

2013•2014
FACULTEIT INDUSTRIËLE INGENIEURSWETENSCHAPPEN
master in de industriële wetenschappen: energie

Masterproef

Ontwikkeling van een ventilatietoestel met passieve en actieve
warmteterugwinning

Promotor :
ir. Frederik ROGIERS

Promotor :
Dhr. GUY VANHAEREN

Yves Palmers

*Proefschrift ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële
wetenschappen: energie*

Gezamenlijke opleiding Universiteit Hasselt en KU Leuven

2013•2014
Faculteit Industriële
ingenieurswetenschappen
master in de industriële wetenschappen: energie

Masterproef

Ontwikkeling van een ventilatietoestel met passieve en
actieve warmteterugwinning

Promotor :
ir. Frederik ROGIER

Promotor :
Dhr. GUY VANHAEREN

Yves Palmers

*Proefschrift ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële
wetenschappen: energie*

Woord vooraf

De keuze van dit onderwerp heeft te maken met mijn interesse in ecologische en duurzame technologieën. Dit soort technologieën intrigeren mij en zetten mij daarbij aan er meer over te weten te komen. Het bestuderen van deze technologieën begon al bij mijn gip opdracht in het laatste jaar middelbaar waarin ik windturbines bestudeer en zelf een experiment heb opgezet om te testen wat het effect is van verschillende soorten rotorbladen.

In mijn 3^e jaar professionele bachelor heb ik mijn stage gedaan bij DDG in Leuven, een bedrijf dat houtkachels maakt om op de cv-installatie aan te sluiten. Het onderwerp van mijn eindwerk handelde over het meten en verbeteren van de CO-uitstoot. Aan de hand van de meetresultaten bracht ik ideeën aan om de kachels te verbeteren.

Als laatste jaar, master, student industrieel ingenieur is het de bedoeling van een Masterproef om iets innovatie te onderzoeken en ontwikkelen. Dit geeft mij de kans om deze keer ook werkelijk een product van a tot z te maken binnen mijn interesses. Door mijn specialisatie in klimatisering gedurende de professionele bachelor wou ik deze keer iets doen met koeltechnieken. Hierbij startte mijn zoektocht naar een bedrijf of fabrikant, in Limburg, dat zich bezighoudt met productontwikkeling. In het begin leek dit een tevergeefse zoektocht want productontwikkeling in combinatie met koeltechnieken was moeilijk te vinden. Tot ik in contact kwam met Condenscontrol. Deze kleine fabrikant, in Genk, bouwt en ontwikkelt warmtepompen en luchtdrogers. Zij waren direct bereid om mij, mijn masterproef bij hen te laten uitvoeren. Samen bedachten we een nieuw type toestel dat ik kon onderzoeken en ontwikkelen.

Graag wil ik Condenscontrol en meer specifiek Mijnheer Guy Vanhaeren bedanken om mij deze unieke kans aan te bieden. Ik heb enorm veel geleerd tijdens mijn aanwezigheid bij u op de werkvloer. De interesse voor koeltechnieken is hierdoor alleen maar gegroeid en wil ik mij er zeker nog verder in verdiepen. Op het vlak van product ontwikkeling en het testen heb ik ook heel wat bijgeleerd. Ik heb duidelijk mogen aanvoelen hoe het is om een ingenieur te zijn op het werkveld.

Mijn interne promotor ir. Frederik Rogiers wil ik ook bedanken. U heeft mij heel wat academische kennis bijgebracht qua onderzoek en theoretische kennis. Op de momenten waar ik de bomen niet meer door het bos zag, was u ook altijd de persoon die mij terugbracht naar de kern van de zaak. Zo kon ik de problemen oplossen en de nodige resultaten behalen.

Verder wil ik nog Dhr. Lievens en ir. Brecht Baeten bedanken. Dhr. Lievens heeft mij veel bijgebracht op het vlak van academische taal en schrijven. Dhr. Baeten wil ik bedanken voor het uitlenen van zijn meettoestel, zonder dit toestel had ik geen kwalitatieve gegevens kunnen verzamelen. U was zo een beetje mijn reddende engel.

Woorden van dank gaan ook naar mijn ouders. Het is fantastisch te weten en te voelen dat ze er zijn, dat ze mij helpen waar nodig is en mij steunen als het wat moeilijker gaat. Zij hebben mij al de kansen gegeven die ik nodig had om dit te kunnen bereiken.

Ik wens u veel lees en leer plezier!

Inhoudsopgave

WOORD VOORAF	1
LIJST VAN TABELLEN	7
LIJST VAN FIGUREN.....	9
LIJST VAN GEBRUIKTE AFKORTINGEN EN SYMBOLEN	13
ABSTRACT	15
ABSTRACT IN ENGLISH	17
HOOFDSTUK 1 INLEIDING	19
<u>1.1</u> <u>Situering</u>	<u>19</u>
<u>1.2</u> <u>Probleemstelling.....</u>	<u>20</u>
<u>1.3</u> <u>Doelstellingen</u>	<u>21</u>
<u>1.4</u> <u>Materiaal en methode</u>	<u>21</u>
HOOFDSTUK 2 LITERATUUR STUDIE.....	23
<u>2.1</u> <u>Wetenschappelijk</u>	<u>23</u>
2.1.1 <i>Luchtkwaliteit</i>	<i>23</i>
2.1.2 <i>Soorten ventilatie.....</i>	<i>25</i>
2.1.3 <i>Rendabiliteit ventilatie</i>	<i>26</i>
2.1.4 <i>Soorten warmtewisselaars.....</i>	<i>27</i>
2.1.5 <i>Luchtfilters</i>	<i>28</i>
2.1.6 <i>Werkelijke WTW.....</i>	<i>29</i>
2.1.7 <i>Hybride ventilatie</i>	<i>30</i>
2.1.8 <i>Besluit</i>	<i>31</i>
<u>2.2</u> <u>EPB</u>	<u>32</u>
2.2.1 <i>Ventilatie.....</i>	<i>33</i>
2.2.2 <i>Gebouw overdruk of onderdruk</i>	<i>34</i>
2.2.3 <i>Ventilatiesysteem</i>	<i>35</i>
2.2.4 <i>Warmtepompen</i>	<i>37</i>
2.2.5 <i>E-peil verlaging.....</i>	<i>38</i>
2.2.6 <i>Erkenningprocedure.....</i>	<i>40</i>
2.2.7 <i>Gelijkwaardigheid</i>	<i>40</i>
2.2.8 <i>Besluit</i>	<i>40</i>
<u>2.3</u> <u>Type woningen.....</u>	<u>41</u>
2.3.1 <i>Passief woning</i>	<i>41</i>
2.3.2 <i>Standaard woning</i>	<i>41</i>
<u>2.4</u> <u>Behaaglijkheid</u>	<u>42</u>
<u>2.5</u> <u>Klimaat</u>	<u>43</u>
<u>2.6</u> <u>Warmtepomp</u>	<u>45</u>
<u>2.7</u> <u>Koudemiddel.....</u>	<u>46</u>
<u>2.8</u> <u>Besluit</u>	<u>47</u>
HOOFDSTUK 3 STATE OF THE ART	49
<u>3.1</u> <u>Ventilatie met passieve WTW</u>	<u>49</u>
3.1.1 <i>Auerhaan Klimaattechniek</i>	<i>49</i>
3.1.2 <i>Daikin</i>	<i>50</i>
3.1.3 <i>Klimacomfort</i>	<i>51</i>
3.1.4 <i>Zehnder.....</i>	<i>51</i>
<u>3.2</u> <u>Ventilatie met actieve WTW</u>	<u>52</u>
3.2.1 <i>LMF.....</i>	<i>52</i>
3.2.2 <i>Nilan.....</i>	<i>53</i>
3.2.3 <i>Enervent</i>	<i>54</i>
3.2.4 <i>Genvex</i>	<i>55</i>
<u>3.3</u> <u>Besluit</u>	<u>56</u>

HOOFDSTUK 4	ONTWERP EN REALISATIE PROTOTYPE	57
4.1	<u>Ontwerp</u>	57
4.1.1	<i>Schematische voorstelling</i>	57
4.1.2	<i>Werkelijk</i>	59
4.2	<u>Componenten</u>	60
4.2.1	<i>Compressor</i>	60
4.2.2	<i>Expansie ventiel</i>	60
4.2.3	<i>Condensor en verdamper</i>	60
4.2.4	<i>Lucht-lucht warmtewisselaar</i>	61
4.2.5	<i>Ventilatoren</i>	62
4.3	<u>Besluit</u>	62
HOOFDSTUK 5	EXPERIMENTELE OPSTELLING	63
5.1	<u>Meetapparaten</u>	63
5.1.1	<i>Temperatuur</i>	63
5.1.2	<i>Koelcircuit</i>	65
5.1.3	<i>Luchtsnelheid</i>	65
5.1.4	<i>RV (relatieve vochtigheid)</i>	66
5.1.5	<i>Elektriciteit</i>	66
5.1.6	<i>Data logging</i>	66
5.2	<u>NBN EN 14511</u>	67
5.3	<u>Meetprocedure</u>	68
5.4	<u>Berekeningen</u>	69
5.5	<u>Bepaling meetfouten</u>	71
5.5.1	<i>Temperatuurfout in de vlakdoorsnede</i>	71
5.5.2	<i>Temperatuur</i>	74
5.5.3	<i>Vochtigheid</i>	74
5.5.4	<i>Luchtsnelheid</i>	74
5.5.5	<i>Warmteverlies wanden</i>	74
5.5.6	<i>Luchtlekken</i>	74
5.6	<u>Meetresultaten warmtewisselaar</u>	75
5.6.1	<i>Meetresultaten</i>	75
5.6.2	<i>Bespreking meetresultaten</i>	77
5.7	<u>Meetresultaten Compressor</u>	79
5.8	<u>Besluit</u>	79
HOOFDSTUK 6	OPSTELLEN PRESTATIE BEREKENINGSMODEL VAN HET PROTOTYPE	81
6.1	<u>Schematische voorstelling</u>	82
6.2	<u>Koelcircuit</u>	83
6.2.1	<i>Volume dichtheid</i>	83
6.2.2	<i>Enthalpie</i>	84
6.3	<u>Compressor</u>	87
6.3.1	<i>Volumetrisch rendement</i>	87
6.3.2	<i>Isentroop rendement</i>	88
6.3.3	<i>Warmte afgifte</i>	89
6.4	<u>WW model</u>	90
6.5	<u>Condensor</u>	91
6.6	<u>Samenvatting model</u>	93
6.7	<u>Model afwijking</u>	94
6.8	<u>Besluit</u>	94
HOOFDSTUK 7	PRESTATIE BEREKENINGEN	95
7.1	<u>NBN EN 14825</u>	95
7.1.1	<i>Deellast condities in verwarmingsmodus</i>	95
7.1.2	<i>Berekening SCOP</i>	95
7.2	<u>EPB</u>	97
7.3	<u>Berekening principes</u>	98
7.3.1	<i>Verwarming en ventilatie</i>	98
7.3.2	<i>Prestaties</i>	99

7.3.3	Besluit	100
7.4	Energetische besparing	101
7.5	Besluit	104
HOOFDSTUK 8	VERBETERINGEN PROTOTYPE	105
8.1	Compressor	105
8.2	Warmtewisselaar	106
8.2.1	Kruisstroom	106
8.2.2	Warmtewiel	106
8.2.3	Counterflow	107
8.2.4	Enthalpy WW	107
8.2.5	Besluit	108
8.3	Verdamper en Condensor	109
8.3.1	Warmteoverdracht	109
8.3.2	Warmteoverdrachtcoëfficiënt	110
8.4	Bypass	112
8.5	Ventilatoren	112
8.6	Bijverwarming	113
8.7	Ontwerp	114
HOOFDSTUK 9	BESLUIT	115
	LITERATUURLIJST	116
	BIJLAGENLIJST	119
BIJLAGE A	H-LOG-P DIAGRAM R407C	121
BIJLAGE B	SCHEMATISCHE VOORSTELLING	123
BIJLAGE C	KOELCOMPRESSOR	125
BIJLAGE D	EXPANSIE VENTIEL	129
BIJLAGE E	VENTILATOR	131
BIJLAGE F	FORMULES	133
BIJLAGE G	MOLLIER DIAGRAM	135
BIJLAGE H	WARMTEVERLIES VIA WANDEN	137
BIJLAGE I	MEETGEGEVENS WARMTEWISSELAAR	139
BIJLAGE J	WARMTEVERLIESCOMPRESSOR	147
BIJLAGE K	MEETRESULTATEN	151
BIJLAGE L	MODEL GEBOUWEN	153

Lijst van tabellen

Tabel 1: E- en K- peil en ventilatie eis voor woningen in Vlaanderen [18]	32
Tabel 2: vergelijk ventilatie systemen benamingen	33
Tabel 3: over of onderdruk klassen	34
Tabel 4: SFP klassen	35
Tabel 5: type regelsystemen ventilatie	36
Tabel 6: luchtklassen volgens CO2 niveau	36
Tabel 7: EPB reductie factor voor regeling	36
Tabel 8: typen buitenlucht	37
Tabel 9: filters voor type buitenlucht	37
Tabel 10: overzicht benadering effect van maatregelen op het E-peil [19]	39
Tabel 11: EPB- eisen	41
Tabel 12: koudemiddelen milieu impact	46
Tabel 13: ComfoD prestatie WW	51
Tabel 14: verwarmingspecificaties RFM	52
Tabel 15: verwarmingspecificaties VPL28	54
Tabel 16: specificaties Combi 185 EC	55
Tabel 17: specificaties GE premium 3	56
Tabel 18: gebruikte codering schema voorstelling	57
Tabel 19: lucht-lucht apparaat verwarmings modus	67
Tabel 20: meetfout ODA Tabel 21: meetverschil EHA	71
Tabel 22: meetfout ETA Tabel 23: meetfout SUP	71
Tabel 24: temperatuurverschil warmtewisselaar	72
Tabel 25: temperatuurverschil na verdamper Tabel 26: temperatuurverschil na condensor	73
Tabel 27: Tabel met werkingsuren	96
Tabel 28: samenvatting prestaties	100
Tabel 29: verwarmingsvermogen en energie per gebouw	101
Tabel 30: kruisWW	106
Tabel 31: aanbod warmtewielen	106
Tabel 32: aanbod tegenstroom WW	107
Tabel 33: aanbod enthalpy warmtewisselaars	107
Tabel 34: samenvatting keuze WW	108
Tabel 35: enthalpie en temperatuur	133
Tabel 36: relatie vochtigheid en temperatuur	133
Tabel 37: test condities NBN EN 308	144

Lijst van figuren

Figuur 1: type ventilatie afhankelijk van luchtdichtheid [7].....	25
Figuur 2: ventilatiesysteem C vs D met WTW voor SPF en WTW rendement [2]	26
Figuur 3: heat pipe technologie [5].....	27
Figuur 4: warmtewiel. [5].....	28
Figuur 5: F7 filter vs F7+G4 filter [11]	28
Figuur 6: luchtlekken ventilatietoestel [16]	29
Figuur 7: hybride, type D [3]	30
Figuur 8: test resultaten type D.....	30
Figuur 9: hybride systeem zonder recirculatie [4].....	31
Figuur 10: test resultaat hybride systeem zonder recirculatie [4]	31
Figuur 11: 4 soorten ventilatie [12].....	33
Figuur 12: lucht- aan-, -door- en -af- voer [12]	33
Figuur 13: verhouding bronnen E-peil [12].....	38
Figuur 14: warmtewisselaar [12]	39
Figuur 15: warmtebalans voor K40 [17].....	41
Figuur 16: warmteverlies woning 150m ² [15]	41
Figuur 17: behaaglijkheid [16].....	42
Figuur 18: behaaglijkheid volgens ASHRAE [21]	42
Figuur 19: waarderingsindex van Fanger [22].....	42
Figuur 20: behaaglijkheid volgens luchtsnelheid [16].....	42
Figuur 21: stookseizoen	43
Figuur 22: verwarmingperiode.....	43
Figuur 23: temperatuurzones België.....	44
Figuur 24: warmte overdracht warmtepomp [17]	45
Figuur 25 : temperatuur verloop warmtepomp [15].....	45
Figuur 26: R407c temperatuurverschil bij faseovergang	47
Figuur 27: technische gegevens HR-mural [23].....	49
Figuur 28: HR-mural 1200 [23]	49
Figuur 29: rendement daikin warmtewisselaar [24]	50
Figuur 30: Daikin papieren enthalpy warmtewisselaar [24].....	50
Figuur 31: freecooling volgens Daikin [24]	50
Figuur 32: comfoD 550 + comfocool [25].....	51
Figuur 33: Vallox SE 280 [26].....	51
Figuur 34: RMF 900 [27]	52
Figuur 35: verwarmingvermogen VPM 120 [28].....	53
Figuur 36: VPM 120 [28]	53
Figuur 37: prestaties compact P [28]	53
Figuur 38: Enervent Pegasos Greenair [29].....	54
Figuur 39: Nilan VPL 28 [28]	54
Figuur 40: genvex combi 185 [30].....	55
Figuur 41: lucht verwarming bij 160m ³ /h [30].....	55
Figuur 42: Verwarmingsvermogen GE premium 3 bij 568 m ³ /h [30]	56
Figuur 43: Genvex GE premium 3 [30]	56
Figuur 44: grafische weergave verschillende luchtstromen NBN EN 13779	57
Figuur 45: principeschema.....	58
Figuur 46: schematisch voorstelling prototype.....	58
Figuur 47: principe ontwerp prototype.....	59
Figuur 48: reële prototype	59
Figuur 49: reële condensor	60
Figuur 50: condensor en verdamper [34]	60
Figuur 51: recuperator WW software	61
Figuur 52: recuperator WW	61
Figuur 53: recuperator WW effectiviteit	61
Figuur 54: stromingen kruisstroom WW [33]	61
Figuur 55: SPF prototype	62

