146	111 - 117	
		30/11/05 - 7/12/05	14/12/05 - 21/12/05	7/12/05 - 14/12/05	7/12/05 - 14/12/05	
	C	120.033	120.034	120.036	120.042	120.043
	7	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		21/12/05 - 03/01/06	21/12/05 - 03/01/06	10/01/01 - 17/01/06	7/12/05 - 14/12/05	
	D	120.054	120.053	120.051	120.046	120.047
	6	221 - 224	225 - 228	241 - 246	211 - 217	
		16/11/05 - 23/11/05	16/11/05 - 23/11/05	16/11/05 - 23/11/05	23/11/05 - 30/11/05	

Vb:Module
Nummer hoofdkring

A	120.007
6	121 - 124
	08/11/05 - 15/11/05

Lokaalnummer
Nummer koofdkring
Datum opname**Tabel B4.2:** Schema van de uitvoering van de wekelijkse HIOKI-metingen op toestellen.

B4.3 Overzicht van de gemiddelde vermogens per lokaal tijdens piekuren, daluren en weekend

Verdieping		Labo 1 [W]	Labo 2 [W]	Labo 3 [W]	Toestellen 1 [W]	Toestellen 2 [W]
Gelijkvloers	A	519	97	668	715	
	2	150	101	340	547	
		165	75	305	535	
	B	1064	251	673	919	
	3	1056	87	258	792	
		1030	61	320	777	
	C	236	218	651	745	
	3	188	211	464	653	
		188	210	453	638	
	D	281	1114	329	1065	
	2	180	868	115	580	
		200	896	148	581	
1	A	1620	334	947	721	
	4	1148	296	400	234	
		1110	55	120	210	
	B	361	301	933	1139	
	5	361	198	228	915	
		288	175	65	925	
	C	146	247	745	2335	
	5	117	87	266	2287	
		100	112	278	2225	
	D	319	1403	521	756	
	4	296	1070	257	293	
		283	675	145	210	
2	A	972	219	1521	1222	
	6	144	137	439	605	
		110	127	275	540	
	B	914	920	2414	498	
	7	369	305	958	448	
		270	207	910	444	
	C	595	149	734	583	
	7	263	122	230	208	
		235	0	125	147	
	D	717	185	888	3399	
	6	478	110	145	3117	
		170	117	200	3050	

Vb:Module
Nummer hoofdkring

A	972
6	144
	110

Gemiddeld vermogen tijdens piekuren [W]
Gemiddeld vermogen tijdens daluren [W]
Gemiddeld vermogen tijdens weekend [W]**Tabel B4.3:** Overzicht van de gemiddelde vermogens per lokaal.

**B4.4 Overzicht van de vermogensdichtheden per lokaal tijdens
piekuren, daluren en weekend**

Verdieping		Labo 1 [W/m ²]	Labo 2 [W/m ²]	Labo 3 [W/m ²]	Toestellen 1 [W/m ²]	Toestellen 2 [W/m ²]
Gelijkvloers	A	15	4	18	31	
	2	4	4	9	24	
		5	3	8	23	
	B	31	9	15	43	
	3	31	3	6	37	
		30	2	7	36	
	C	7	8	17	35	
	3	5	8	12	31	
		5	8	12	30	
	D	8	41	8	46	
	2	5	32	3	25	
		6	33	3	25	
1	A	47	12	25	31	
	4	34	11	11	10	
		32	2	3	9	
	B	11	11	21	53	
	5	11	7	5	43	
		8	6	1	43	
	C	4	9	20	109	
	5	3	3	7	107	
		3	4	7	104	
	D	9	51	12	33	
	4	9	39	6	13	
		8	25	3	9	
2	A	28	8	40	53	
	6	4	5	22	26	
		3	5	7	23	
	B	26	33	54	23	
	7	11	11	22	21	
		8	7	20	21	
	C	17	5	19	27	
	7	8	4	6	10	
		7	0	3	7	
	D	21	7	20	146	
	6	14	4	3	134	
		5	4	5	131	

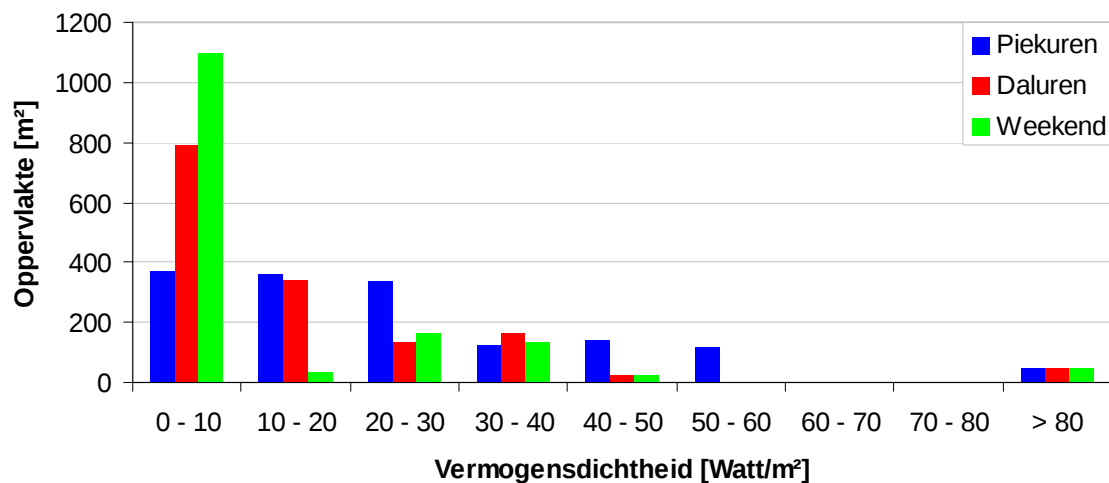
Vb:Module
Nummer hoofdkring

A	972
6	144
	110

Gemiddeld vermogensdichtheid tijdens piekuren [W/m²]
 Gemiddeld vermogensdichtheid tijdens daluren [W/m²]
 Gemiddeld vermogensdichtheid tijdens weekend [W/m²]

Tabel B4.4: Overzicht van de gemiddelde vermogensdichtheid per lokaal.