Figuur 56:P.Lemmens TAC ventilator	62
Figuur 57: meting ijswater standaard thermokoppel.....	63
Figuur 58: meting ijswater gekalibreerde thermokoppels	64
Figuur 59: meting kokend water gekalibreerde thermokoppels	64
Figuur 60: meting kokend water standaard thermokoppel.....	64
Figuur 61: Testo 570 [39]	65
Figuur 62: Testo 435+ vleugelradsonde 16mm [39].....	65
Figuur 63: meetfout RV	66
Figuur 64: B+B RV voeler	66
Figuur 65: agilent 34970A.....	66
Figuur 66: picolog adc-24.....	66
Figuur 67: top view testopstelling	68
Figuur 68: verloop koelcyclus h lop p	70
Figuur 69: meetpunten doorsnede vlak	71
Figuur 70: temperatuurverschil na ventilator	72
Figuur 71: temperatuurverschil warmtewisselaar	72
Figuur 72: temperatuurverschil in condensor.....	73
Figuur 73: temperatuurverschil in verdamper	73
Figuur 74: vermogensonbalans WW	75
Figuur 75: temperaturen warmtewisselaar bij 500 m ³ /h.....	75
Figuur 76: temperaturen warmtewisselaar 1000 m ³ /h.....	76
Figuur 77: temperatuurverschillen met kalibratie correctie.....	77
Figuur 78: onbalans warmtewisselaar gemeten en berekend.....	78
Figuur 79: warmteverlies compressor	79
Figuur 80: opwarming lucht door de compressor	79
Figuur 81: mollier diagram	82
Figuur 82: koelcyclus	82
Figuur 83: verloop koelcyclus	83
Figuur 84: volumedichtheid	83
Figuur 85: volumedichtheid in functie van verdamperdruk.....	84
Figuur 86: enthalpie punt 1	84
Figuur 87: isentroop rendement	85
Figuur 88: enthalpie in punt 2	85
Figuur 89: samenvallen koelcycli.....	86
Figuur 90: h3 in functie van onderkoeling	86
Figuur 91: indicatie volumetrisch rendement [58].....	87
Figuur 92: drukverhouding	87
Figuur 93: isentroop rendement	88
Figuur 94: compressor warmte.....	89
Figuur 95: vermogen warmtewisselaar.....	90
Figuur 96: T1.2 en delta T.....	91
Figuur 97: condensor druk.....	91
Figuur 98: temperatuurverschil T1.2 condensor	92
Figuur 99:condensordruk.....	92
Figuur 100: model afwijking 500 m ³ /h.....	94
Figuur 101: model afwijking 1000 m ³ /h	94
Figuur 102: SPF condities EPB.....	97
Figuur 103: sankey diagram EPU [20]	98
Figuur 104: prestatie 500 m ³ /h warmtepomp.....	99
Figuur 105: prestaties 1000 m ³ /h warmtepomp	99
Figuur 106: verwarmingsvermogen type gebouwen	101
Figuur 107: COP lucht-lucht warmtepompen	102
Figuur 108: vergelijking energieprestaties gebouwen	103
Figuur 109: lucht temperatuur aan verdamper.....	105
Figuur 110: principe kruis WW in serie	106
Figuur 111: warmtewiel.....	106
Figuur 112: tegenstroom WW	107

Figuur 113: enthalpy WW.....	107
Figuur 114: luchttemperaturen T5.2, T1.2 bij verschillende WW.....	108
Figuur 115: thermisch circuit [58].....	109
Figuur 116: luchtgrenslaag tussen vinnen.....	110
Figuur 117: stromingsregimes in een gladde horizontale verdamper buis [58].....	110
Figuur 119: warmteoverdrachtcoëfficiënt koudemiddel [59]	111
Figuur 118: warmteoverdrachtcoëfficiënt afhankelijk van de damp kwaliteit van het koudemiddel. [59]	111
Figuur 120: freecooling bij 1000m ³ /h.....	112
Figuur 121: karakteristieken EBM Radical	112
Figuur 122: lucht bij verwarmen	113
Figuur 123: nieuw ontwerp	114
Figuur 124: h-log-p diagram R407C	121
Figuur 125: grote schematische voorstelling.....	123
Figuur 126: Werkingscondities koelcompressor	125
Figuur 127: test condities koelcompressor.....	125
Figuur 128: theoretische prestaties compressor.....	125
Figuur 129: koelcircuit volgens technische fiche.....	125
Figuur 130: koelcompressor CG633	126
Figuur 131: Werkingsfasen rotatieve compressor.....	127
Figuur 132: onderdelen rotatieve compressor	127
Figuur 133: inwendige druk vereffening zonder drukval [32].....	129
Figuur 134: inwendige druk vereffening met drukval [32]	129
Figuur 135: uitwendige drukvereffening [32]	129
Figuur 136: technische fiche ventilator.....	131
Figuur 137: mollier diagram	135
Figuur 138: lucht grenslaag met een wand [1]	137
Figuur 139: LMTD correctie factor voor een kruis warmtewisselaar [1].....	143
Figuur 140: effectiviteit van een kruisstroom WW [1]	144
Figuur 141: oppervlakte temperatuur: links 500 m ³ /h en rechts 1000 m ³ /h	147
Figuur 142: soort stroming over een cilinder [19].....	148
Figuur 143: Strouhal-Reynolds getal relatie [19].....	148
Figuur 144: bovenaanzicht compressor	149
Figuur 145: view factor cilinder - vlak	149

Lijst van gebruikte afkortingen en symbolen

Symbool	Naam	Eenheid
$\dot{V}_{50}$	lekdebiet bij 50 Pa drukverschil	m ³ /h
$\dot{m}$	massadebiet	kg/s
q_v	luchtdebiet	m ³ /h
BKG	broeikasgas	
COP	coëfficiënt of performance	
COP _{bin} (T _j)	Cop bij T _j	
cp	specifieke warmte	kJ/(kg*K)
c _{pa}	specifieke warmte lucht	kJ/(kg*K)
c _{pv}	specifieke warmte vocht	kJ/(kg*K)
Elbu(T _j)	benodigde elektrische back-up bij T _j	kW
GWP	global warming potential	
h	enthalpie	kJ/kg dl
HDD	heating degree day	
H _j	aantal bin uren bij T _j	u
J	bin nummer	
N	aantal bins	
ODP	ozon depletion potential	
P	vermogen	kW
P _{atm}	atmosfeerdruk	kPa
Ph(T _j)	verwarming vraag bij T _j	kW
ppm	parts per million	
PR	druk verhouding	
Prim E	primaire energie	
p _{sat}	saturatiedruk	Pa
p _{ws}	dampdruk	Pa
Q ₁	warmte uit omgeving	J/s
Q ₂	warmte afgegeven aan bron	J/s
$\dot{Q}$	Vermogen	kJ/s
RV	relatieve vochtigheid	%
SCOP	seizoens COP	
SPF	specifieke ventilator vermogen	W/(m ³ /s)
T	absolute temperatuur	K
T _{db}	droge bol temperatuur	°C
TEWI	Total equivalent warming impact	
T _{j bin}	temperatuur	°C
VOC	vluchtige organische componenten	
W	compressor vermogen	W
WTP	warmtepomp	
WTW	warmteterugwinning	
WW	warmtewisselaar	
x	absolute vochtigheid	gr/kg dl
Φ	relatieve vochtigheid	%
ν	specifiek volume	m ³ /kg(dl)
ρ	massadichtheid	kg/m ³

Abstract

Condenscontrol, een bedrijf dat zwembadluchtdrogers en warmtepompen maakt, wil zijn markt uitbreiden met een ventilatietoestel dat een warmtepomp combineert met balansventilatie. Immers, de regelgeving voor energieprestatie en binnenklimaat (EPB) legt almaar strengere eisen op aan gebouwen op vlak van energieverbruik en ventilatie. Zodoende heeft dit type product veel potentieel. Deze masterproef heeft als doel om dit toestel te ontwikkelen vertrekkende van standaard componenten. Het toestel moet uit de vervuilde afvoerlucht warmte onttrekken om de verse aanvoerlucht op te warmen met een ventilatiedebiet van 1000 m³/h. De warmteterugwinning gebeurt eerst passief met een kruiswarmtewisselaar, waarna de warmtepomp de restwarmte actief terugwint.

Eerst wordt er een literatuurstudie uitgevoerd om te achterhalen wat de technische en EPB-vereisten zijn van dergelijk type toestel. Vervolgens wordt er een prototype gebouwd en aansluitend worden er metingen uitgevoerd. Aan de hand van de verkregen meetdata wordt er een model opgesteld waarmee de prestaties bepaald worden.

Het ontwikkelde prototype heeft een passief warmteterugwinnings-rendement van 66% en de resultaten geven aan dat de warmtepomp een SPF_{max} van 4.8 en een SCOP van 4.8 realiseert. Dit levert een besparing op van 18% primaire energie tegenover een ventilatiesysteem type D met 80% warmteterugwinnings-rendement en gasverwarming. Dit zijn goede resultaten om het prototype verder te ontwikkelen en daarna te commercialiseren.

Abstract in English

Research ventilation system with passive and active heat recuperation

Condenscontrol is a company that makes air dryers for indoor swimming pools and heat pumps. It wants to expand their business by developing a ventilation system that combines a heat pump with balanced ventilation. Due to the Belgian building regulations that become every year stricter the buildings must be energy efficient and have a ventilation system. Thereby this product has a lot of potential. This master's thesis deals with developing this ventilation system starting from standard components. The goal of the system is to recover the heat out of the polluted extract air to preheat the fresh cold supply air with a ventilation flow of 1000 m³/h. The heat recovery happens first with a passive cross flow heat exchanger and thereafter the waste heat get recovered active with a heat pump.

First there is a literature study to find out what the technical specifications needs to be for such type of products. Secondly the prototype got build and followed by performing measurements. On the basis of the measured data a theoretical model was build with which the performances can be calculated.

The performances of the prototype are: passive heat recovery efficiency of 66%, active heat recovery with a SPF_{max} of 4.8 and a SCOP of 4.8. This delivers a saving of 18% on primary energy in comparison to a standard balanced ventilation system with 80% heat recovery efficiency and gas heating. These are good results for the further development of the prototype. With a few improvements on the current prototype it is possible to commercialize it

Hoofdstuk 1 Inleiding

1.1 Situering

De elektriciteitsproductie in Europa steunt hoofdzakelijk nog op het verbranden van fossiele brandstoffen. Deze verbranding stoot heel wat broeikasgassen (BKG) uit die mogelijk te veel warmte absorberen wat een negatief effect heeft op de aarde. [1] Over deze impact is er zelfs een wetenschappelijke consensus.[2] Het Kyoto-protocol, een milieuakkoord heeft sinds 1997 het doel om de CO_2 uitstoot wereldwijd terug te dringen. Dit kan door de verbranding van fossiele brandstoffen en het energieverbruik te verminderen.

In België is het totale jaarlijkse energieverbruik hoofdzakelijk verdeeld over de gebouwen met 26% en de elektriciteitsproductie met 22%.[1] Voor al de Westerse landen hebben gebouwen een gemiddeld verbruik van 40% van de totale jaarlijkse energie.[3] De gebouwen hebben zo een groot aandeel in energieverbruik door de nood aan verwarming en ventilatie. In Europa was er in het jaar 2000 60% van de energie van het gebouw nodig voor de verwarming en ventilatie.[4] De gebouwgerelateerde BKG uitstoot over de hele wereld werd in 2004 geschat op 8,6 miljard ton en kan tegen 2030 verdubbelen naar 15,6 miljard ton. De gebouwen hebben dus een grote opportuniteit om minder energie te verbruiken en zo de BKG uitstoot te verlagen. [3] .

Tegenwoordig hebben gebouwen een levensduur van 50 jaar. Gedurende heel het bouwproces is er al een goede strategie nodig die leidt tot minder energieverbruik en een goede warmterugwinning (WTW). [5] Om gebouwen energie-efficiënt te krijgen is er de laatste jaren veel geïnnoveerd in het ontwerp en de constructie. De thermische isolatie is verbeterd om de thermische verliezen te minimaliseren.[3] Hierbij is ook een goede luchtdichtheid noodzakelijk.[2] Bij goed geïsoleerde gebouwen kan luchtinfiltratie namelijk voor ongeveer 50% van het totale warmteverlies zorgen. Maar de luchtdichtheid voorkomt ook luchtverversing waardoor er een goede ventilatiemethode nodig is om een gezonde binnenluchtkwaliteit te behouden. De combinatie van verwarming en mechanische ventilatie biedt de beste oplossing omdat dan het energieverbruik en verlies geminimaliseerd kan worden.[3] Ter conclusie: gebouwen worden best goed thermisch geïsoleerd, geventileerd, op een energie zuinige manieren verwarmd in combinatie met WTW.[1]

In de ontwikkelde landen spenderen mensen 87% van hun tijd in een gebouw.[3] Binnenlucht zou door de ventilatie toch veilig en liefst minder vervuuld moeten zijn dan de buitenlucht. Onderzoek toont echter aan dat de binnenlucht meer vervuulende concentraties bevat en een te hoge luchtvochtigheid door slechte ventilatie. [3] De binnenluchtkwaliteit is zelfs een prioriteit voor de World Health Organisation, want het belang voor de menselijke gezondheid is enorm.[6] Door onvoldoende luchtverversing kunnen irritatie van de slijmvliezen, hoofdpijn en ademhalingsproblemen ontstaan ook wel bekend onder het beruchte *sick building syndrome*. [7] Daarom is het belangrijk een goed mechanisch ventilatiesysteem te installeren om een goede luchtkwaliteit te garanderen.[8]

Op 22 december 2006 werd er in Vlaanderen het Energie Prestatie en Binnenklimaat regelgeving (EPB) ingevoerd. In Wallonië was dat op 1 september 2008. EPB is afkomstig van de Europese richtlijn betreffende energieprestaties van gebouwen en bevat regels om het energieverbruik van gebouwen in te perken. Sinds die invoering dienen nieuwbouw of vergunningsplichtige verbouwingen te voldoen aan een zeker K-peil (isolatie), E-peil (energie) en binnenklimaatseisen (ventilatie). Het K- en E-peil kunnen laag blijven door goed te isoleren en het vereiste binnenklimaat wordt verzorgd door de ventilatie. De ventilatievereisten liggen vast in een norm. Voor de residentiële gebouwen is dat de norm NBN D 50-001 en voor de niet residentiële gebouwen is dat de norm NBN EN 13779. In beide normen vallen er vier soorten ventilatie te onderscheiden: natuurlijke aan- en afvoer (systeem A), mechanische aan- en natuurlijke afvoer (systeem B), natuurlijke aan- en mechanische afvoer (systeem C) en mechanische aan- en afvoer (systeem D). [9]

Door de EPB is ventilatie in Europa verplicht, wat gezorgd heeft voor een uitgebreide keuze in ventilatieproducten. Er zijn eigenlijk 3 marktsegmenten: de grote, middel grote en kleinere ventilatiesystemen. Grote gebouwen maken al jaren gebruik van grote ventilatiesystemen, die via de ventilatie heel het gebouw koelen of verwarmen. Dat maakt alles eenvoudiger en goedkoper. Die systemen maken gebruik van technologieën om maximaal warmte terug te winnen, energiezuinig te zijn en weinig BKG uitstoot te veroorzaken.

Bij de middelgrote en kleinere gebouwen is er ook heel wat keuze in soorten ventilatiesystemen. Maar door de kleinschaligheid is er nog niet zoveel technologische ontwikkeling en flexibiliteit. Momenteel wordt de ventilatie en verwarming vooral als een gescheiden systeem voorzien. Er is een evolutie naar de integratie van warmtepompen in de ventilatie. Hierdoor kunnen deze toestellen ook maximaal warmte terugwinnen en eventueel wat bijverwarmen. Fabrikanten zoals Nilan, Enervent en Genvex hebben al dergelijke producten, maar de producten dienen hun prestaties nog te bewijzen. Net zoals deze fabrikanten wil Condenscontrol een dergelijk product ontwikkelen om het energieverbruik van gebouwen te verlagen en dus de BKG -uitstoot te verlagen.

De thesis is in opdracht van en in samenwerking met Condenscontrol. Deze fabrikant is gespecialiseerd in het maken van luchtbehandelingsinstallaties. De installaties zijn geoptimaliseerd om de lucht bij binnenzwembaden te ontvochtigen en op de gewenste temperatuur te brengen. Condenscontrol maakt ook warmtepompen om zwembaden of woningen te verwarmen. Hun huidige markt situeert zich in België, Noord-Frankrijk, Duitsland en Nederland.

1.2 Probleemstelling

Gebouwen dienen duurzamer en energiezuiniger te worden om te besparen op de energiekosten en aansluitend de BKG uitstoot te verlagen. Dat kan door prioritair het gebouw goed te isoleren en luchtdicht te maken. Secundair is het installeren van een zuinig en efficiënt verwarming- en ventilatiesysteem. Ventilatie draagt dus mede bij tot een minimaal energieverbruik, maar toch zorgt het nog voor een deel warmteverlies. Er wordt namelijk warme binnenlucht naar buiten geblazen.

Is het mogelijk om het warmteverlies door ventilatie tot een minimum te herleiden? Kan dit door een warmtepomp te integreren in een ventilatiesysteem type D met passieve WTW. Bied dit een belangrijke energie besparing ten opzichte van een ventilatiesysteem D met passieve WTW en de verwarming op gas of met een warmtepomp. Als een warmtepomp in een dergelijk ventilatiesysteem wordt geïntegreerd hoe efficiënt is dan de WTW en kan het systeem daarbij als verwarming dienen?

Condenscontrol heeft alles in huis om een warmtepomp in een ventilatietoestel in te bouwen. Het ontbreekt echter de kennis om dit product goed te dimensioneren en te laten functioneren. Ook is Condenscontrol onbekend met de regelgeving binnen de ventilatiemarkt. Daarbij heeft de EPB vereisten die nageleefd moeten worden maar ook potentiële voordelen waarop ingespeeld kan worden.

1.3 Doelstellingen

Het hoofddoel is om een ventilatietoestel systeem D met een ventilatiedebiet van 1000 m³/h te ontwikkelen dat zoveel mogelijk warmte terugwint. Om een goed product te kunnen lanceren op de markt is er een uitgebreider onderzoek nodig en dit geeft vijf deeldoelstellingen.

De eerste doelstelling is het uitvoeren van een literatuurstudie en het opmaken van een *state of the art*. In de wetenschappelijke literatuur wordt er naar vergelijkbare technologieën en de bijhorende prestaties gezocht. De state of the art baseert zich op de toestellen die er op de huidige markt worden verkocht. Er bestaan namelijk al heel wat producten voor ventilatie gecombineerd met WTW. Op het einde van de thesis wordt dan het prototype met deze toestellen vergeleken.

De tweede en belangrijkste doelstelling is om een prototype te ontwikkelen en zijn prestaties op te meten. De prestaties worden gemeten voor 1000 m³/h en 500 m³/h en weergegeven volgens de verplichte normen. Het prototype maakt gebruik van een warmtepomp, wat de mogelijkheid biedt om te verwarmen en te koelen. Enkel de verwarmingsmodus wordt onderzocht.

Het positioneren van het prototype binnen de EPB is de derde doelstelling. Aan welke eisen en normen moet het toestel voldoen. Er zal ook onderzocht worden of dit toestel het E-peil kan verlagen.

De vierde doelstelling is om dit prototype te analyseren vanuit de positie van een klant. Dat is niet onbelangrijk aangezien Condenscontrol het prototype op termijn wil commercialiseren. Hoeveel energiebesparing is er door gebruik te maken van het prototype. Er zal ook opgegeven worden voor welke type gebouwen dit toestel bruikbaar is, afhankelijk van K- en E-peil, bouwvolume, vloeroppervlakte, isolatie en luchtdichtheid.

De laatste doelstelling is een nieuw ontwerp maken met verbeteringen aan de hand van resultaten uit de vorige doelstellingen.

1.4 Materiaal en methode

De ontwikkeling van het ventilatietoestel met WTW bestaat uit 4 verschillende stappen. De eerste stap is een prototype ontwerpen met de componenten die standaard in stock zijn en dan het prototype bouwen. Als tweede stap worden het prototype tijdens de werking uitvoerig getest en worden er gegevens gemeten. Aan de hand van de meetgegevens word er als volgende stap een model gemaakt. Als vierde en laatste stap word aan de hand het model geëvalueerd wat de prestaties zijn en wat de mogelijkheden zijn voor verbetering.

.

Hoofdstuk 2 Literatuur studie

In dit hoofdstuk worden de wetenschappelijke literatuur, de EPB-regelgeving en nog 5 andere kleine maar niet onbelangrijke zaken onderzocht.

De wetenschappelijke literatuur heeft als doel een breder beeld te krijgen van wat ventilatie juist allemaal inhoudt. Ook is het belangrijk om te weten welke onderzoeken er al gedaan zijn om daaruit al te kunnen concluderen of het doel haalbaar is of niet.

De studie rond de EPB probeert een duidelijk beeld te geven van de huidige vereisten om een nieuw product hier op af te stemmen.

2.1 Wetenschappelijk

In deze literatuurstudie worden heel wat zaken geanalyseerd. Eerst moet er nagaan waarom ventilatie nodig is. De tweede topic is te weten komen hoeveel energetische besparing of WTW wordt er zoal behaald en hoeveel is dit beter voor het milieu. Energiebesparing en verlaging van de milieulast klinkt mooi, maar is ventilatie wel rendabel is. Hoe goed verdient een installatie zich terug. Er bestaan heel wat technieken om op een passieve manier warmte terug te winnen, deze worden opgelijst. Ventilatie zorgt voor luchtverversing en verbetering van de luchtkwaliteit, hoeveel verbetert het ventileren de luchtkwaliteit en welke factoren spelen mee in de kwaliteit van de lucht. Deze vragen zullen na dit beantwoord zijn.

2.1.1 Luchtkwaliteit

- Invloed vervuiling op mens

CO₂ wordt hoofdzakelijk geproduceerd door de mens, maar kan ook voortkomen uit verbrandingen. CO₂ is niet echt toxisch, behalve bij zeer hoge concentraties, maar is wel een goede indicator van de globale binnenluchtkwaliteit.

CO is een kleurloos en geurloos gas, ontstaat als gevolg van onvolledige verbranding en is bovendien veel gevaarlijker dan CO₂.

De vluchtige organische componenten (VOC's) worden hoofdzakelijk geëmitteerd door constructiematerialen, onderhoudsproducten, verven en vernissen. Een groot aantal soorten VOC aangaande de binnenlucht zijn geïnventariseerd in concentraties die gewoonlijk 2 tot 10 keer hoger liggen dan de concentraties in de buitenlucht. VOC's hebben een dubbele impact, gezondheids- en olfactorisch, maar voornamelijk wordt het ademhalingsstelsel getroffen. De toxiciteit van enkele VOC's is inmiddels aangetoond, maar de effecten van vele andere blijven nog onbekend, waardoor de analyse van de binnenluchtkwaliteit moeilijk is. Daarom wordt de totale hoeveelheid VOC's (TVOC) gebruikt om het vervuilingniveau van de VOC's te karakteriseren en om aanbevelingen over toegestane concentraties te maken. Een concentratie van de TVOC's beneden 300 mg/m³ verzekert een luchtkwaliteit die geen klachten veroorzaakt bij de bewoners. De giftigheid van andere gassen: aldehyden, NO_x, radon, asbest, SO₂, O₃... worden buiten beschouwing gelaten. "[7]

- Buitenlucht vervuiling

De externe vervuiling is sterk verbonden met de menselijke activiteit, industrie of autowegen, maar kan eveneens worden beïnvloed door fysische en meteorologische fenomenen zoals de temperatuur en de windsnelheid. Vervuiling van de buitenlucht heeft een grote impact op de binnenluchtkwaliteit. De verversing van de binnenlucht dient best te gebeuren met niet vervuilde buitenlucht. Maar het is zeer moeilijk of zelfs onmogelijk om de kwaliteit van de buitenlucht te regelen. Zuivering van de buitenlucht en dan nog enkel bij luchtdichte gebouwen is wel mogelijk, anders zou er toch vuile lucht binnen lekken. Het blijft wel belangrijk om een inventaris op te stellen van contaminanten en bronnen van vervuiling voor de buitenlucht. Dat kan dan mee in rekening gebracht worden voor de binnenluchtkwaliteit. De belangrijkste bronnen van externe vervuiling zijn: S₂, NO_x, ozon, lood, VOC, partikels, vezels. Terwijl de industriële activiteiten de volgende vervuiling uitstoot: CO, partikels bij wegverkeer, radon, methaan ...[7]

- Binnenlucht vervuiling

Interne vervuilingsbronnen zijn van verschillende herkomst. De mens is een van de hoofdbronnen door zijn activiteit en metabolisme en veroorzaakt aldus chemische en biologische vervuiling. Het gebouw en de constructiematerialen stoten tijdens de gehele levensfase meerdere contaminanten uit. Interne toestellen, waaronder ook de ventilatiesystemen, dragen eveneens bij aan de uitstoot van contaminanten in de binnenlucht. De contaminanten die men terugvindt zijn vaak in grote getallen en erg gediversifieerd, in soms alarmerende concentraties. Bij metabolische menselijke activiteiten komen er volgende contaminanten vrij: H₂O, CO₂, partikels, micro-organismen, bacteriën, virussen, geuren... Bij andere menselijke activiteiten: CO, NO_x, CO₂, VOC, formaldehyde, partikels, geuren (tabaksrook, verbrandingstoestellen, onderhoud...). Ten slotte, uit constructiematerialen komen: formaldehyde, radon, vezels en asbest. “[7]

- Luchtkwaliteit

In een goed geïsoleerd huis is er zeer weinig natuurlijke ventilatie. Goede luchtkwaliteit en voldoende verse lucht zijn basiseisen voor een gezond en aangenaam binnenklimaat. Om dit te garanderen zal er voldoende en op de juiste manier geventileerd moeten worden. Hierdoor kan verse buitenlucht in het gebouw worden binnengebracht en de emissiestoffen en vocht naar buiten afgevoerd. De mensen laten het CO₂ niveau stijgen en het O₂ gehalte dalen. 1400ppm CO₂ concentratie mag niet overschreden worden anders zullen er gezondheidsklachten kunnen ontstaan zoals hoofdpijn en concentratiestoornis. In een gemiddeld gezin wordt er zelfs 11 liter vocht per dag geproduceerd, mede door douchen, koken. De ventilatie houdt de relatieve vochtigheid laag en zo wordt condensatie en schimmelvorming voorkomen. [1]

2.1.2 Soorten ventilatie

- Prestatie vergelijking ventilatie systemen

Ventilatie met WTW werd succesvol gelanceerd in Scandinavië en draagt een hoge status op het vlak van een efficiënte ventilatie strategie. Toch blijft simpele mechanische afvoer ventilatie in Noord-Europa de residentiële ventilatie markt domineren. Terwijl in de matige klimaten van West-Europa zoals, Nederland, Frankrijk, UK, België de natuurlijke ventilatie de voorkeur krijgt. Optimalisatie studies hebben gedemonstreerd dat de optimale prestatie van juist ontworpen en gebalanceerde mechanische ventilatie zonder WTW, simpele afvoer ventilatie en natuurlijke ventilatie ongeveer dezelfde prestaties leveren op het vlak van warmteverlies en voor de blootstellingen aan verontreiniging. Dus er kan met geen absolute voorkeur gekozen worden. Maar balansventilatie heeft het grote voordeel dat er een lucht-lucht warmtewisselaar toegevoegd kan worden en hierdoor het warmteverlies verminderd. Maar ook hierbij is er een verliesfactor namelijk de extra drukval. De extra drukval zal een hoger elektriciteitsverbruik geven voor de ventilator maar de extra WTW verlaagt de verwarmingsvraag. De balans tussen beide factoren is sterk afhankelijk van het klimaat.[2]

Een experimenteel onderzoek van residentiële woningen in Duitsland, waarin de 4 typen ventilatie (natuurlijke ventilatie, mechanische extractie, balansventilatie met WTW en balansventilatie als luchtverwarming) werden onderzocht toont aan dat:

De balansventilatie met WTW had 10 tot 30% lager energieverbruik dan de natuurlijke en extractie ventilatie. Op het vlak van CO₂ behaalde het balansventilatie met WTW 40-50% betere prestaties dan de natuurlijke ventilatie. De extractie ventilatie presteerde 30% beter dan balansventilatie met WTW en 10% dan de luchtverwarming ventilatie. De extractie ventilatie is 40-55% goedkoper dan systeem D en ventilatieverwarming. Dit komt omdat balansventilatie met WTW een complex systeem van buizen nodig heeft en hogere ventilator kosten, maar enkel zij kunnen de lucht filteren. Dit heeft een grote invloed op allergieën en luchtpollutie. [10]

- Luchtdichtheid

Het ventilatievoud is een kenmerkende waarde voor de luchtdichtheid van een gebouw. Afhankelijk van hoe luchtdicht het gebouw is worden er bepaalde ventilatie systemen aangeraden, zie Figuur 1.[7]
België is een gematigd klimaat.

v_{50} in [h ⁻¹]	Wijze van ventileren	
> 13	te luchtopen	
8 - 13	Gematigd klimaat Koud klimaat	Natuurlijke ventilatie via infiltratie Te luchtopen
5 - 8	Gematigd klimaat Koud klimaat	Te luchtdicht voor natuurlijke ventilatie via infiltratie, te luchtopen voor gestuurde ventilatie Te luchtopen
3 - 5	Gematigd klimaat Koud klimaat	Gestuurde natuurlijke ventilatie of afzuigventilatie Afzuigventilatie
1 - 3	Gematigd klimaat Koud klimaat	Gebalanceerde ventilatie Gebalanceerde ventilatie
< 1	Gematigd klimaat Koud klimaat	Gebalanceerde ventilatie Gebalanceerde ventilatie

⁵ De verliesoppervlakte is de oppervlakte van een gebouwschil die in contact staat met de buitenomgeving.

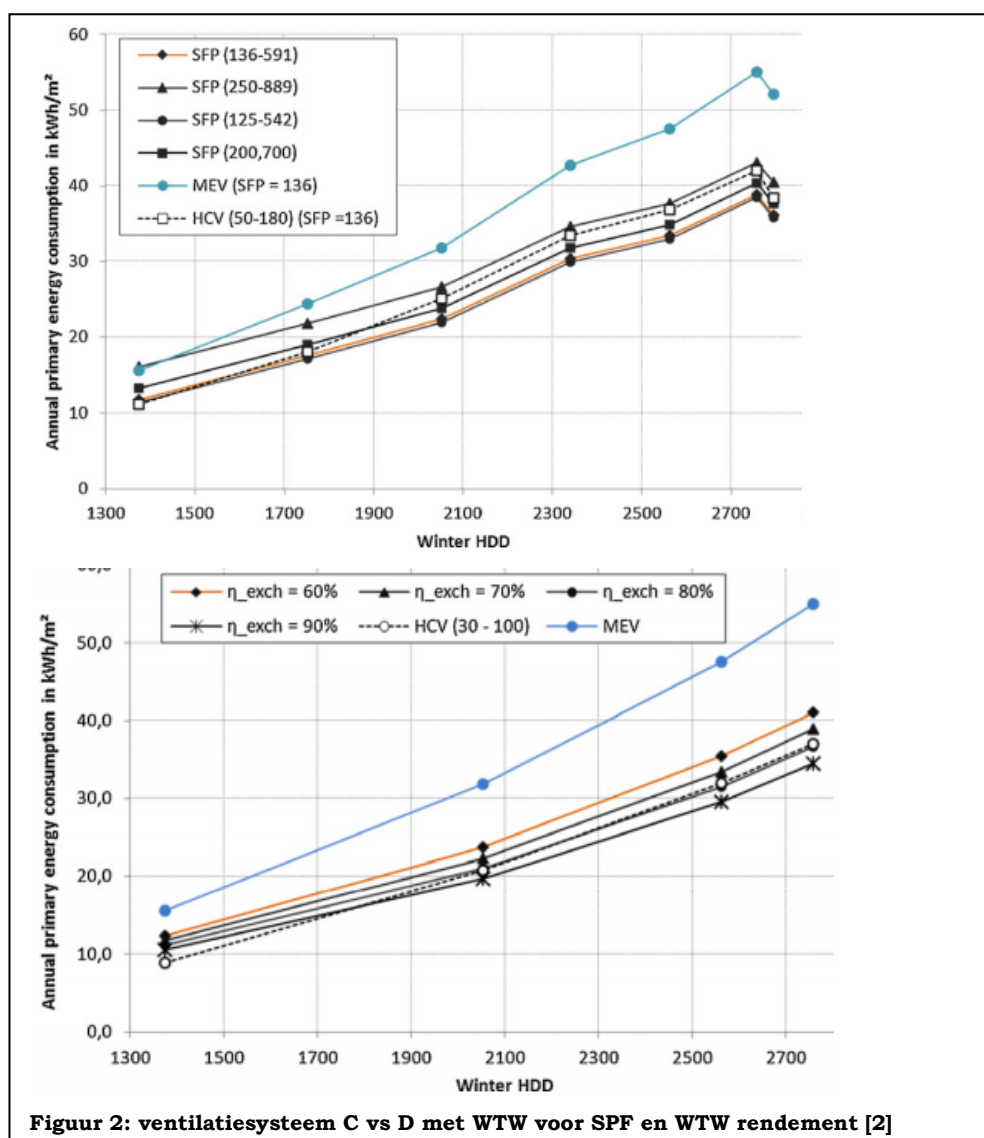
Figuur 1: type ventilatie afhankelijk van luchtdichtheid [7]

2.1.3 Rendabiliteit ventilatie

Laverge & Janssen onderzochten of het de investering waard is voor natuurlijke ventilatie, enkel mechanische afvoer en balans ventilatie. Op het vlak van primaire energie, CO₂ uitstoot, huishoudelijke energie prijs en exergie voor de verschillende klimaten in Europa. Het resultaat is dat de winstgevendheid op het vlak van primaire energie sterk afhankelijk is van de conversie factor tussen elektrische energie en het verbranden van fossiele brandstof voor verwarming. Deze factor verschilt land per land in Europa en is zeer gevoelig voor het lokale klimaat en de energie mix. De resultaten tonen ook aan dat als er geen lage specifieke ventilatie vermogen (SPF) wordt gebruikt, er geen duidelijk verschil is tussen de 3 ventilatie methodes (A,C, D met wtw) op het vlak van werking energie, CO₂ en het economische effect. De keuze wordt het beste gemaakt op het vlak van gebouw eigenschappen, investering en onderhoudskosten. In de mediterrane gebieden is balansventilatie met WTW enkel winstgevend in lage druk en lage SPF systemen. Terwijl in Scandinavië dit systeem altijd voordelig is in eender welke conditie. Dus in het algemeen kan WTW in heel Europa winstgevend zijn ten opzichte van primaire energie, CO₂, en energie kost door gebruik te maken van lage SPF. [2]

- Ventilatie C vs Balans ventilatie met WTW

In gebieden waar er een lang stookseizoen is zal balansventilatie met WTW minder energie verbruiken dan een ventilatiesysteem C. Dit is zelfs het geval met kleine WTW rendement.[11]
Zie Figuur 2 waarin MEV, mechanische afvoer ventilatie betekent.



- Life cycle analyse (LCA)

Een studie in Finland toont aan dat de LCA van luchtbehandeling units met lucht-lucht warmtewisselaars, voor in kantoorgebouwen, hun milieu impact volledig compenseren die gecreëerd wordt door het maken, onderhouden en het werken van de unit.

Bijkomend werd de LCA voor een ventilatietoestel in een gezinswoning (180m³/h) onderzocht. Met de focus op de productie- en ventilatie-energie consumptie en passieve WTW.