B4.5 Opdeling van de absolute laboratoriumoppervlakte in vermogendichtheidsklassen



Figuur B4.5: Absolute verdeling in vermogendichtheidsklassen voor alle laboratoria en toestellenruimtes van het MRB tijdens piekuren, daluren en weekend.

Bijlage 5: Koeling

B5.1 De Carnot cyclus

In een ideale cyclus, ook Carnot cyclus genoemd, verloopt elk van de vier stappen intern reversibel⁶⁷. Bovendien onderstellen we dat de warmteafgifte en –opname tussen het koelvloeistof en het omringend medium gebeurt zonder temperatuursverschil. Dit impliceert dat deze processen extern reversibel verlopen⁶⁸.

Figuur B5.1a stelt de vier fasen van een Carnot cyclus. Deze omvatten:

- Een isotherme warmte-opname in de verdamper: Het koelmiddel ondergaat bij een constante temperatuur T_L een faseverandering van vloeistof naar damp.
- Een adiabatische compressie: Het koelmiddel wordt samengedrukt zonder warmte-uitwisseling met de omgeving (adiabaat). De compressie gaat door tot het fluidum zich in gesatureerde toestand bevindt, overeenkomende met de temperatuur van het warme medium T_H .
- een isotherme warmte-afgifte in een condensor: Het koelmiddel wordt bij een temperatuur T_H gecondenseerd.
- een adiabatische expansie in een turbine: Het koelmiddel wordt adiabaat ontspannen tot een drukniveau, in overeenstemming met T_L . Hierbij wordt een arbeid W_T gerecupereerd.

Bij zowel compressie als expansie blijft in een Carnot-cyclus de entropie constant. Dit volgt

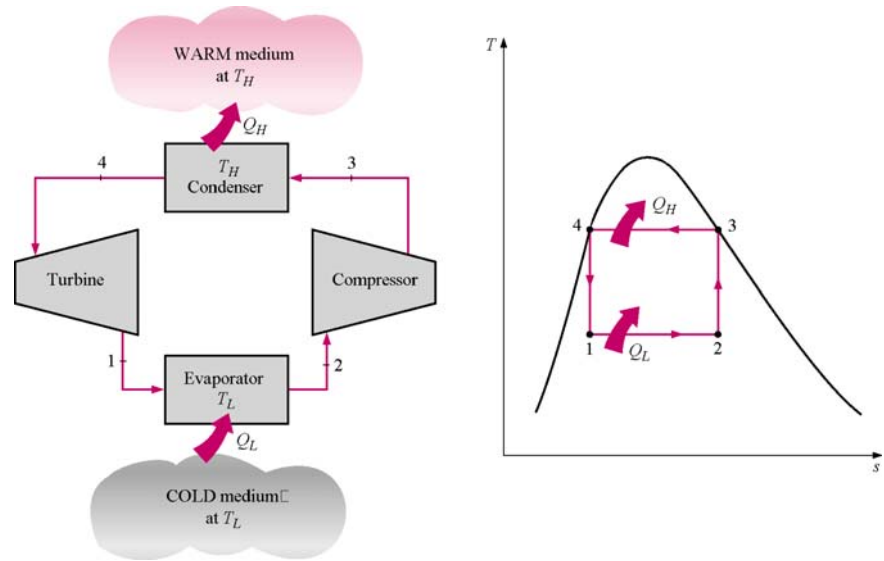
uit de definitie van entropie: $dS = \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{\text{int rev}}$ en de aanname dat beide processen intern

reversibel en adiabatisch verlopen: $\partial Q = 0 \rightarrow dS = 0$. De twee isentrope en twee isotherme

⁶⁷ Na een reversibel proces kunnen het systeem en de omgeving perfect tot hun respectieve initiële toestanden teruggebracht worden. In werkelijkheid kan dergelijk proces slechts benaderd worden en zijn steeds irreversibiliteiten aanwezig. Bevinden deze zich enkel in de omgeving dan spreekt men van een intern reversibel proces.

⁶⁸ Volgens de tweede hoofdwet is een systeem waarbij het enige resultaat een warmteoverdracht van een koud naar een warm lichaam zou zijn, uitgesloten (interpretatie van Clausius). Om na een spontane warmteuitwisseling tussen een warmer en een kouder lichaam het systeem en de omgeving terug tot hun initiële toestand te brengen, is immers arbeid uit de omgeving nodig. Een warmteoverdracht met temperatuursverschil is dan ook steeds irreversibel.

processen geven in een s-T diagram aanleiding tot een rechthoek, zoals op Figuur B5.1b is voorgesteld.



Figuur B5.1: Schematische voorstelling (a) en T-s diagram (b) van de Carnot-cyclus.

Vermits alle processen intern reversibel worden verondersteld resulteert bovenvermelde entropie-formule in een eenvoudige bepaling van de opgenomen warmteoverdracht $\dot{Q}_{in}$:

$$\partial Q = T \, dS \rightarrow \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = \int_1^2 T \, ds = T_L \cdot (s_2 - s_1)$$

In het T-s diagram komt deze met de rechthoek onder de lijn 4-3 overeen.

Analoog vinden we de afgegeven warmte, vermits deze opnieuw met een rechthoek in het T-s diagram correspondeert:

$$\frac{\dot{Q}_{uit}}{\dot{m}} = \int_3^4 T \, ds = T_H \cdot (s_4 - s_3) = T_H \cdot (s_1 - s_2)$$

De ingesloten oppervlakte 1-2-3-4 stelt dan de netto warmteoverdracht vanuit het koelmiddel voor. Uit de eerste wet van de thermodynamica⁶⁹ is dit gelijk aan de netto arbeid $W_{in} - W_T$ uitgeoefend op het koelmiddel.

Op basis van voorgaande beschouwingen stellen we vast dat de COP bij een Carnot cyclus enkel een functie is van de temperaturen T_L en T_H :

$$COP_{max} = \frac{Q_L}{W_{in} - W_T} = \frac{T_L \cdot (s_2 - s_1)}{(T_H - T_L) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

⁶⁹ $\Delta E = Q - W$ met Q de energieoverdracht door warmte naar het systeem toe en W de arbeid verricht door het systeem. Voor een cyclus geldt dat $\Delta E = 0$.