Het energieverbruik en de potentieel schadelijke emissies door 50 jaarlang elektriciteit te gebruiken voor de ventilatoren overtreft de impact die er al ontstaat door het produceren en transporteren van het product. De 3 potentieel schadelijke emissie (CO₂, SO₂ and C₂H₄) waren veel hoger dan bij de productie (respectievelijk 120, 90 en 15 keer). Het energieverbruik was tijdens het gebruik 200 keer groter dan bij de productie. Maar door aan passieve WTW te doen is het alsnog een milieuvriendelijke oplossing. Vanaf WTW rendementen van 15% met eventueel zelfs hogere ventilatiedebieten blijft er een positief milieu impact. Dus de vereisten voor een hoge binnen luchtkwaliteit vormen geen probleem.[12]

2.1.4 Soorten warmtewisselaars

- Latente warmte

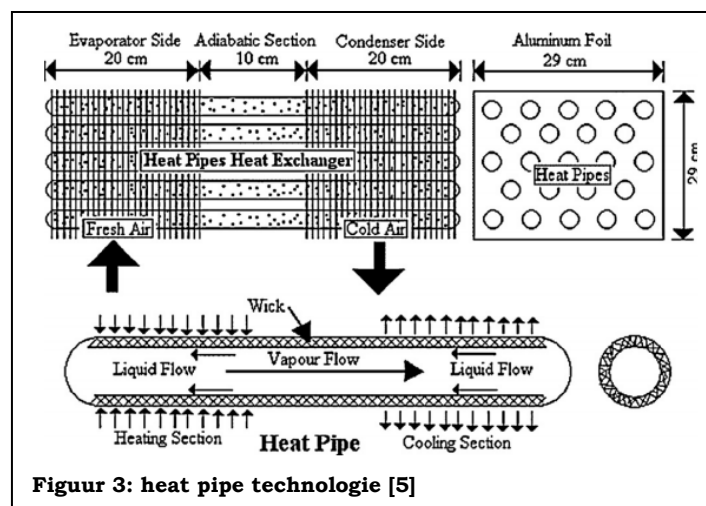
Van de afgeblazen lucht kan de voelbare warmte en de latente warmte teruggewonnen worden. Vele studies vergelijken deze 2 mogelijkheden, hoe vochtiger de binnenlucht hoe interessanter het is om latente warmte terug te winnen. Maar het is niet altijd verzekerd dat er een voordeel is, dit is afhankelijk van het lokale klimaat. [11]

- Vaste plaat WW

Typisch rendement voor voelbare WTW is 50–80% met werkingsprincipes zoals *counter-flow*, *cross-flow* en *parallel-flow*. Er is ook een Z-vormige WW met latent terugwinning die ongeveer 75% voelbaar en 60% latentewarmte terugwint. Een WW met polymeer membraan recupereert 80% van de totale energie. [5]

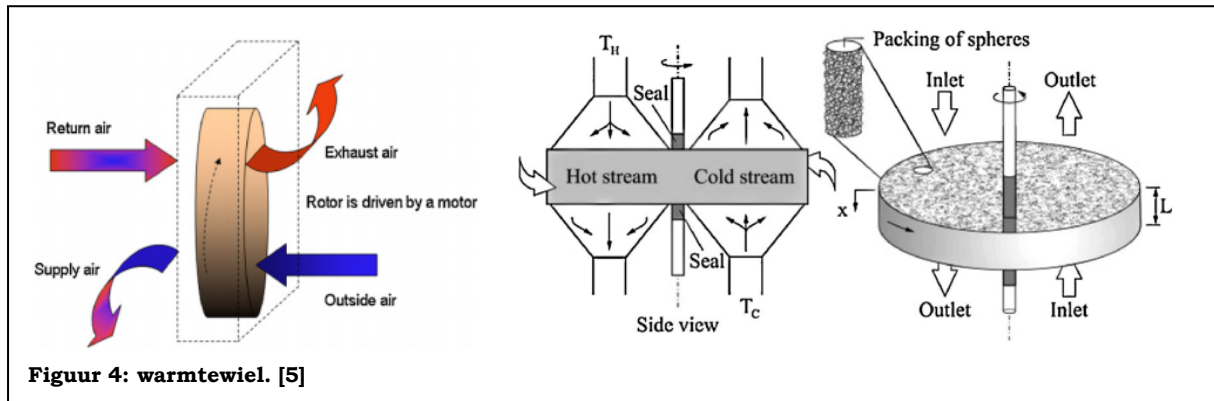
- Heat pipe

Heat pipe WTW is het principe van een gesloten buis waarin een vloeistof zit die kan verdampen en condenseren. De warmte wordt overgedragen door de latente warmte van de vloeistof en dit over grote afstanden met kleine temperatuurverschillen. Het buisje is opgedeeld in 2 secties voor energie uitwisseling tussen afvoer en aanvoerlucht die ieder de verdamper of condensor zijn, zie Figuur 3. De thermische efficiëntie ligt tussen 45 en 55%. Er zijn geen bewegende delen nodig, dus dit is ideaal voor natuurlijke ventilatie. Er zal ook geen contaminatie zijn door lucht lekkages. Het is compact en bruikbaar voor alle temperaturen en makkelijk te reinigen. [5]



- Warmtewiel

Het warmtewiel bestaat uit een rotor met thermische opslag capaciteit en eventueel ook vochttopslag. Alles zit in een kast en verplaatst zich afwisselend tussen een warme en koud fluïdum, zie Figuur 4. De rotor wordt aangedreven door een motor zodat de extract en supply lucht afwisselend passeren door iedere sectie van de rotor. De rotor snelheid is normaal vrij laag met een toerental van 3-15 t/min. Het grote voordeel is de mogelijkheid om zowel latente als voelbare warmte terug te kunnen winnen. Warmte wielen staan bekend om het probleemloos werken en rendement van 60% of meer. Het elektriciteitsverbruik is een nadeel alsook de lekstroom tussen extract en supply lucht. [5]

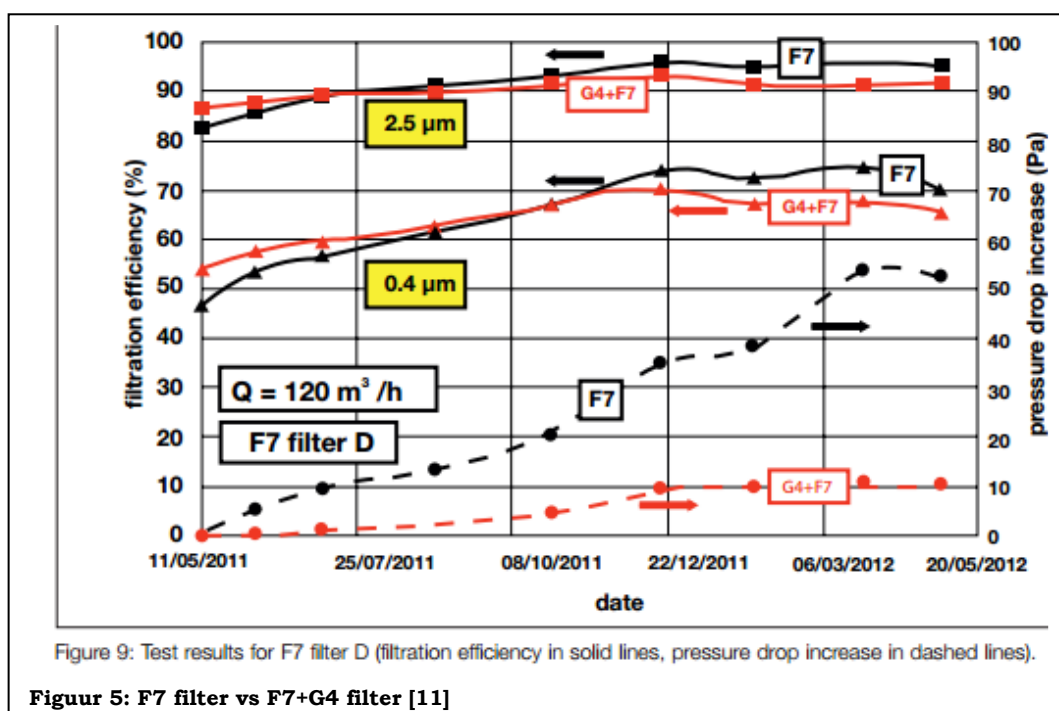


Figuur 4: warmtewiel. [5]

2.1.5 Luchtfilters

Een studie bespreekt het prestatie verschil tussen buiten luchtfilters in residentiële balansventilatie. Het vergelijk is tussen een F7 filter en een F7 filter voorgedaan door een G4 filter. Er werd dezelfde buitenlucht gebruikt en de filters werden op hetzelfde moment verwijderd om dezelfde metingen uit te voeren. Balansventilatie wordt steeds meer gebruikt en het is nodig om de drukval over de filters, gedurende hun levensduur zo laag mogelijk te houden om het elektriciteitsverbruik van de ventilatoren te beperken. Maar er mag nooit ingeperkt worden op de binnenluchtkwaliteit.

In lange termijn tests van typische gebruikte filters voor balansventilatie (met het standpunt betreffende energieverbruik) werd aangetoond dat het veel beter is om een F7 filter voorgedaan door een G4 filter te gebruiken dan dezelfde F7 filter alleen. De reden is dat er een veel lagere drukval is bij de combinatie in de tijd door de vervuiling van het oppervlak. De resultaten zijn afhankelijk van de soort filter, maar deze grafiek geeft een voorbeeld van het mogelijke verschil, zie Figuur 5. [13]



Figuur 5: F7 filter vs F7+G4 filter [11]

2.1.6 Werkelijke WTW

- Werkelijk rendement

Het technische WTW-rendement uit de extractie lucht onder standaard condities word bepaald door het rendement van het apparaat. Het werkelijke terugwinningsrendement is niet enkel afhankelijk van het apparaat, maar ook van de verhouding van de warmtewinsten en warmteverliezen eigen aan het gebouw. Het maximale WTWs rendement is niet meer belangrijk wanneer de warmtewinsten de warmte vraag overstijgen en er geen verwarming meer nodig is.

De vraag naar WTW daalt geleidelijk aan wanneer de buitentemperatuur stijgt, de terugwinning zal zelfs afgeschakeld worden als de buitentemperatuur de thermische balans temperatuur overstijgt.

Het jaarlijkse rendement van warmte recuperatie is dus minder dan het technische rendement. Let wel dit effect is nauwelijks merkbaar in minder goed geïsoleerde gebouwen waar de transmissie verliezen het grootste deel van het energie verlies zijn. Dit fenomeen van werkelijke recuperatie efficiëntie is vooral belangrijk bij vrij goed geïsoleerde en grote gebouwen waar het warmteverlies veel groter is dan het ventilatie verlies.[14]

- Invloed luchtlekken

Een studie bestudeerd de werkelijke passieve WTW van 30 ventilatie toestellen met debieten van 1000 tot +10000 m³/h. In de beste 3 gevallen was er een globale energie efficiëntie tussen 60 en 70% die normaal nominaal 80% efficiënt zouden moeten zijn. De drie slechtste gevallen haalden maar een efficiëntie van minder dan 10% waardoor er meer energie verbruikt wordt dan bespaard.

Toestellen die niet met recirculatie werken vertoonden toch recirculatie. Dit komt door luchtlekken, waardoor ook die kwaliteit van de binnenlucht verlagen.

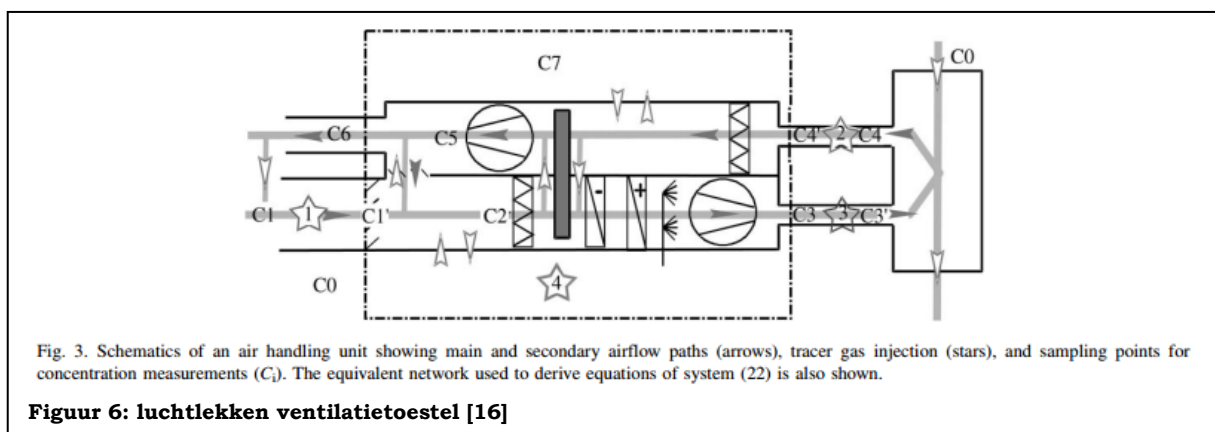
In principe zijn aanvoer en afvoer lucht in evenwicht of het gebouw wordt onder licht drukverschil geplaatst. Als het gebouw dan niet voldoende luchtdicht is en het drukverschil te groot is ontstaat een luchtlek in de gebouwschil. Dit heeft geen grote invloed op de binnenluchtkwaliteit maar wel op vlak van WTW rendement.

Voor 1/3 van de toestellen gaat meer dan 50% van de aangevoerde lucht op deze manier verloren.

Grote lekkages zijn er gevonden in verschillende gebouwen. In sommige gevallen was de infiltratie een groot deel buitenlucht, in andere gevallen verliet de lucht het gebouw via de gebouwschil in plaats via de WTW.

Er werd ook grote interne recirculatie ontdekt in sommige toestellen en ook externe recirculatie zelfs boven de 20%. Deze lekkages hebben een grote invloed op het WTW rendement die dan kan dalen van de nominale waarde 50 of 90% naar 5 en 68%. Gemiddeld was het rendement 70% maar globaal gezien was dit maar 43%.

De metingen geven duidelijk aan dat de toestellen beter ontworpen moeten worden om te voldoen aan het ontwerpdebiet en er geen parasitaire luchtlekken of kortsluitingen kunnen ontstaan. Figuur 6 geeft aan waar er overal luchtlekken kunnen voordoen.[15]



2.1.7 Hybride ventilatie

Op basis van het gemeten energieverbruik voor ruimteverwarming en balansventilatie met een geïntegreerde warmtepomp vermindert het uiteindelijke energieverbruik met 20% en het primaire energieverbruik met 20% in vergelijking met een conventioneel gas boiler en een ventilatiesysteem voor dezelfde binnenlucht kwaliteit. Ook de CO₂ werd ongeveer met 20% verminderd. [16]

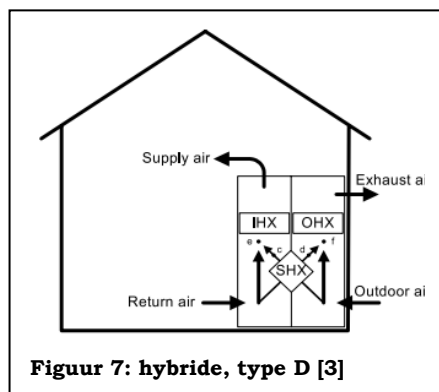
2.1.7.1 Vergelijking met diverse combinaties

Een studie heeft onderzoek gedaan naar de prestaties van een warmtepomp in verschillende warmte terugwinttoestellen. Het is dus een warmtepomp in combinatie met ventilatie, die wordt getest in 2 ruimtes met constante temperatuur en vochtigheid. De verschillende manieren om voelbare warmte terug te winnen worden getest. Hierbij wordt de COP, luchtverwarmingcapaciteit gemeten en vergeleken met de situatie zonder WTW. [4]

Er zijn 4 systemen die worden vergeleken, zie Figuur 7:

- type A: is een lucht-lucht warmtepomp met aparte ventilatie zonder warmteterugwinning;
- type B: warmtepomp verwarming en ventilatie met WW (systeem D);
- type C: warmtepomp geïntegreerd in ventilatie;
- type D: warmtepomp in ventilatie met WW.

Deze systemen maken gebruik van recirculatie zodat het binnen luchtdebiet 1300m³/h is en het buitendebiet 3150 m³/h.



Air side	T_{A3} (°C)	37.6
	T_{A4} (°C)	4.0
	T_{D4} (°C)	3.4
	ΔP_{IHx} (Pa)	14.8
	ΔP_{OHx} (Pa)	59.8
Refrigerant side	P_1 (kPa)	424.6
	P_2 (kPa)	1538.0
	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	0.03867
Heat pump performance	$\dot{Q}_{cond,ref}$ (W)	8076
	$\dot{Q}_{cond,air}$ (W)	7354
	$\dot{Q}_{evap,ref}$ (W)	6608
	$\dot{W}_{comp}$ (W)	2010
	$\dot{Q}_{net}$ (W)	6600
	COP_{ref}	4.02
	COP_{net}	3.28

Figuur 8: test resultaten type D

De testen worden uitgevoerd met binnen 21°C , 50% RV en de buitenlucht 7°C ,86.8% RV. Het systeem wordt stabiel beschouwd als de data binnen accepteerbare toleranties blijven gedurende minimum 5 minuten en de proef word voor de herhaalbaarheid 3 keer uitgevoerd.

• Type D

Het hybride ventilatiesysteem, in dit onderzoek type D, bestaat uit een warmtewisselaar die voelbare warmte recupereert en een warmtepomp. De warmtewisselaar heeft een rendement tussen de 50-60%. De warmtepomp werkt met R134a en heeft een vermogen van 2.8 kW.