B5.2 Technische specificaties van de luchtgekoelde en watergekoelde machine

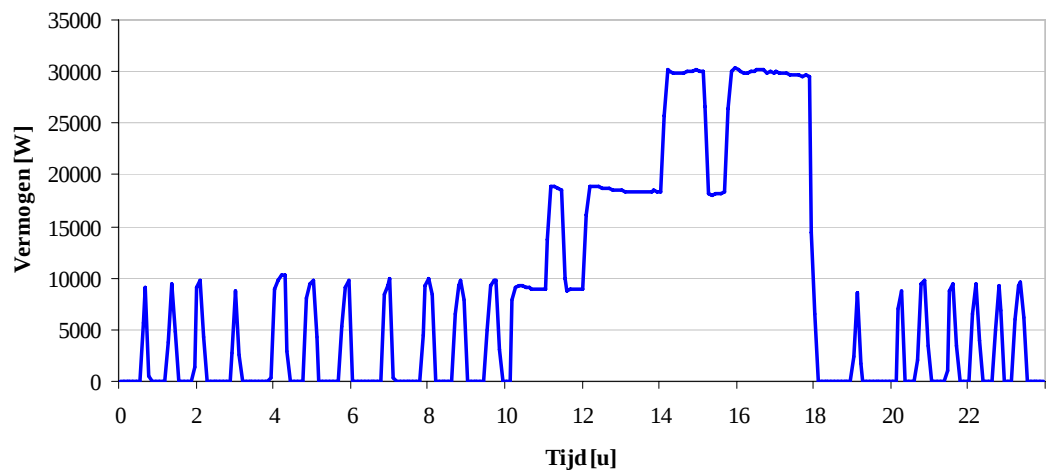
In Tabel B5.1 zijn de belangrijkste technische specificaties van de beide koelmachines van het MRB samengevat. De opgenomen waarden voor temperatuur, vermogen en COP zijn de ontwerpwaarden bij vollast.

	Luchtgekoelde ijswatermachine	Watergekoelde ijswatermachine
Model	Lennox Ecologic	Lennox MCW
Type	WA 300 D K LN	MCW 162 S K
Koelmiddel	R407C	R407C
Aantal compressoren	4	4
Aantal trappen per compressor	4	4
IJswatertemperaturen [°C]	16 - 10	16 – 10
Koeltorentemperaturen [°C]	-	32 – 27
Omgevingstemperatuur [°C]	32	-
Koelvermogen [kW]	336	205
Elektrische vermogeninput [kW]	121	40,1
COP	2,78	5,11

Tabel B5.1: Vergelijking van enkele technische specificaties voor de twee koelmachines van het MRB.

B5.3 Gemeten vermogenprofiel met schakeling van drie compressoren

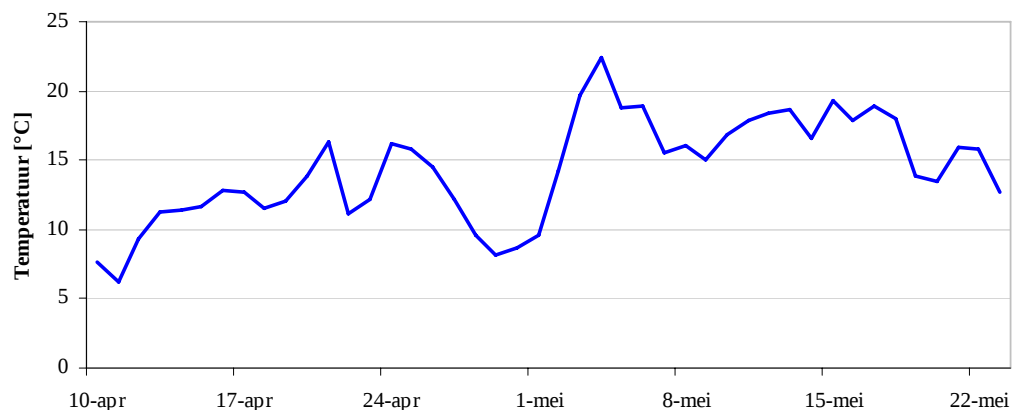
In Figuur B5.2 is het elektrisch vermogenprofiel voor de watergekoelde machine weergegeven, zoals het met HIOKI-meters geregistreerd werd op 3 mei 2006. Het schakelen van de compressoren is duidelijk waar te nemen.



Figuur B5.2: Elektrisch vermogenprofiel van de watergekoelde machine op 03/05/06.

B5.4 Verloop van de buitentemperatuur tussen 10 april en 24 mei

In Figuur B5.3 vinden we het verloop van de buitentemperatuur terug, voor elke dag over een etmaal uitgemiddeld. Deze gemiddelde buitentemperatuur neemt begin mei sterk toe en komt vanaf 19 mei duidelijk lager te liggen.



Figuur B5.3: Gemiddeld temperatuursverloop buiten tussen 10 april en 22 mei 2006.

Bijlage 6: Opbouw van het simulatiemodel in Trnsys

B6.1 Bepaling van het zonevolume in het 1-zone model

Het zonevolume is één van de algemene parameters uit Groep 1 (Figuur 6.2) die in TRNBuild per zone moet ingevoerd worden. Het zonevolume wordt gedefinieerd als de hoeveelheid lucht die door de HVAC-installatie van het lokaal wordt geconditioneerd.

Het plafond van het laboratorium 110.010 bestaat uit een dunne gyproc plaat. Hier worden de verlichting en de HVAC-groepen in onder gebracht. Boven dit plafond lopen de toe- en afvoerleidingen voor lucht enerzijds en voor water naar de koel- en verwarmingsbatterij anderzijds. De gyproc plaat zorgt echter nauwelijks voor thermische weerstand of opslag zodat de luchthoeveelheid erboven eveneens geconditioneerd wordt. Voor de berekening van het zonevolume mag dus de afstand tussen de twee draagvloeren als hoogte worden genomen. Deze bedraagt 4,33 m, de oppervlakte van het lokaal 110.010 is 37,98 m². Voor het zone volume werd in TRNBuild dus 164,5 m³ ingevoerd.

B6.2 Invoer van de parameters voor muren en ramen in Trnbuild

Muren en ramen bestaan meestal uit meerdere lagen van variabele dikte. Voor elk van deze dienen in TRNBuild enkele fysische parameters gespecificeerd te worden.

Voor de muren zijn dit warmtegeleidbaarheid, capaciteit en densiteit. Alle gebruikte lagen met hun overeenkomstige parameters worden in Figuur B6.1 opgelijst. Naast samenstelling, dikte en oppervlakte dient aan elke muur een bepaald wandtype toegekend te worden. De verschillende categorieën zijn:

- External: Bij een buitenmuur moeten oriëntatie en beglazing opgegeven worden.
- Adjacent: De muur grenst aan een naburige zone.
- Boundary: De externe wandtemperatuur wordt opgelegd.
- Internal: De muur bakent geen zone af, maar is van belang voor warmteopslag.

Muurtype	Laagtype	Dikte laag [m]	Conductiviteit [kJ/h m K]	Capaciteit [kJ/kg.K]	Densiteit [kg/m³]
Binnenmuur	Plaaster	0,025	1,5	0,84	1000
	Luchtlaag	Massaloze laag: weerstand: 0.042 h.m².K/kJ			
	Glaswol	0,045	0,11	1,47	35
	Plaaster	0,025	1,5	0,84	1000
Buitenmuur_boven (=boven vals plafond)	Metselwerk	0,2	1,98	0,3	900
	Minerale vezels	0,075	0,033	0,8	40
	Strengpersgevelsteen	0,09	3.2	1	1800
Buitenmuur (langs binnen zichtbaar gedeelte van de buitenmuur')	Metselwerk	0,19	1,98	0,3	900
	Minerale vezels	0,075	0,033	0,8	40
	Luchtlaag	Massaloze laag: weerstand: 0.047 h.m².K/kJ			
	Strengpersgevelsteen	0,09	3.2	1	1800
Vloer	Vloer labo's	Massaloze laag: weerstand: 0.000306 h.m².K/kJ			
	Steen	0,06	5	1	2000
	Beton	0,21	7,56	0,8	2400
Plafond	Beton	0,21	7,56	0,8	2400
	Steen	0,06	5	1	2000

Tabel B6.1: Samenstelling en eigenschappen van de gebruikte muurtypes.

Om een goede inboer van de ramen te garanderen, gebeurde de input met behulp van LBNL glazing system software. Dit softwarepakket beschikt over een uitgebreide bibliotheek aan glassoorten. Een nieuwe glassoort kan gedefinieerd worden op basis van input percentages aan reflectie, transmissie en absorptie voor zowel zichtbaar licht als zonnestraling. Het programma berekent de totale warmtegeleidingsfactor U en zontoetredingsfactor g en genereert een bestand, dat mits wat manipulatie in TRNbuild kan ingevoerd worden. In Figuur B6.2 worden enkele eigenschappen van de beglazing van het MRB nader toegelicht.

Lichttransmissie	LTA [%]	61	Energieabsorptie	EA [%]	37
Lichtreflectie	LR [%]	15	Energieabsorptie glas 1	AE (1) [%]	35
Interne lichtreflectie	LRi [%]	19	Energieabsorptie glas 2	AE (2) [%]	2

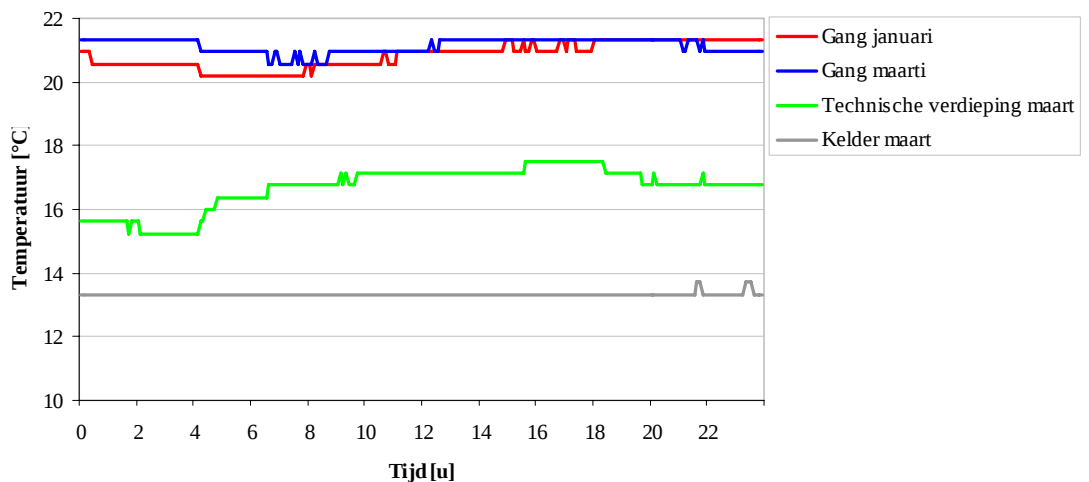
Kleurenweergave	RD65[%]	95	Zontoetredingsfactor	ZTA [%]	32
Directe energietransmissie	DET [%]	29	Shading	SC	0,37
Energireflectie	ER [%]	34	Schattenfactor	b-factor	40
U-waarde	W/m ² .K	1,1	UV-transmissie	UV [%]	6

Tabel B6.2: Eigenschappen van de beglazing van het MRB.

B6.3 Gebruikte waarden voor het uitwendig opgelegd temperatuurprofiel

In eerste instantie werd de gang als zone in het gebouwenmodel bevat. Aangezien over het suppletiedebiet in de gang geen zekerheid bestond, is hier van afgestapt. De temperatuur van de gang wordt in het 10-zone model vanuit een uitwendig bestand als randvoorwaarde opgelegd. Om deze te bepalen werd de temperatuur van tijd tot tijd met HOBO-loggers opgemeten. In de winter schommelt de gangtemperatuur rond 21°C (zie Figuur B6.1) en blijkt in de lente wat toe te nemen. Voor de zomer werd een gangtemperatuur van 23°C ondersteld. Een afwijking van de gangtemperatuur met een paar graden blijkt een minimale invloed te hebben op de uiteindelijke resultaten in Trnsys.