• Test resultaat

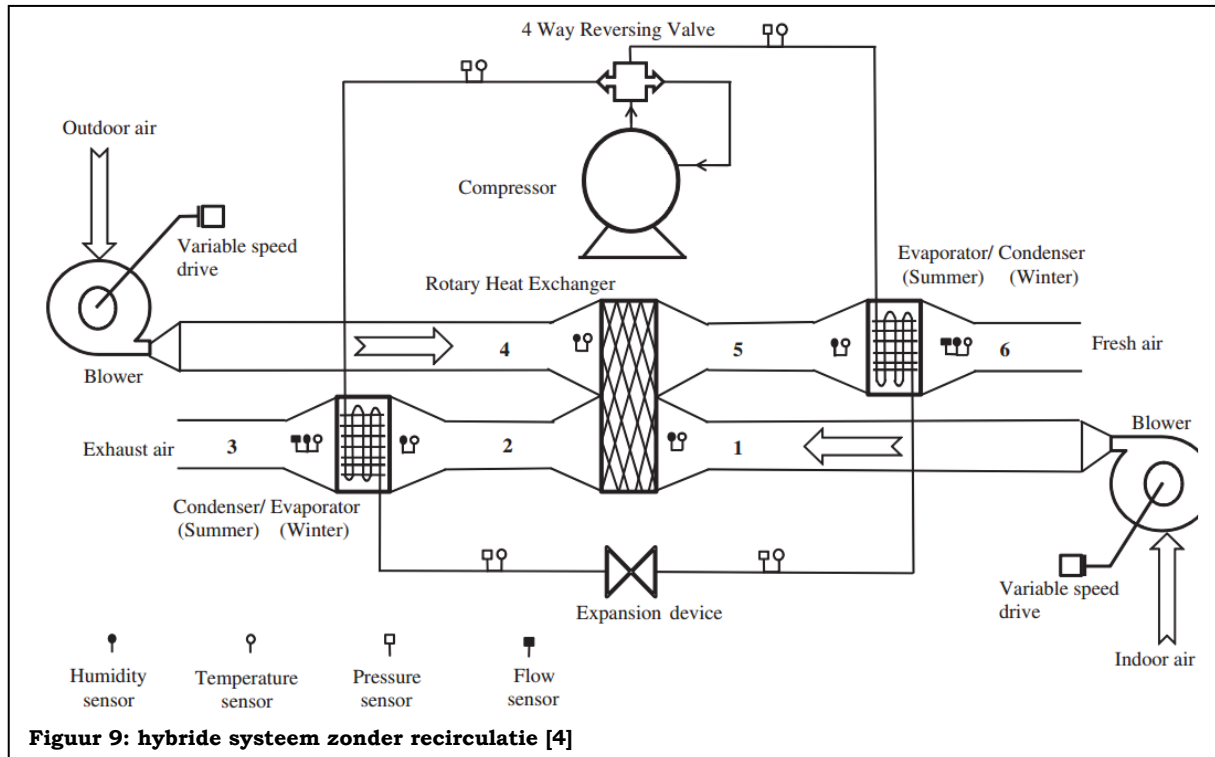
Enkel de resultaten van type D worden besproken want dit principe komt sterk overeen met het doel van deze thesis. De COP wordt berekend gemeten langs de koelcyclus en gemeten via de lucht. Het resultaat is dat er een COP is tussen de 4 en 3.3.

Het belangrijkste resultaat is dat een verbetering is van 2,8% voor het hybride systeem ten opzichte de lucht-lucht warmtepomp met apart ventilatiesysteem D met WTW.

2.1.7.2 Hybride systeem zonder recirculatie

In een onderzoek werd er een ventilatiesysteem D uitgerust met een warmtewiel en een warmtepomp, zie Figuur 9. De dimensies van het warmtewiel zijn: 320mm diameter en 200mm lang met een toerental van 24.5 t/uur. De compressor heeft een vermogen van 850 Watt.

Het toestel werkt met een supply debiet van 425 m³/h en een extract debiet van 340 m³/h. [3]



Volgens de ASHRAE test condities voor een warmtepomp wordt er een COP_H van 2.75 behaald, zie Figuur 10.

	Air temperature (°C)/humidity (%)						ΔT, air-refrigerant (°C)		COP
	Indoor		Outdoor		Fresh air supply		Condenser	Evaporator	
	(°C)	(%)	(°C)	(%)	(°C)	(%)	(°C)	(°C)	
Summer	24	50	40	80	17	70	15	15	COP _R : 3.25
Winter	22	35	0	90	40	7.5	15	15	COP _H : 2.75

Figuur 10: test resultaat hybride systeem zonder recirculatie [4]

2.1.8 Besluit

Een ventilatietoestel dat de lucht aan- en afvoert kan de luchtkwaliteit het best beïnvloeden op een energetisch verantwoorde manier. Wat alleen maar ten goede is van de mens op het vlak van de gezondheid en voor het klimaat. Hybride systemen, balansventilatie met passieve en actieve WTW halen een COP tussen de 3 en 4. Dit op voorwaarde dat het toestel uiterst luchtdicht wordt geproduceerd en geïmplementeerd in het gebouw.

2.2 EPB

De EPB-eisen zijn ingevoerd door de Europese Unie om het energieverbruik per huishouden te verminderen en de CO₂-uitstoot te verminderen. Door de verbranding van fossiele energiebronnen zoals olie en aardgas komt er immers CO₂ vrij, met nefaste gevolgen voor het klimaat.[17]

Alle residentiële en niet residentiële gebouwen in Vlaanderen waarvoor een stedenbouwkundige vergunning wordt aangevraagd of een melding wordt gedaan, moeten aan bepaalde energienormen voldoen. Die normen worden de EPB-eisen genoemd ('energieprestatie en binnenklimaat') en hebben een betrekking op:

- thermische isolatie: K-peil met zijn U- en R- waarden,
- energieprestatie: E-peil,
- netto-energiebehoefte voor verwarming,
- binnenklimaat (ventilatie en oververhitting).

Ieder gewest (Vlaanderen, Brussel, Wallonië) heeft zijn eigen EPB eisen. Maar deze liggen dicht bij elkaar.

In Tabel 1 staan de eisen die van toepassing zijn voor residentiële woningen. Voor niet residentiële woningen zijn deze licht verschillend afhankelijk van de soort bestemming.

Tabel 1: E- en K- peil en ventilatie eis voor woningen in Vlaanderen [18]

Datum aanvraag bouwvergunning	Max E-peil	Max K-peil	Ventilatie
2006 - 2009	E 100	K 45	Minimaal voorzien
2010 - 2011	E 80	K 45	Minimaal voorzien
2012 - 2013	E 70	K 40	Minimaal voorzien
2014 -	E 60	K 40	Minimaal voorzien
2021	E 30	Onbekend	onbekend

Alles wat in deze thesis besproken wordt over de EPB regels, beschouwt de regels die ingaan vanaf 1 januari 2014.

- E-peil

Het E-peil is een dimensieloos getal en drukt de globale energieprestatie uit van de woning. Hoe lager dit getal, hoe minder energieverbruik voor ruimteverwarming, de productie van sanitair warm water, elektriciteit, ...[17]

- K-peil

Het K-peil plakt een getal op het globaal isolatiepeil van de woning. Het gaat om het volledige isolatieschil: buitenmuren, vloeren, dak, vensters,

Hoe lager dit peil, hoe minder warmteverliezen. Naast de isolatiegraad van een gebouw brengt het ook de gebouwcompactheid in rekening. Een huis dat erg goed geïsoleerd is, maar een groot buitenoppervlak heeft, kan meer warmte verliezen dan een compacter en minder geïsoleerd huis. [17]

Om de verwarmingskosten van een huis zo laag mogelijk te houden is het aangeraden om in de eerste plaats aandacht te schenken aan isolatie. Isolatie kan achteraf nauwelijks gewijzigd of verbeterd worden. Om de overige energiekost te laten dalen dient er ook gekeken te worden naar de ventilatieverliezen (ventileren kost energie), de interne warmtewinsten (bijvoorbeeld door ramen aan de zuidkant) en de elektriciteit installatie.

- Oververhitting

Goed geïsoleerde woningen hebben last van oververhitting de EPB geeft hier boetes voor vanaf 25°C [17]. Oververhitting valt te beperken door een ventilatiesysteem met bypass te installeren. Dit systeem kan de koele buitenlucht naar binnen brengen om zo de oververhitting en de gekoppelde boete te vermijden.

2.2.1 Ventilatie

Voor ons comfort en gezondheid is het noodzakelijk onze gebouwen goed te ventileren om een voldoende luchtkwaliteit te garanderen. Meer details zie 2.1.1

Het meest doeltreffende middel voor luchtverversing, zowel op het vlak van luchtkwaliteit als van energieverbruik, is ongetwijfeld de installatie van een ventilatiesysteem. Hierdoor kan de lucht op gecontroleerde wijze naar de juiste plaats gebracht worden. Waarbij er de garantie is dat het lucht is van goede luchtkwaliteit en het correcte luchtdebiet om het energieverbruik te minimaliseren. De klassieke luchtlekken in de gebouwschil of het openen van de ramen door de bewoners zijn geen efficiënte middelen om hetzelfde resultaat te behalen.

De EPB-regelgeving zorgt ervoor dat het ventilatiesysteem bij een minimaal ventilatiedebiet toch nog een voldoende luchtkwaliteit garandeert.[19]

Door het onderscheid in type gebouwen zijn er 2 methodes om het ventilatiedebiet te bepalen.

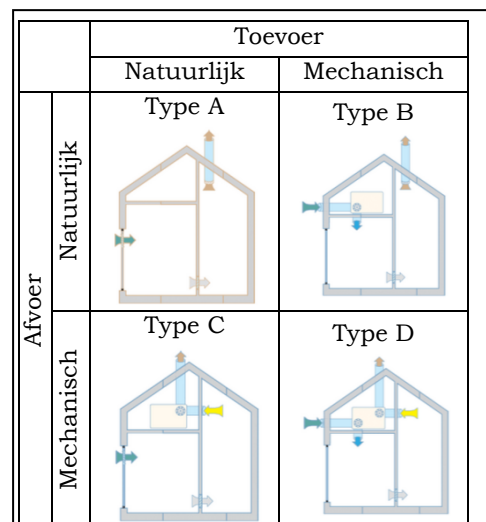
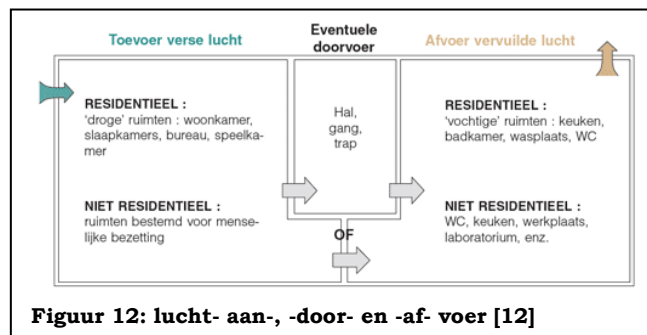
Residentiële gebouwen dienen de NBN D 50-001 te volgen en de niet-residentiële gebouwen de NBN EN 13779

In beide gevallen blijven de basisprincipes voor ventilatie hetzelfde, Figuur 12:

- buitenlucht aanvoeren in door personen bezette lokalen;
- de vervuilde lucht van lokalen naar buiten afvoeren;
- mogelijk de verse lucht, doorvoeren naar lokalen.

Tabel 2: vergelijk ventilatie systemen benamingen

D50-001	EN 13779
A	Natuurlijke ventilatie
B	Mechanische toevoerinstallatie
C	Mechanische afvoerinstallatie
D	Mechanische toe- en afvoerinstallatie
RTO	Toevoeropening voor natuurlijke ventilatie
RAO	Afvoeropening voor natuurlijke ventilatie



Er zijn 4 methodes om voor de nodige lucht verplaatsing te zorgen, zie Figuur 11. Beide normen beschrijven eigenlijk dezelfde typen ventilatiesystemen maar ze worden anders benoemd. In tabel 2 is het vergelijk tussen de 2 systemen duidelijk te zien.

2.2.2 Gebouw overdruk of onderdruk

Indien een mechanische balansventilatie niet volledige in evenwicht is kan het gebouw in over of onderdruk komen te staan. Overdruk zorgt ervoor dat er geen ongewenste lucht kan binnen dringen, terwijl bij onderdruk via de kleine kiertjes en gaatjes toch lucht kan binnendringen. In koude klimaten kan overdruk de constructie beschadigen. Afhankelijk van de toepassing of ontwerp kan het zijn dat er van volledige balans wordt afgeweken en er een druk verschil wordt toegelaten.

In Tabel 3 staan de volgende klassen waarbinnen een gebouw kan vallen.

Tabel 3: over of onderdruk klassen

Categorie	Omschrijving druk	Omschrijving in debiet
PC 1	Onderdruk (≤ -6 Pa)	$q_{ETA} > 1.15 q_{SUP}$
PC 2	Lichte onderdruk (-2 tot -6 Pa)	$1.05 q_{SUP} < q_{ETA} < 1.15 q_{SUP}$
PC 3	Gebalanceerd (-2 tot 2 Pa)	$0.95 q_{SUP} < q_{ETA} < 1.05 q_{SUP}$
PC 4	Lichte overdruk (2 tot 6 Pa)	$0.85 q_{SUP} < q_{ETA} < 0.95 q_{SUP}$
PC 5	Overdruk (> 6 Pa)	$q_{ETA} < 0.85 q_{SUP}$

Het is echter niet nodig een perfect uitgebalanceerde installatie te voorzien. De EPB laat wat speling met als grenzen -5 en 10 Pa.

Via de volgende formule kan het druk verschil berekend worden.

$$PC = \text{teken}(q_{v,toevoer} - q_{v,afvoer}) * \left(\frac{\text{abs}(q_{v,toevoer} - q_{v,afvoer})}{\dot{V}_{50}} \right)^{\frac{1}{0.65}} * 50$$

Met $\dot{V}_{50} = \text{lekdebiet} \left[\frac{m^3}{h} \right]$ bij 50 Pa volgens NBN EN 13829

2.2.3 Ventilatiesysteem

In residentiële gebouwen worden geen specifieke eisen gesteld aan het ventilatiesysteem of de luchtbehandelinginstallatie. Bij niet-residentiële gebouwen worden er wel eisen opgelegd voor het mechanische ventilatiesysteem:

- Ventilatoren

De ventilatoren moeten voldoende energie-efficiënt zijn. Deze efficiëntie wordt weergegeven door het specifiek verbruik (SFP = *specific fan power*), deze waarde mag maximaal 1250 W/(m³/s) zijn per ventilator. De waarde is afhankelijk van het werkingsspunt in de reële installatie en wordt bepaald door het debiet en drukverschil. Met de volgende formule kan het SFP berekend worden.

$$SFP = \frac{P_{elec}}{q_v}$$

Waarbij P_{elec} staat voor het elektrisch verbruik van de ventilator en q_v voor luchtdebiet van de ventilator bij de reële situatie. De fabrikant dient dus informatie over het elektrisch verbruik van een ventilator te geven voor verschillende werkingsspunten, eventueel in grafiekvorm.

In Tabel 4 staan de ventilatoren klassen:

Tabel 4: SFP klassen

Klasse	P_{SFP} in [W/(m³/s)]
SFP 1	< 500
SFP 2	500-750
SFP 3	750-1250
SFP 4	1250-2000
SFP 5	2000-3000
SFP 6	3000-4500
SFP 7	> 4500

De keuze van de ventilator(en) heeft een belangrijke invloed op het energieverbruik. Aan de hand van volgende parameters kan het verbruik beperkt worden:

- ventilator aangepast aan: debiet en drukverlies;
- beter een DC-motor dan een AC-motor;
- een kanalenet met zo klein mogelijk drukverlies;
- debietregeling of snelheidsregeling van de ventilator met een ruim regelbereik [19].

In residentiële gebouwen rekent de EPB met standaardwaarden onafhankelijk van het ventilatortype, maar afhankelijk van het ventilatiesysteem:

- type 1: mechanische afvoerventilatie;
- type 2: mechanische toevoerventilatie of toevoer- en afvoerventilatie, maar zonder koeling;
- type 3: andere situaties.

Men kan echter een beter E-peil bekomen op basis van werkelijke geïnstalleerd vermogen. Deze methode houdt ook rekening met de regeling van ventilatoren. Een toerentalregeling van de ventilator is veel beter dan verstelbare schoepen en nog beter dan de aller slechtste regeling namelijk smoring.

- Regelsystemen

De EPB verbiedt volgende type regelsystemen voor mechanische ventilatie:

- afwezigheid van regeling (type IDA-C1);
- uitsluitend manuele regeling (type IDA-C2).

De regeling dient minimum een tijdsprogrammatie te zijn (type IDA-C3) of een regeling op basis van aanwezigheid (type IDA-C4) of het aantal personen (type IDA-C5) of zelfs op basis van de meting van een binnenluchtkwaliteit parameter zoals CO₂, vocht, ... (type IDA-C6).

Deze type systemen komen uit de norm EN 13779 en staan nog eens kort in Tabel 5:

Tabel 5: type regelsystemen ventilatie

Klasse	Omschrijving
IDA-C1	Continue werking, geen sturing
IDA-C2	Manuele regeling, aan/uit schakelaar
IDA-C3	Tijdsturing, werking volgens tijdschema
IDA-C4	Bezettingssturing: werking naargelang aanwezigheid
IDA-C5	Aanwezigheidssturing: werking op basis van aantal werkelijk aanwezigen
IDA-C6	Directe controle: sturing door sensoren die binnenlucht parameters meten (vb CO ₂)

De debietregeling op CO₂ niveau is niet onbelangrijk. De binnenlucht wordt namelijk ingedeeld in verschillende types. Afhankelijk van de concentratie zijn ruimtes leefbaar of niet, Tabel 6.

Tabel 6: luchtklassen volgens CO₂ niveau

Categorie	Omschrijving	CO₂-niveau boven dat van buitenlucht	
		<u>Typische waarden</u>	<u>Standaard waarden</u>
IDA 1	Hoge binnenluchtkwaliteit	≤400	350
IDA 2	Gemiddelde binnenluchtkwaliteit	400-600	500
IDA 3	Aanvaardbare binnenluchtkwaliteit	600-1000	800
IDA 4	Lage binnenluchtkwaliteit	>1000	12000

Bij de EPB aangifte zijn er reductie factoren afhankelijk van het type regeling. Hoe kleiner deze factor hoe groter de E-punten besparing.