Ook voor de technische verdieping en de kelder werd de temperatuur geregistreerd. Deze schommelt in maart rond 17°C respectievelijk 13°C. De temperatuur van de traphal werd eenmalig bepaald en op 15°C vastgesteld.



Figuur B6.1: Temperatuursverloop in de gang, de technische ruimte en de kelder voor een dag januari of maart.

B6.4 Overzicht van de parameters uit het 10-zone model in TRNBuild

In Tabel B6.3 is een overzicht gegeven van de invoer van parameters voor muren en ramen voor de zone ‘Labo’s module A’. Het totale zonevolume bedraagt 1347 m³.

Wandtype	Eigenschappen	Oppervlakte [m ²]	Oppervlakte beglazing [m ²]
Buitenmuur	External: South	151,20	52,2
Buitenmuur_boven	External: South	82,62	
Binnenmuur	Boundary: gang	308,64	
Plafond	Boundary: techn. Ruimte	103,7	
Vloer	Boundary: kelder	103,7	
Binnenmuur	Internal walls	149,64	
Binnenmuur	Boundary: traphal	74,82	
Binnenmuur	Adjacent: Bureau A	141,54	
Vloer	Internal walls	207,4	

Tabel B6.3: Parameters voor muren en ramen voor de zone ‘Labo’s module A’ in TRNBuild.

B6.5 Formule voor de berekening van de primair toe te voegen energie

De primaire koellast [in kJ/h] wordt in de component ‘batterij primaire groep’ als volgt berekend:

$$Koellast_{primair} = \max((T_{ingang} - T_{uitgang}) \cdot \rho_{lucht} \cdot m, 0)$$

Waarbij $T_{uitgang}$ door de component ‘T-regeling primaire groep’ opgelegd wordt.

Voor de primaire warmtelast geldt analoog:

$$Warmtelast_{primair} = \max((T_{uitgang} - T_{ingang}) \cdot \rho_{lucht} \cdot m, 0)$$

B6.6 Schatting van het secundair suppletiedebiet

Het suppletiedebiet wordt analoog als in Hoofdstuk 3 (p 23) berekend op basis van de uitsturing door de frequentieregelaar via de formule:

$$Debiet = \frac{20 + 30 \cdot (Percentwaarde / 100)}{50} \cdot Debiet_{\max}$$

waarbij $Debiet_{\max}$ 2200 m³/h genomen wordt, d.i. de som van de nominale debieten in de labo's, en voor de percentwaarde opnieuw 66 verondersteld wordt. In Tabel B6.4 worden de onderstelde debieten voor één module afgebeeld.

	Suppletie verse lucht [m ³ /h]
Toestellenruimtes	550
Bureaus	260
Gang (+SAS)	360
Labo's	1750

Tabel B6.4: Verondersteld suppletiedebiet per lokaal.

Het totale debiet verse lucht per module bedraagt dan 2920 m³/h. Dit is vrijwel gelijk aan het totale primaire pulsiedebiet gedeeld door 12, zijnde 2919 m³/h. Het debiet aan verse lucht in de centrale ruimte wordt hier dus verwaarloosd.

B6.7 Berekening van het (secundair) ventilatiedebiet

Voor elke lokaal wordt eveneens de uitsturing van de secundaire ventilatoren in percentwaarden gelogd. Uit waarnemingen blijkt deze voor elk lokaal vrij constant te zijn. Als we rekening houden met een nominaal debiet van 2500, 1800 en 2700 voor respectievelijk labo 1, 2 en 3 dan kan aan de hand van bovenstaande formule voor elk lokaal het ventilatiedebiet bepaald worden. De waarden zijn in Tabel B6.5 opgelijst.

	Gelijkvloers			Eerste verdieping			Tweede verdieping		
	Lokaal	PW [%]	VD [m³/h]	Lokaal	PW [%]	VD [m³/h]	Lokaal	PW [%]	VD [m³/h]
Module A	100007	47	1705	110007	53	1795	120007	47	1705
	100008	42	1630	110008	42	1630	120008	42	1630
	100010	77	2155	110010	77	2155	120010	40	1600
Module B	100025	77	2155	110025	77	2155	120025	46	1690
	100027	42	1630	110027	42	1630	120027	42	1630
	100028	47	1705	110028	47	1705	120028	47	1705
Module C	100033	47	1705	110033	47	1705	120033	47	1705
	100034	42	1630	110034	45	1675	120034	42	1630
	100036	77	2155	110036	77	2155	120036	48	1720
Module D	100051	77	2155	110051	77	2155	120051	47	1705
	100053	42	1630	110053	42	1630	120053	42	1630
	100054	52	1780	110054	47	1705	120054	47	1705

Tabel B6.6: Verondersteld ventilatiedebiet per lokaal.

In het 12-zone model worden de laboratoria van elke module samen beschouwd. Het gemiddeld ventilatiedebiet per module volgt dan uit bovenstaande tabel:

Module	Gemiddeld ventilatiedebiet [m³/h]
A	5335
B	5335
C	5360
D	5365

Tabel B6.7: Verondersteld ventilatiedebiet per zone.

In het weekend wordt de lucht in de laboratoria enkel gerecirculeerd. Hierbij wordt de percentwaarde in elk labo op 40 ingesteld. Voor elke module komt dit overeen met een ventilatiedebiet van 4480 m³/h.

B6.8 Schatting van het extractiedebiet

Het extractieafblaasdebiet verschilt van het suppletiedebiet door de in- of exfiltratie. We houden dezelfde werkwijze als voorheen aan. $Debiet_{max}$ bedraagt nu 2500 m³/h ten gevolge van infiltratie in de laboratoria.

	Afblaasdebiet verse lucht [m ³ /h]
Toestellenruimtes	550
Archief en opslag	300
Labo's	1900

Tabel B6.8: Verondersteld extractiedebiet per lokaal.

Bijlage 7: Resultaten in Trnsys

B7.1 Correcties op de aardgasfactuur

In onderstaande Tabel B7.1 zijn de factoren opgelijst die een correctie voor de periode van facturatie en de buitencondities in rekening brengen. De werkelijke graaddagen werden voor april 2005 tot januari 2006 berekend op basis van weergegevens van de sterrenwacht Gent [bron: <http://wns.ugent.be/meteo/>]. De data voor februari en maart 2006 was hier nog niet beschikbaar zodat hiervoor de buitentemperatuurswaarden werden gebruikt zoals die door het centrale regelsysteem van het MRB werden geregistreerd.

Maand	Periode van facturatie	Aantal werkdagen volgens facturatie	Aantal werkdagen volgens simulatie	Correctie periode	Aantal graaddagen werkelijk	Aantal graaddagen TMY2	Correctie Graaddagen
Januari 2006	31/12 - 31/01	22	23	1,05	386,65	387,90	1,00
Februari 2006	01/02 - 22/02	16	20	1,25	312,531	336,47	1,08
Maart 2006	23/02 - 30/03	26	22	0,85	284,99	287,86	1,01
April 2005	31/03 - 28/04	21	21	1,00	131,17	193,93	1,48
Mei 2005	29/04 - 27/05	21	23	1,10	87,32	90,77	1,04
Juni 2005	28/05 - 29/06	23	21	0,91	Niet van toepassing	33,44	1
Juli 2005	30/06 - 31/07	22	21	0,95	Niet van toepassing	11,87	1
Augustus 2005	01/08 - 31/08	23	23	1,00	Niet van toepassing	14,08	1
September 2005	01/09 - 03/10	23	20	0,87	Niet van toepassing	43,57	1
Oktober 2005	04/10 - 27/10	17	23	1,35	38,45	143,91	3,74
November 2005	28/10 - 30/11	24	22	0,92	295,24	273,65	0,93
December 2005	01/12 - 30/12	22	21	0,95	323,93	354,06	1,09

Tabel B7.1: Berekening van de correctiefactoren op periode van facturatie en buitencondities.

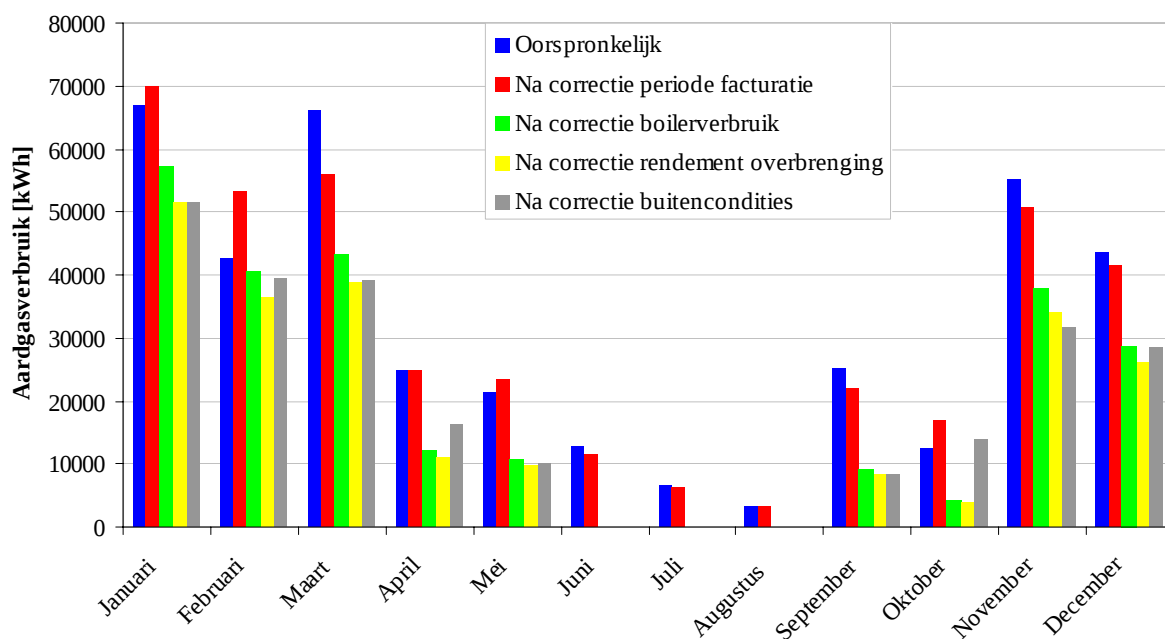
De correctie voor de graaddagen wordt niet toegepast in de maanden waar de verwarmingsnood te verwaarlozen is.

In Tabel B7.2 zien we tot welke wijzigingen in het maandelijks aardgasverbruik de correctiefactoren aanleiding geven. De correcties worden steeds aangebracht op de waarde uit

de vorige kolom. Figuur 7.1 geeft een grafische voorstelling van de evolutie van de aardgasfactuur na de opeenvolgende correcties.

	Oorspronkelijke aardgasfactuur	Na correcties			
		Periode facturatie	Boilerverbruik	Rendement overbrenging	Buitencondities
Januari 2006	66956	69999	57252	53245	53417
Februari 2006	42688	53360	40613	37770	40664
Maart 2006	66095	55927	43180	40157	40561
April 2005	25000	25000	12253	11395	16848
Mei 2005	21474	23519	10772	10018	10414
Juni 2005	12747	11639	0	0	0
Juli 2005	6640	6338	0	0	0
Augustus 2005	3353	3353	0	0	0
September 2005	25212	21923	9176	8534	8534
Oktober 2005	12484	16890	4143	3853	14421
November 2005	55233	50630	37883	35231	32655
December 2005	43538	41559	28812	26795	29287

Tabel B7.2: Omrekening van de oorspronkelijke naar de gecorrigeerde aardgasfactuur in kWh.



Figuur B7.1: Grafische voorstelling van de evolutie van het aardgasverbruik na opeenvolgende correcties.

B7.2 Absolute verdeling van de koelvraag

	Laboratoria	Toestellen- ruimtes AB	Toestellen- ruimtes CD	Bureaus	Primaire luchtgroepen	Totaal
Januari	0	0	1778	5	0	1783
Februari	0	1	1693	6	0	1700
Maart	1	6	1830	23	105	1966
April	8	31	1828	82	685	2634
Mei	40	31	1634	143	2854	4701
Juni	154	56	1830	318	6168	8527
Juli	513	139	2096	552	7580	10880
Augustus	259	86	1958	458	7490	10251
September	65	43	1736	174	3043	5061
Oktober	2	39	1823	83	744	2690
November	0	19	1911	18	29	1977
December	0	2	1893	2	2	1898
Jaar	1042	455	22010	1863	28700	54069

Tabel B7.3: Verdeling van de maandelijkse en totale absolute koelvraag [in kWh] over het gebouw.