Tabel 7: EPB reductie factor voor regeling

Detectie type	Extra vereisten		f_reduc,vent,zone,z
IDA-C3			1
IDA-C4	Leslokaal		0.8
	Andere lokalen	Ontwerp >2 personen	1
		Ontwerp < 2 personen	0.8
IDA-C5	Automatische telling en detectie		0.75
IDA-C6	Gemeten parameter CO ₂		0.7
Overig			1

- Lucht filteren

Volgens de norm EN 13779 zijn er 3 typen buitenlucht, Tabel 8, afhankelijk van het type buitenlucht dat aangezogen wordt dient er een ander type filter gebruikt te worden, Tabel 9.

De filters dienen geïnclassificeerd te zijn volgens de norm EN 779.

Tabel 8: typen buitenlucht

Klasse	Beschrijving	WHO-richtlijn
ODA 1	Zuivere lucht die slechts tijdelijk stofbelast mag zijn	Voldaan aan WHO eis buitenlucht
ODA 2	Buitenlucht met een hoog stofgehalte en/of een hoge concentratie verontreinigende gassen	Factor tot 1,5 hoger dan WHO richtlijn
ODA 3	Buitenlucht met een zeer hoge concentratie verontreinigende stoffen en/of zeer hoog stofgehalte	Factor 1,5 hoger dan WHO richtlijn

De volgende tabel geeft weer bij welke type buitenlucht een type filter hoort.

Tabel 9: filters voor type buitenlucht

Buitenluchtkwaliteit	Binnenluchtkwaliteit			
	IDA 1 (hoog)	IDA 2 (middelmatig)	IDA 3 (matig)	IDA 4 (laag)
ODA 1 (zuiver)	F9	F8	F7	F5
ODA 2 (stof)	F7+F9	F6+F8	F5+F7	F5+F6
ODA 3 (zeer hoge stof concentratie)	F7+GF+F9	F7+GF+F9	F5+F7	F5+F6

2.2.4 Warmtepompen

Gebouwen hebben een primaire warmteopwekker nodig om het gebouw op te warmen. Dit kan aan de hand van gas, stookolie, hout of een warmtepomp. Bij de nieuwe EPB aangifte moet er een minimum hoeveelheid hernieuwbare energie geproduceerd of gebruikt worden. Bij de keuze van een warmtepomp kunnen nieuwe gebouwen in één keer voldoen aan de minimum hoeveelheid energie uit hernieuwbare bronnen. De warmtepomp dient dan +85% van de warmtevraag te dekken en moet deze een seizoenprestatiefactor SPF groter dan 4 hebben.

Huizen die gerenoveerd worden en met een lucht-lucht warmtepomp worden uitgerust dienen zelfs een SPF van minimum 2.9 te hebben.

Warmtepompen die maar voor een klein deel van warmte voorzien kunnen ook meegeteld worden bij de minimum hoeveelheid hernieuwbare energie.

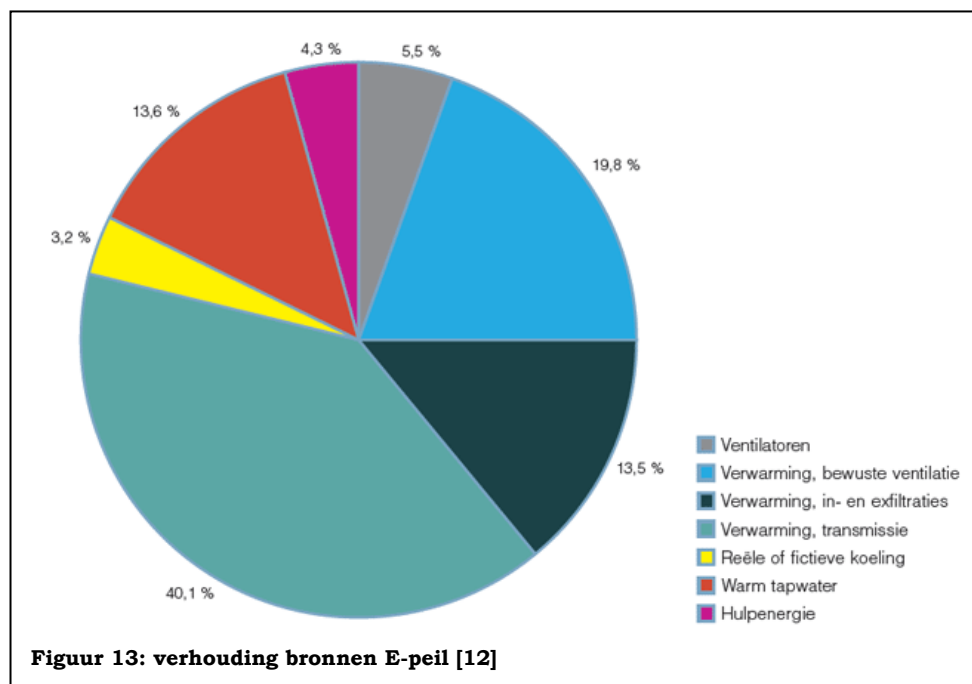
Dit SPF resultaat dient behaald te worden volgens de normen NBN EN 14511 en/of NBN EN 15879-1

2.2.5 E-peil verlaging

Ventilatie gaat altijd gepaard met een bepaald primair energieverbruik en wel specifiek door volgende zaken:

- verwarming of afkoeling van de lucht: aanvoerlucht moet opgewarmd (of gekoeld) worden tot de binnentemperatuur. Het bijhorende energieverbruik kan verminderd worden door vraaggestuurde ventilatie of warmterecuperatie;
- energieverbruik van de ventilatoren: ten opzichte van primair energieverbruik is dit hoog aangezien de omzettingfactor primaire energie → elektriciteit slechts 40 % is.

Voor residentiële gebouwen is in Figuur 13 een weergave van alle onderdelen die aan het E-peil bijdragen. Dit taartdiagram is opgesteld uit 200 woningen met ventilatiesysteem C en een E-peil van 97. Hierin is te zien dat de ventilatieverliezen en het energieverbruik van de ventilatoren verantwoordelijk zijn voor meer dan 25 % van het E-peil. Bij zeer goed geïsoleerde en luchtdichte gebouwen, kan dit aandeel zelfs meer dan 50 % bedragen. [19]



- Dimensioneren ventilatie

Het dimensioneren van de ventilatiedebieten voor de residentiële en de niet-residentiële sector gebeuren anders hierdoor verschilt ook hun effect op het E-peil. In residentiële gebouwen wordt het ventilatiedebiet voor alle 4 de ventilatiesystemen op een forfaitaire en identieke manier berekend. Ook wordt er via de m-factor rekening gehouden met de uitvoeringskwaliteit van het ventilatiesysteem. Bij een goed afgeleverde installatie kan de m-factor dalen van 1.5 naar 1, waardoor het E-peil daalt want het ventilatiedebiet wordt vermenigvuldigd met deze factor.

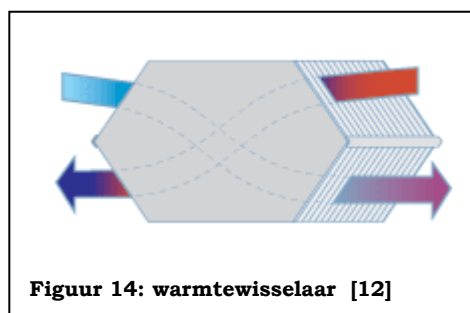
In niet-residentiële gebouwen worden de verliezen door ventilatie berekend op basis van het totale ontwerpdebiet voor de verse luchtaanvoer. De grootte van de debieten en ook de doorstroomopeningen kunnen een effect hebben op het E-peil:

- laat men de lucht doorstromen vanuit weinig vervuilde lokalen (ETA1 en ETA2) naar lokalen die niet bestemd zijn voor menselijke bezetting, dan kan het E-peil verlaagd worden in vergelijking met een toevoer van verse lucht in alle lokalen;
- het gebruik van hogere ontwerpdebieten dan het vereiste minimumdebiet zal een lichte verhoging van het E-peil veroorzaken.

In tegenstelling tot residentiële toepassingen wordt de uitvoeringskwaliteit van het ventilatiesysteem niet in aanmerking genomen voor de berekening van het E-peil.[19]

- Warmtewisselaar

Bij systeem D kan de warmte uit de afvoerlucht met behulp van een warmtewisselaar worden overgedragen naar de toevoerlucht. WTW-rendementen van boven de 80 % zijn haalbaar, dit rendement dient bepaald volgens de norm NBN EN 308.



Niet in elk seizoen is er warmterecuperatie gewenst en is er een bypass nodig om de warmtewisselaar uit te schakelen. In de zomer is het namelijk onnodig om de koele buitenlucht op te warmen door de warmtewisselaar. Hierdoor wordt de koelbehoeften van het gebouw verlaagd en is er ook een E-peil verlaging.

Er zijn verschillende technieken om een bypass toe te passen. De meest effectieve manier is dat de bypass automatisch wordt gestuurd op basis van de temperatuur. Hierbij wordt dan de volledige luchtstroom afgeleid anders wordt de lucht toch nog een deel opgewarmd.[19]

EPB verplicht zelfs, sinds 29 november 2013, dat bij renovaties waarbij een ventilatiesysteem D wordt vervangen of geplaatst er minimum 75% WTW is.

- E-punten potentieel

Tabel 10 geeft een overzicht van de benaderende effecten van alle verschillende maatregelen op het E-peil voor residentiële en niet-residentiële gebouwen ten opzichte van de waarde bij ontstentenis.

Let wel, dit is indicatief en geeft enkel de volgende groot orden:

Tabel 10: overzicht benadering effect van maatregelen op het E-peil [19]

+ beperkt gunstig effect (0 – 2 E-punten)	++ matig gunstig effect (0 - 5 E-punten)
+++ groot gunstig effect (5 - 10 E-punten)	++++ zeer groot gunstig effect (10-20Epunten)

Maatregel	Residentiële toepassingen	Niet-residentiële toepassingen
	Systeem D	Naargelang het systeemtype
Ventilatoren AC → DC	++	
Ventilatoren werkelijk verbruik	++	++
Ventilatoren regeling		+
Afstelling ventielen	++	
WTW en balanceren van de debieten	++++	++++
Zomerbypass (enkel met WTW)	+	+

2.2.6 Erkenningprocedure

Er is een EPB-productgegevens databank waarin alle erkende producten gecatalogeerd staan om te verzekeren dat er betrouwbare productgegevens zijn voor de EPB-berekening.

Via een procedure om zo betrouwbaar mogelijke gegevens te verzamelen kan een product toegevoegd worden aan deze databank. Deze procedure is opgebouwd uit 2 fases: een algemene erkenningprocedure en een specifieke erkenningprocedure.

De procedure van een aanvraag tot toevoeging aan de databank heeft een zekere kost. De aanvraag van 1 product kost 150€ en kent een maximum van 600€ indien er meerdere producten worden aangevraagd binnen een productsubgroep. Gedurende vier jaar blijft het product dan in de databank staan.[20]

2.2.7 Gelijkwaardigheid

Een innovatief product dat het ventilatiedebiet of het warmteverlies kan beperken heeft de mogelijkheid om via de gelijkwaardigheidprocedure ook voor een E-peil verlaging te zorgen. De fabrikant kan hiervoor de nodige stappen nemen om de erkenning van zijn innovatieve product te krijgen.

Bij de producterkenning publiceren de Gewesten de te gebruiken alternatieve berekeningsmethode van het E-peil om het energievoordeel van dit product in rekening te brengen.[19]

- Aanvraag gelijkwaardigheid

Niet alle innovatieve bouwconcepten of technologieën kunnen beoordeeld worden aan de hand van de opgelegde EPB rekenmethode. Indien het prestatieniveau de eisen van de huidige EPB evenaren kan er een alternatieve berekeningswijze gebruikt worden. De specifieke voorwaarden voor het toestaan van deze afwijking zijn vastgelegd in het Ministerieel Besluit van 15 september 2009.

Er dient een aanvraagdossier opgesteld te worden met een technische beschrijving van de innovatieve technologie en een advies van ATG-E. De vraag voor de beoordeling van het dossier dient via een aangetekend schrijven bij het Vlaams Energieagentschap te gebeuren.[9]

- ATG-E

De aanvraag van ATG-E dient te gebeuren bij BUTgb (Belgische Unie voor de technische goedkeuringen in de bouw) conform het reglement en met het aanvraagformulier. Dan wordt beoordeeld of de technologie wel behandeld kan worden in het kader van gelijkwaardigheid. Vervolgens wordt een beslissing genomen over de praktische haalbaarheid van het afleveren van een ATG-E. Indien het Uitvoerend Bureau Afwerking een positieve beslissing neemt krijgt de aanvrager een ontvankelijkheidsverklaring en kan de dossierbehandeling worden opgestart.

- Soorten gelijkwaardigheid

Het VEA heeft al een aantal gelijkwaardigheidbesluiten genomen. Deze gelijkwaardigheid geeft een vermindering voor de volgende factoren:

- bij systeem C: $f_{\text{reduc,vent,heat}}$, $f_{\text{reduc,vent,cool}}$, $f_{\text{reduc,vent,verh}}$ met een huidig minimum van 0.26;
- bij systeem D: f_{DC} met een huidig minimum van 0.94.

[19]

2.2.8 Besluit

Er zijn duidelijke verschillen tussen ventilatietoestellen voor de residentiële en niet-residentiële gebouwen. Het is echter niet onmogelijk om een toestel te maken dat voor beide kan gebruikt worden. Naarmate het E en K peil lager moet, wordt het interessanter om de WTW te optimaliseren. Een goede sturing, ventilatoren met een laag energieverbruik en een bypass zijn absoluut een must in een nieuw toestel. Via de erkenningprocedure en gelijkwaardigheid is het mogelijk om een nieuw toestel binnen de EPB in de aandacht te krijgen.

2.3 Type woningen

In Vlaanderen worden er heel wat soorten gebouwen en huizen gebouwd. Om een analyse te kunnen maken in welk soort gebouw het prototype kan passen is het belangrijk om in kaart te brengen wat juist de gebouw eigenschappen zijn.

2.3.1 Passief woning

De definitie van een passiefhuis is:

“Een woning met het hele jaar door een comfortabel binnenklimaat. Het comfort is een stabiele temperatuur, stabiel CO₂-gehalte en stabiele relatieve vochtigheid zonder daarbij gebruik te maken van de klassieke, 'energieverslindende' verwarming- en koelsystemen.” [21]

De concrete regels zijn:

- maximaal netto-energieverbruik voor verwarming en koeling: 15 kWh/m² per jaar;
- maximale volumeluchtwisseling per uur bij een pressurisatieproef (blowerdoortest) met een onder- en overdruk van 50 Pa (n50-waarde)= 0,60;
- maximale oververhittingsgraad: slechts gedurende 5% van de tijd mag de temperatuur hoger oplopen dan 25 °C;
- balansventilatie met warmterecuperatie van een rendement boven 75% (volgens PHi certificaat of DIBT).[21]

2.3.2 Standaard woning

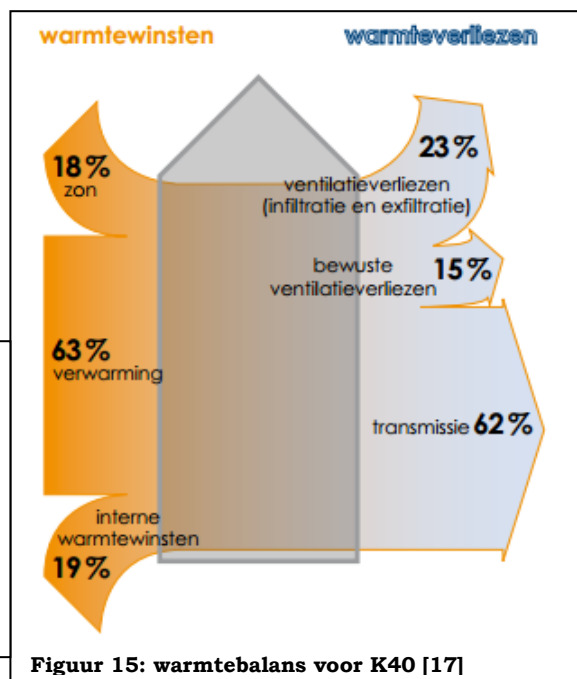
Er werd al aangegeven welke E-peilen en K-peilen er in het verleden werden gehanteerd voor alle woningen. Vanaf januari 2014 gelden er de U, K en E peil waarden van Tabel 11. Het is moeilijk om aan te geven wat een typisch huis is in Vlaanderen. Er zijn namelijk oude huizen, gerenoveerde huizen en nieuwe huizen en heel recent gebouwde huizen. Aan de hand van Figuur 16: warmteverlies woning 150m² Figuur 16 en Figuur 15 kan er wel afgeleid worden hoe de warmte balans eruit ziet in relatieve en absolute waarden.