B7.3 Momentopname van de uitsturing van de secundaire batterijen

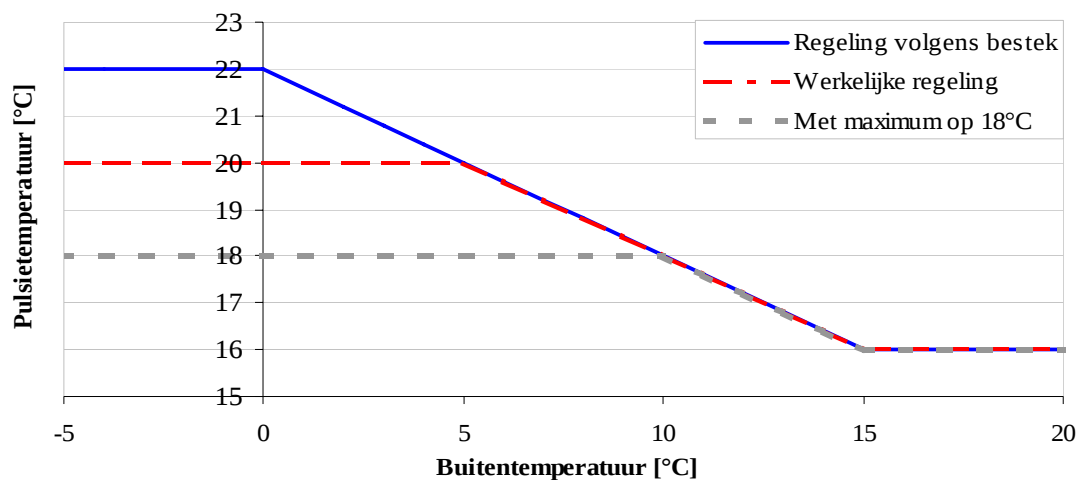
In Tabel B7.4 vinden we de percentwaarden voor uitsturing van de secundaire verwarmings- en koelbatterijen terug, zoals geregistreerd werd op donderdag 5 april om 16u. De buitentemperatuur bedraagt op dat ogenblik 9°C. Waarden in het vet geplaatst duiden een uitsturing van de koelbatterij aan. Bij normaal lettertype stelt de percentwaarde de uitsturing van de verwarmingsbatterij voor.

Verdieping	Module	Labo 1	Labo 2	Labo 3	Toestellenruimte 1	Toestellenruimte 2
Gelijkvloers	A	18	7	4	0	0
	B	11	5	6	0	0
	C	0	25	33	0	3
	D	37	13	33	0	16
Eerste verdieping	A	38	6	0	0	0
	B	0	0	0	0	23
	C	13	22	0	0	62
	D	0	0	9	0	6
Tweede verdieping	A	20	8	0	0	0
	B	4	6	0	0	8
	C	11	1	13	0	0
	D	0	22	10	29	0

Tabel B7.4: Waargenomen percentwaarden voor de uitsturing van de secundaire verwarmingsbatterijen (normaal lettertype) en koelbatterijen (in het vet).

B7.4 Grafische voorstelling van de regelstrategieën voor de primaire groepen

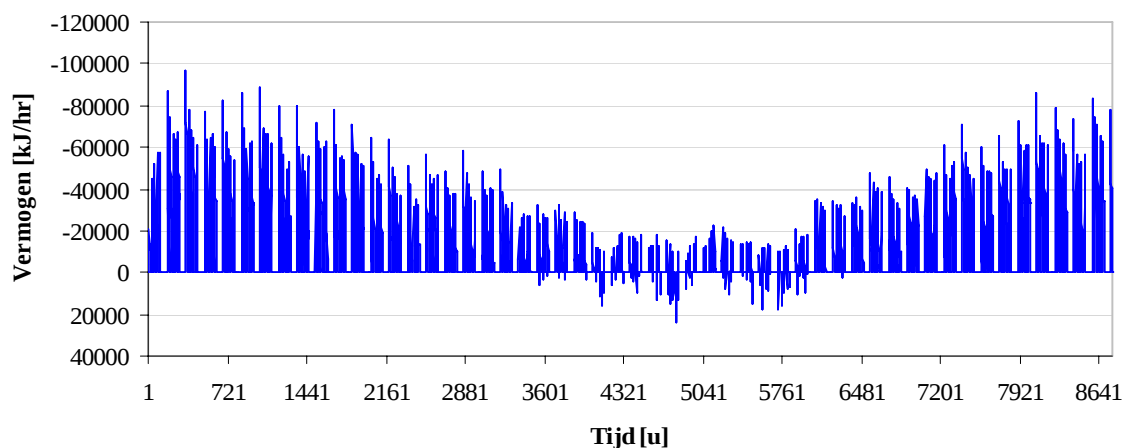
Op Figuur B7.2 zijn de drie regelstrategieën van de primaire lucht in functie van de buitenlucht afgebeeld, die in Hoofdstuk 7.2.1 werden besproken.



Figuur B7.2: Regelstrategieën van de primaire lucht in functie van de buitenlucht.

B7.5 Verloop van de warmtevraag over een jaar bij een regeling met maximum op 18°C

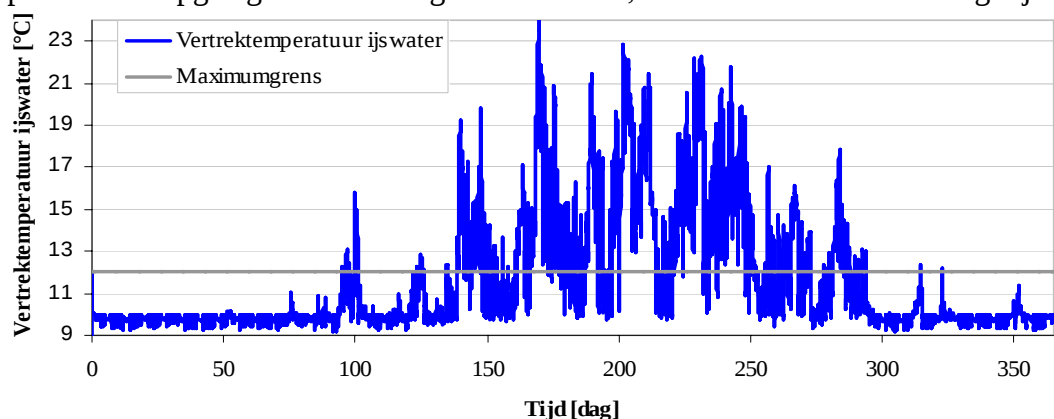
In Figuur B7.3 zien we het ogenblikkelijk verloop van de warmtevraag (negatief) en de koudevraag (positief) terug voor de zone ‘Labo’s module C’. Dit is een zone met relatief lage interne warmtewinsten. De piekwaarde van de warmtevraag bedraagt 96487 kJ/h of omgerekend 26,8 kW.



Figuur B7.3: Ogenblikkelijk verloop van de warmte- en koudevraag. Negatieve waarden stemmen overeen met een warmtevraag, al dient opgemerkt te worden dat negatieve waarden hier bovenaan op de y-as zijn geplaatst.

B7.6 Verloop van de ijswatertemperatuur bij toepassing van free cooling

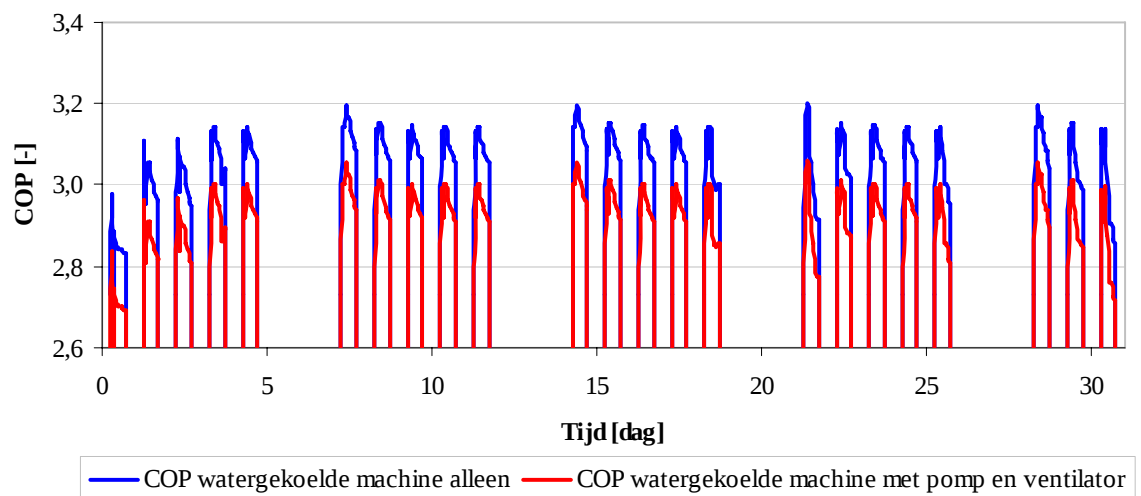
Op Figuur B7.4 staat het verloop van de ijswatertemperatuur afgebeeld wanneer doorheen het ganse jaar free cooling zou worden toegepast. Tussen 95 en 295 dagen overschrijdt de ijstemperatuur de opgelegde maximumgrens van 12°C, waardoor FC hier niet mogelijk is.



Figuur B7.4: Verloop van de ijswatertemperatuur over een jaar bij toepassing van FC.

B7.7 Aanpassing van de COP van de koelmachine door inbegrip van het koelwaterpomp- en koeltorenverbruik

Op Figuur B7.5 wordt op basis van de simulatieresultaten voor januari de COP van enkel de watergekoelde machine vergeleken met de COP van de volledige installatie, d.i. met inbegrip van de koelwaterpomp en de koeltorenventilator. Beide vertonen doorheen het jaar een quasi constant verschil van 5%.



Figuur B7.5: Verloop van de COP van de watergekoelde machine voor de maand januari, al dan niet met inbegrip van de koelwaterpomp en de koeltorenventilator.

Bibliografie

- [1] Y. SAHEB, S. BECIRSPAHC, J. SIMPON; Effect of the Certification on Chillers Energy Efficiency, 2006, 12p
- [2] S. VERHELLE, Energie en comfort van labgebouwen, 2003, 109p
- [3] N. VAN WASSENHOVE, Bepaling van de energieprestatie van labgebouwen, 2004, 108p
- [4] T. VAN WASSENHOVE, Bepaling van de energieprestatie van labgebouwen, 2005, 102p
- [5] P.O.FANGER, Thermal Comfort, Analysis and applications in environmental engineering, Danish Technical Press, 244p
- [6] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE), Thermal environmental conditions for human occupancy (ANSI/ASHRAE Standard 55), Atlanta, 1992, 8p
- [7] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE), Ventilation for Acceptable Air Quality, Atlanta, 1989.
- [8] N. JONASSEN, Abatement of Static Electricity: Part I, Conductors, Compliance Engineering 18, no. 4, 2001, p 22-25
- [9] B. RAEYMAEKERS, Evaluatie van de performantie van HVAC-installaties van het VIB-gebouw, 2005, 83p
- [10] M.J. MORAN, H.N. SHAPIRO; Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley & sons, 1998, 799p
- [10] M. DE PAEPE, Thermische installaties, 2004
- [11] B. BERGSTEN, Free cooling in commercial buildings. Application with evaporative cooling tower and chilled beams, Chalmers University of Technology, 2004, 198p
- [12] F. VAN DEN ABEELE, Warmte- en energiestudie van het farmaciegebouw, 2002
- [13] M.H. SHERMAN, L.E. PALMITER, Uncertainties in Fan Pressurization Measurements. Special Technical Publication of ASTM, Air Flow Performance of Building Envelopes, Components and Systems, LBL-32115, 1994, 22p
- [14] M. SHERMAN, The use of blower-door data, 1998, 18p
- [15] ENERGY PLUS, US DEPARTMENT OF ENERGY, Getting Started with EnergyPlus, 2005, p24-26