Tabel 11: EPB- eisen

Ramen	U _{max} =1.1	W/m ² K
Dak	U _{max} =0.24	W/m ² K
Vloer	U _{max} =0.3	W/m ² K
Muur	U _{max} =0.4	W/m ² K
K-peil	40	
E-peil	60	

Warmteverliezen	K40	K55	K100
transmissie	4.600 W	5.741 W	10.033 W
ventilatie	3.067 W	3.229 W	2.997 W
max. verwarmingsvermogen	7.667 W	8.970 W	13.030 W
Energieverbruik	13.571 kWh	15.549 kWh	28.227 kWh

Figuur 16: warmteverlies woning 150m² [15]

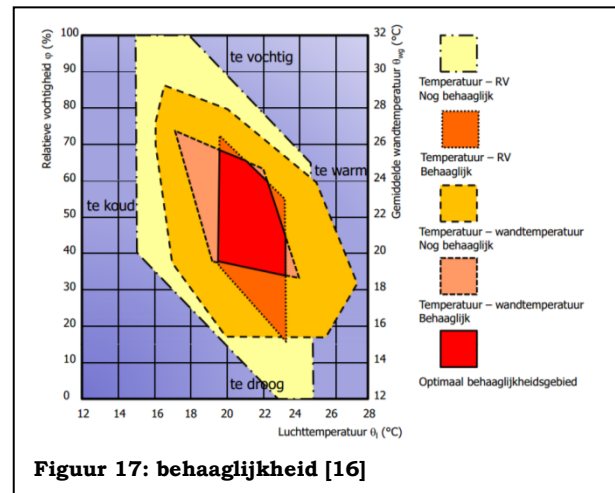
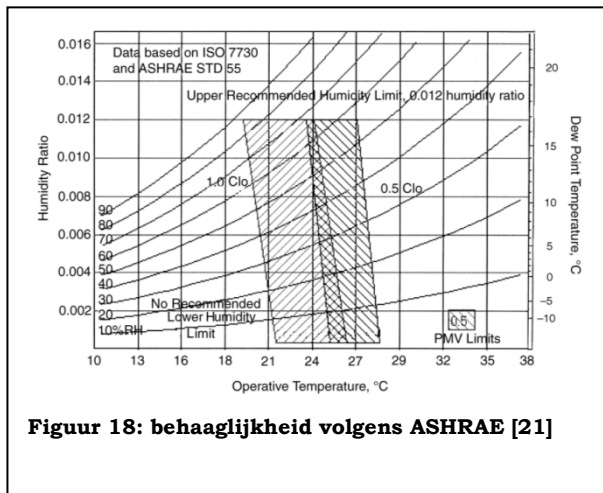


Figuur 15: warmtebalans voor K40 [17]

2.4 Behaaglijkheid

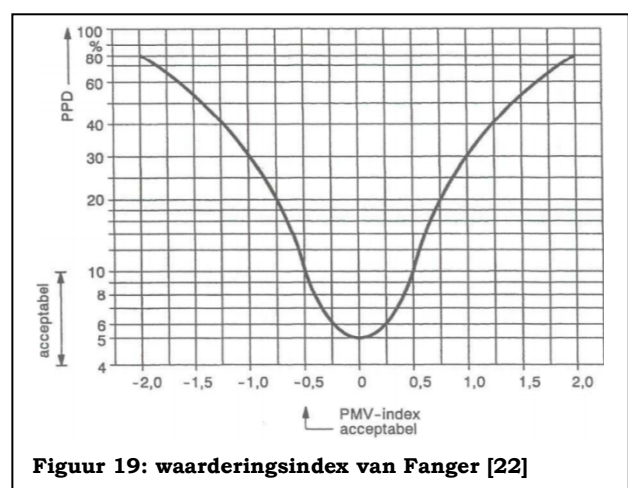
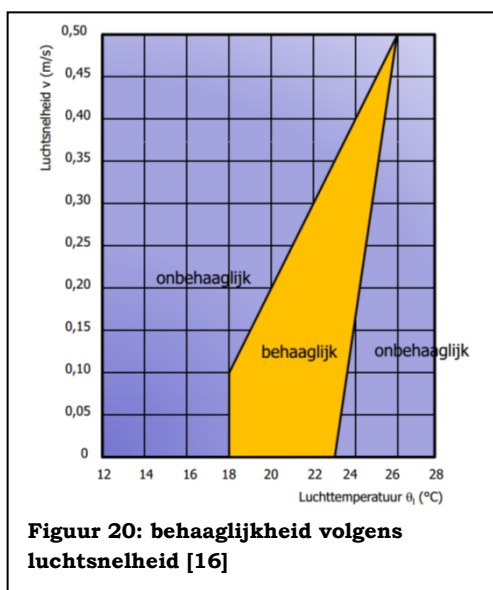
De mens begeeft zich de hele dag in een gebouw en wil een zeker thermisch comfort ervaren. Er zijn heel wat normen en standaarden die in getallen weergeven wat de juist binnenklimaat voorwaarden zijn voor een aangenaam binnencomfort. Het is belangrijk om te weten welke binnenklimaat vereisten er zijn om daar het ontwerp van een nieuw ventilatietoestel op af te stemmen.

In Figuur 18 is in het mollier diagram getekend waar ASHRAE vindt dat het comfort gebied zich bevind. Figuur 17 geeft een nog meer gedetailleerde weergave van het behaaglijkheidsgebied. Op deze figuur valt er zelfs af te lezen wat de ideale wandtemperatuur is.



Ook de lichtsnelheid speelt een belangrijke rol in de behaaglijkheid. Figuur 20 laat zien dat vanaf 0.1 m/s het behaaglijkheids gebied nauwer begint te worden. In de praktijk probeert men de lichtsnelheid op de plaatsen waar mensen zich begeven te beperken tot 0.2 m/s. Waarbij er nog een extra verschil is tussen koude lucht om te koelen en warme lucht. Koude lucht levert sneller een onbehaaglijk gevoel dan warme lucht.

Er is echter een grens tot waar het lukt om ieder persoon een behaaglijk gevoel te geven. Fanger heeft dit weergegeven in een PMV-index. Er zal altijd 5% van de personen ontevreden zijn. Bij grotere afwijkingen van -2°C tot 2°C zijn er meer mensen ontevreden, dit verloop is gebaseerd op de Gauss curve.



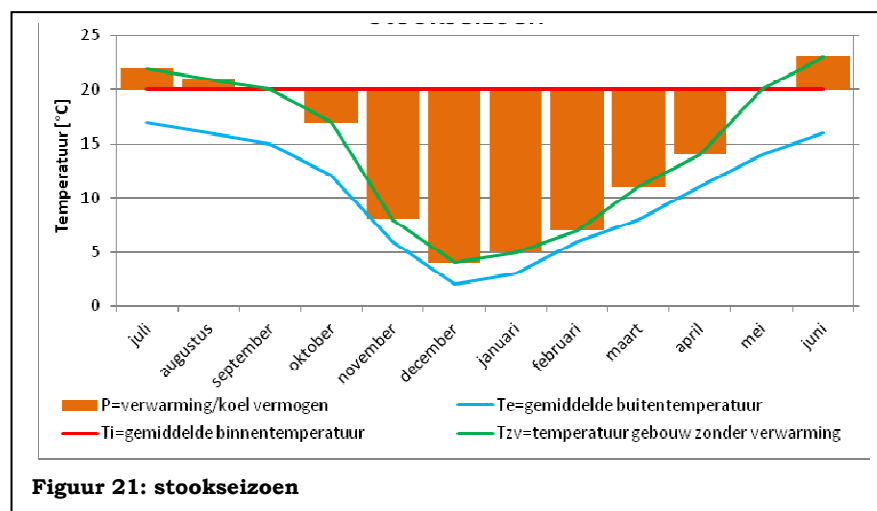
2.5 Klimaat

Om de energie prestaties van een verwarming of ventilatietoestel in kaart te brengen is het belangrijk om te weten hoe het klimaat in België eruit ziet.

- HDD

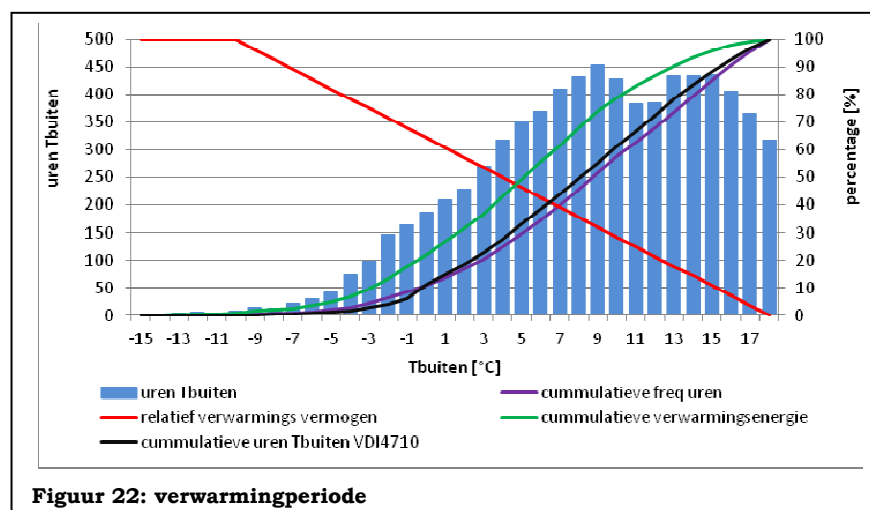
HDD=Heating Degree Day: is het aantal dagen dat nodig is om de ruimteverwarming aan te zetten om zo het gebouw te verwarmen. Ieder gebouw heeft een bepaald evenwicht tussen de buitentemperatuur en de vereiste binnentemperatuur waarbij er juist niet verwarmd moet worden, vanaf die temperatuur beginnen de HDD te tellen. Afhankelijk van hoe goed een gebouw is geïsoleerd en de hoeveelheid warmte winst kan de HDD langer of korter zijn. Er wordt verondersteld dat de HDD beginnen te tellen vanaf dat de buitentemperatuur zakt onder de 18°C.

Figuur 21 geeft aan hoe een stookseizoen er kan uitzien. De blauwe lijn geeft de buitentemperatuur aan en de groene lijn geeft aan wat de temperatuur in het gebouw zou zijn moest de verwarming niet aanstaan. De bruine balken geven aan in welke mate er dient verwarmd te worden om de gewenste binnentemperatuur te bereiken (= rode lijn).



- Verwarmingsperiode

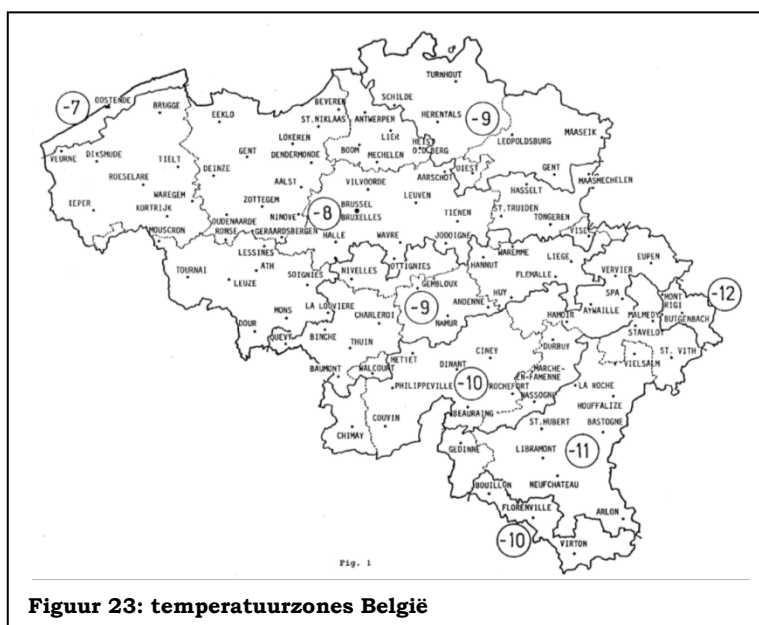
In België dient het dimensioneren van een verwarmingsinstallatie te gebeuren volgens de NBN EN 62-002. Hierin wordt echter niet aangegeven wat de minimum buitentemperatuur is. In de oude norm NBN EN 62-003 staan wel de temperatuur zones waarop de verwarming dient gedimensioneerd te worden.



Figuur 22 maakt een analyse van het klimaat rondom België. Van België zelf is er echter geen vrij beschikbare klimaatdata. De analyse is opgebouwd uit enerzijds de klimaat metingen door het KNMI in Maastricht en het klimaat volgens de VDI4710 in Essen Duitsland. De klimaatgegevens uit Maastricht zijn een uur gemiddelde van alle metingen in de laatste 25 jaar, terwijl de gegevens uit Essen een gemiddelde is van de laatste 15 jaar. De gegevens van Maastricht zijn zichtbaar via de blauwe balken en de paarse lijn. De cumulatieve uren van Essen zijn weergegeven via de zwarte lijn. Het is duidelijk dat deze 2 klimaten maar weinig van elkaar verschillen.

Uit dit klimaatmodel kunnen er enkele belangrijke zaken in verband met het verwarmingsvermogen afgeleid worden.

Het verwarmingsvermogen is omgevormd naar relatieve waarden en weergegeven door de rode lijn en bereikt zijn maximum bij -10°C . Hoe kouder het buiten is hoe meer energie er via transmissie verloren zal gaan. Dus bij vriesweer wordt er veel meer energie verbruikt dan bij temperaturen boven 0°C daarenboven zal een verdampers van een warmtepomp vanaf deze temperatuur zeker aanvriezen. Slechts 10% van de verwarmingsuren bevinden zich onder 0°C , maar in deze tijd wordt er wel 22% van het jaarlijkse energieverbruik opgenomen.



Figuur 23: temperatuurzones België

2.6 Warmtepomp

Warmteoverdracht is algemeen bekend in de vorm van een voorwerp dat warmer is dan zijn omgeving. Het zal afkoelen door warmte af te geven aan de koudere omgeving.

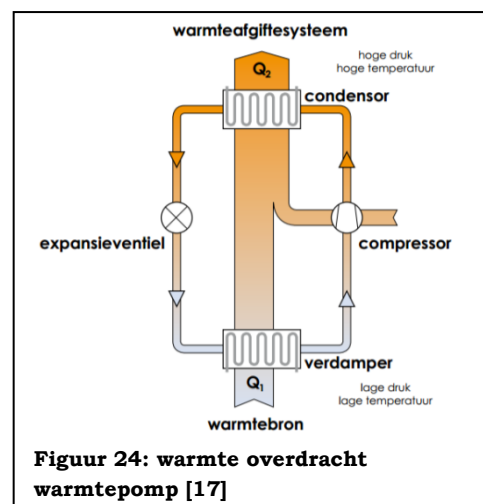
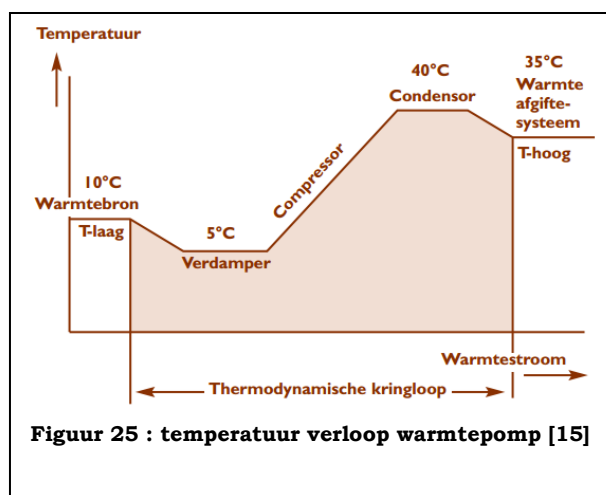
Een warmtepomp doet net het omgekeerde: het haalt de warmte op een plaats waar het kouder is dan de locatie waar de warmte naar toe gebracht zal worden. Hiervoor wordt een koudemiddel gebruikt die het mogelijk maakt om warmte van een lage temperatuur naar een hogere temperatuur te brengen in het parcours doorheen de warmtepomp.

- Fysisch proces

De werking is gebaseerd op drie fysische verschijnselen:

- 1 bij verdamping wordt warmte opgenomen, bij condensatie komt warmte vrij;
- 2 het kookpunt van een vloeistof is afhankelijk van de druk van de vloeistof, het kookpunt stijgt als de druk stijgt;
- 3 de temperatuur van een gas stijgt als de druk stijgt.

Niet elke vloeistof is geschikt als warmtedrager. Ideaal is een vloeistof waarvan het kookpunt (bij lage druk) onder de temperatuur van de warmtebron ligt. Zo kan de vloeistof verdampen met warmte van de warmtebron (verschijnsel 1) naar gas. Een compressor zal van dit gas de druk verhogen (kookpunt en temperatuur stijgen: verschijnsel 2 en 3). Dit gas kan dan bij hogere druk en temperatuur condenseren en zijn opgenomen warmte afgeven aan het warmte afgiftesysteem.[22]



- Mechanisch proces

Warmtepompen kunnen mechanisch (compressor) of via warmte (absorptie) aangedreven worden. In het prototype wordt er gewerkt met een mechanische compressor. De warmtepomp bestaat uit 4 onderdelen: compressor, condensor, verdamper en een ontspanner. Het koudemiddel komt eerst in de verdamper terecht, waar het bij lage temperatuur en bij lage druk verdampt terwijl het omgevingswarmte (Q_1) opneemt. De compressor aangedreven door een elektrische motor zuigt de gevormde gassen uit de verdamper en drukt ze samen, waardoor de temperatuur en het kookpunt stijgt. Tijdens dit proces levert de compressor arbeid (W). De samengedrukte gassen stromen door de condensor, waar er warmte (Q_2) wordt afgegeven en het gas afkoelt en zo weer vloeibaar wordt. De warmte wordt afgegeven aan een ander medium zoals lucht of water. In de ontspanner wordt de druk verlaagd, zodat de vloeistof veranderd in gas. De hoeveelheid warmte die aan het andere medium word afgegeven is gelijk aan de som van de hoeveelheid omgevingswarmte en de arbeid die door de compressor geleverd wordt, $Q_2 = Q_1 + W$. [23]

2.7 Koudemiddel

Een koelcyclus of warmtepomp werkt met een speciaal soort koudemiddel. Condenscontrol gebruikt enkel het koudemiddel R407C, dit koudemiddel wordt ook gebruikt in het prototype. Het is mogelijk om een ander koudemiddel te gebruiken, maar dan moet er een overschakeling gemaakt worden naar andere componenten. Met als gevolg dat het heel wat meer onderzoek zou vergen.

Koudemiddelen zijn niet allemaal onschuldige gassen. Zij kunnen een grote impact hebben op het milieu, daarom wat meer uitleg:

- Wat zijn koudemiddelen

Ijs is het meest gekende koelmiddel maar valt niet op een dynamische manier te gebruiken. Voor industriële processen is er een medium nodig dat gebruikt kan worden in een koelmachine. Bij de eerste koelmachines werd er lucht, ammoniak, zwaveldioxide en koolzuur gebruikt. Vanaf de jaren 30 werden er synthetische koudemiddelen Cfk's en HCfk's ontwikkeld. Deze verdrongen de eerder genoemde koudemiddelen. Zoals we ondertussen weten hebben de Cfk's en HCfk's ernstige milieuschade toegebracht wat zich uit in een ozongat maar ook de opwarming van de aarde.

In 1987 in het Montreal Protocol afspraken gemaakt om de koudemiddelen te gaan vervangen door chloor vrije middelen die een minimale milieu impact hebben. Sinds 1994 zijn de Cfk's verboden, hoewel ontwikkelingslanden nog speciale maatregelen hebben. Voor de HCfk's wil de EU in 2030 nog maar 2/3 van de hoeveelheid HCfk's gebruiken.

- Milieu

Koudemiddelen krijgen een waarde toebedeeld die aangeeft hoe schadelijk het is. Dit gebeurt in 3 klassen:

- ODP (ozon depletion potential), geeft aan in hoeverre het koudemiddel de ozonlaag afbreekt in vergelijking met R11. R11 is het meest schadelijke koudemiddel;
- GWP (global warming potential) is de index die aangeeft hoe erg het broeikas effect is ten opzichte van CO2 dewelke een waarde nul heeft;
- TEWI (Total equivalent warning impact) is de som van de directe en indirecte bijdrage van het koudemiddel aan het broeikas effect uitgedrukt in equivalente kg CO2-uitstoot.

Er is internationaal overeengekomen om alleen nog maar koudemiddelen toe te laten met een ODP van nul. Geleidelijk aan wordt ook het toegestane GWP niveau aangepast door uitfasering. Vanaf 2020 mag er in kleine installaties, <40 kW geen HCfK meer gebruikt worden met een GWP>150.

Tabel 12: koudemiddelen milieu impact

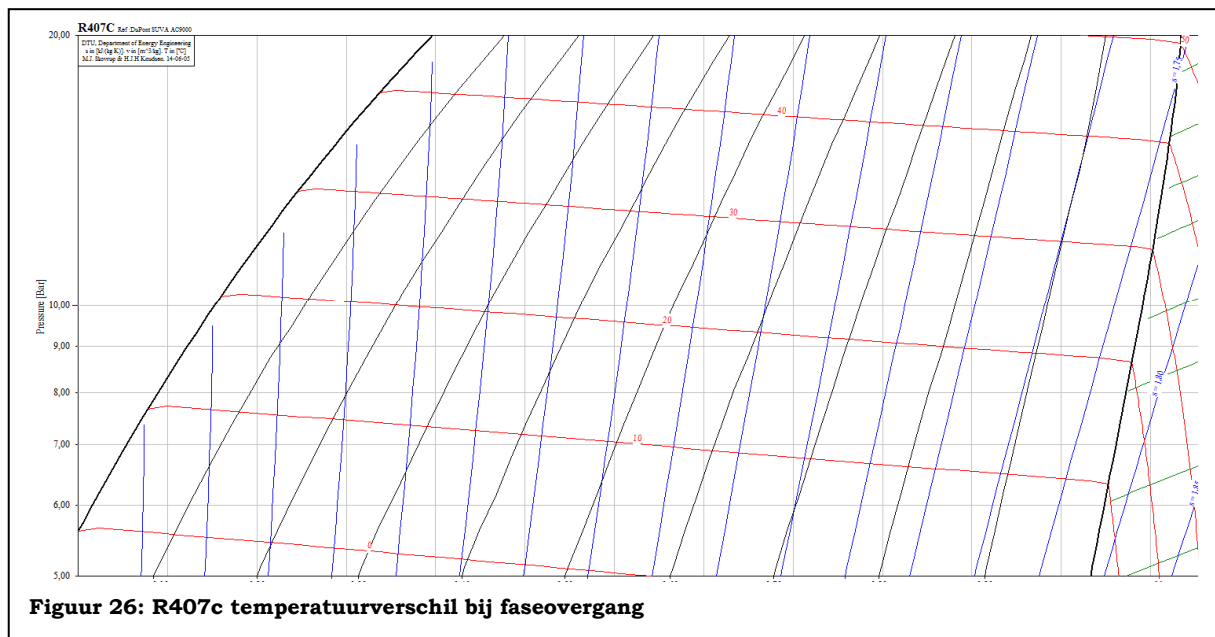
Koudemiddel	typebenaming	ODP	GWP
Cfk's	R11	1	3500
	R12	0.95	8500
	R502	0.33	5600
Hcfk's	R22	0.055	1100
	R401	0.03	1100
	R409	0.05	1440
	R407C	0	1800

- Thermodynamische eigenschappen

Ieder koelmiddel heeft specifieke thermodynamische eigenschappen en afhankelijk van het temperatuursbereik waarin het koudemiddel gebruikt wordt kan er mogelijk overwogen worden van koudemiddel te veranderen.

Enkele belangrijke eigenschappen zijn: grote latente warmte bij verdampingstemperatuur, hoge specifieke warmte, laag specifiek volume, hoge warmte-overdrachtcoëfficiënt, goedkoop.

R407c is een mengeling van R32, R125, R134a dit geeft de specifieke eigenschap dat bij de faseovergang er een constante druk is geen constante temperatuur, deze kan 4 tot 7 K verschuiven, Bijlage A.



2.8 Besluit

De wetenschappelijke literatuur toont duidelijk aan dat balansventilatie, met actieve en passieve WTW economisch, ecologisch en energetisch verantwoord is. De mens houdt van een aangenaam binnenklimaat en de ventilatie begint hierin een grote rol te spelen. Naarmate huizen beter geïsoleerd worden wordt ventilatie een steeds belangrijker warmteverlies. De ventilatielucht WTW is niet alleen energetisch goed maar ook voor het comfort. Er kan met aangename warme lucht geventileerd worden. Afhankelijk van hoeveel warmteverlies een huis heeft kan ventilatie zelfs volledig voorzien in de verwarming.

Het Belgische gematigde klimaat leent zich perfect tot een optimale WTW. Het is niet te koud zodat de actieve WTW aan een goed rendement kan werken. Het is ook niet te warm waardoor WTW in zijn geheel niet rendabel genoeg is.

Hoofdstuk 3 State of the art

In dit hoofdstuk wordt er geanalyseerd welke producten er op de markt aanwezig zijn. De studie beperkt zich tot toestellen die lucht debieten leveren rond 500-1000 m³/h, alsook toestellen met gelijkaardige technologie waarbij eventueel met kleinere debieten wordt gewerkt. De analyse focust zich op geleverde prestaties, doel-publiek, de functionaliteiten en opties.

3.1 Ventilatie met passieve WTW

In dit deel worden de vrij eenvoudige toestellen die enkel een passieve lucht-lucht warmtewisselaar hebben besproken. Hierin is een onderscheid tussen weinig modulaire toestellen gericht op grote woningen en zeer modulaire toestellen die kunnen dienen voor kleine woningen tot middelgrote utiliteit.

3.1.1 Auerhaan Klimaattechniek

Het merk Auerhaan klimaattechniek heeft een apparaat, HR-mural 1200 dat ventilatie debieten tussen de 100 en 1200 m³/h kan leveren. Het toestel is uitgerust met TAC4 gelijkstroomventilatoren van het merk P Lemmens. Ook is er een tegenstroomwarmtewisselaar met een maximum rendement van 96% (volgens EN308) en een bypass voor *freecooling*. Meer gedetailleerde gegevens zie Figuur 27. Als optie kan er een extra module aangekoppeld worden om de lucht bij te verwarmen of te koelen.



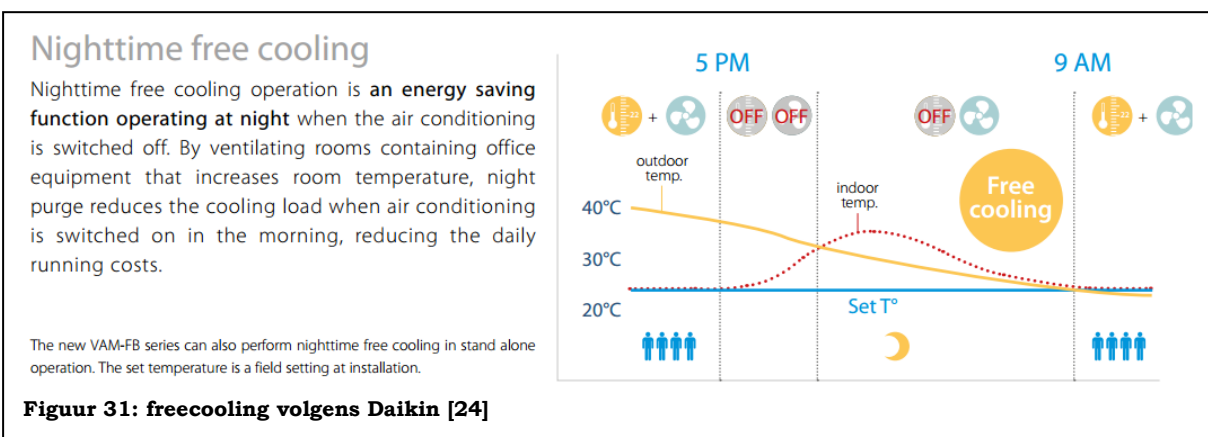
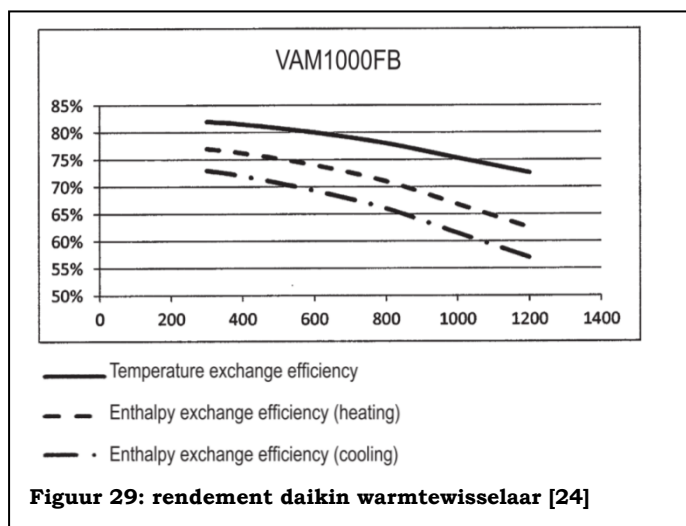
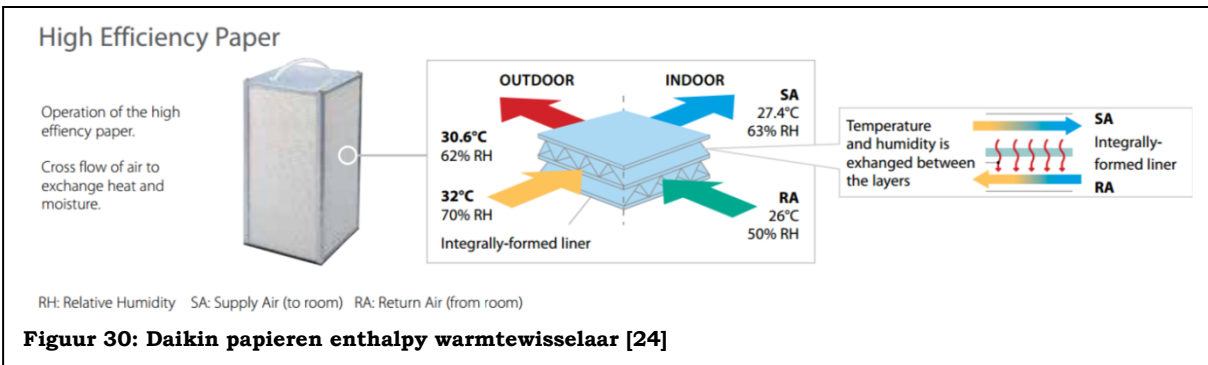
Figuur 28: HR-mural 1200 [23]

DEBIET	OPGENOMEN VERMOGEN	SFP	RENDEMENT WISSELAAR	UITGANGS- TEMPERATUUR NA WISSELAAR	GELUIDSNIVEAU	Omstandigheden : 1. waarden berekend op basis van een systeemcurve van 100 Pa extern bij maximumdebiet. 2. rendementsberekeningen voor buitenomstandigheden van -10°C, 90% RV en binnenomstandigheden van +22°C, 50% RV. 3. geluidsniveau berekend in vrij veld op 3m.
m ³ /u	W	W/m ³ /u	%	°C	dB(A)	
300	26	0,09	94,8	20,3	19,3	
600	125	0,21	92,6	19,6	30,2	
900	329	0,37	91,2	19,2	36,9	
1200	654	0,55	90,2	18,9	41,7	

Figuur 27: technische gegevens HR-mural [23]

3.1.2 Daikin

Daikin heeft een ventilatietoestel, model VAM, met een ventilatie capaciteit tussen de 150 en 2000 m³/h. Dit toestel is gericht op de kleine utiliteit zoals winkels, restaurants, kantoren, etc. Er worden DC ventilatoren gebruikt en er kunnen CO₂ sensoren worden aangesloten. Door de toevoeging van CO₂ sensoren kan er een betere luchtkwaliteit gegarandeerd worden en ook een zuiniger en efficiëntere ventilatie. Het toestel is voorzien van een enthalpy warmtewisselaar (High efficiency paper) waardoor het vocht uit de afgezogen lucht kan overgedragen worden naar de drogere buitenlucht. Deze warmtewisselaar heeft ook een bypass om aan freecooling te kunnen doen, Figuur 31. De modellen van 500 en 1000m³/h halen een WTW rendement van 62 en 66%(bij nominaal debiet).



3.1.3 Klimacomfort

Klimacomfort produceert het model Vallox 280 Se, Figuur 33. Dit is een ventilatietoestel gericht op grote woningen, kantoren, klaslokalen. Er is een dubbele kruiswarmtewisselaar ingebouwd, die voor een rendement van +75% zorgt. Dit toestel heeft enkele speciale functies, waaronder de openhaard functie om het gebouw in overdruk te zetten en de mogelijkheid om zowel CO₂ als vochtigheidssensoren aan te sluiten. Er kan als optie ook een lucht naverwarmer aangesloten worden.



3.1.4 Zehnder

Zehnder produceert verschillende apparaten voor zowel de residentiële markten als de niet residentiële markt. Hun grootste toestel voor de residentiële markt is de ComfoD 550, geschikt voor grote gebouwen, Figuur 32. Het toestel heeft een capaciteit van 600 m³/h, warmtewisselaar van +90%, bypass, en de mogelijkheid om alle types sensoren aan te sluiten (CO₂, RV,...). Dit toestel heeft ook een extra uitbreiding om de lucht af te koelen, namelijk de comfortunit Comfocool. Bij het maximum ventilatiedebiet, 530 m³/h kan dit toestel 2.42 kW koelen met een COP van 3.22.

Zehnder biedt ook de optie aan om de tegenstroom warmtewisselaar te vervangen door een enthalpie warmtewisselaar met een polymeermembraan. Hierdoor kan er zowel warmte als vocht overgedragen worden. De prestaties van de 2 verschillende warmtewisselaars zijn de volgende.

Tabel 13: ComfoD prestatie WW

	Tegenstroom WW	Enthalpie WW
Sensibel	95%	80%
Latent	0%	70%
gezaamenlijk	95%	120%

3.2 Ventilatie met actieve WTW

Dit deel bespreekt de ventilatietoestellen die aan actieve WTW doen, eventueel gecombineerd met passieve WTW. Hierin worden ook toestellen besproken die een veel lager ventilatiedebiet hebben dan 500 of 1000 m³/h.

3.2.1 LMF

LMF produceert het model RFM, Figuur 34, dit is een ventilatietoestel waarin een warmtewisselaar wordt gecombineerd met een lucht-lucht warmtepomp. Er is een debietbereik van 900 tot 4000 m³/h voor het ventilatiedebiet. De warmtepomp bestaat uit een scroll compressor met het koelgas R410a. Dankzij een 4-wegsklep kan er gekoeld worden tussen de 5.4 en 23.5 kW en verwarmd tussen 8.9 tot 40.4 kW. De warmtewisselaar heeft een rendement rond de 54%.

Het model dat nominaal 900m³/h ventileert heeft volgende specificaties, waarbij de koelspecificaties buiten beschouwing worden gelaten:

Tabel 14: verwarmingspecificaties RFM

Debiet	Spec vent P	η_{WW}	PWW	Pwtp	COP	T2	Pventi
m ³ /h	W/(m ³ /s)	%	W	W		°C	W
900	1880	54	4015	4860	6.12	22.6	1472

Waarden bij buitenlucht -5°C en 80% RL, ruimtelucht 20°C, 50% RL



Figuur 34: RMF 900 [27]

In dit toestel ontbreekt een bypass functie en het bevat geen DC ventilatoren waardoor er maar weinig E-punten voordeel kan behaald worden.

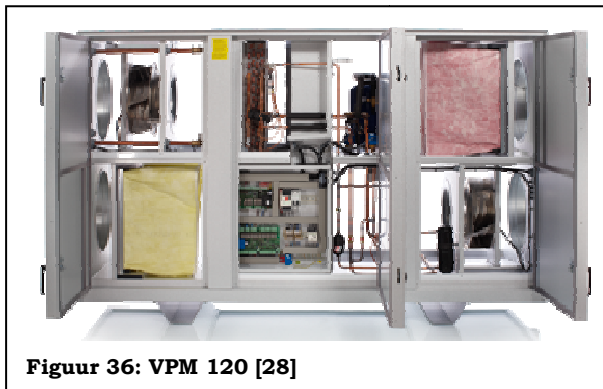
3.2.2 Nilan

Nilan heeft diverse toestellen waarin verschillende technieken en principes worden gebruikt en eventueel gecombineerd.

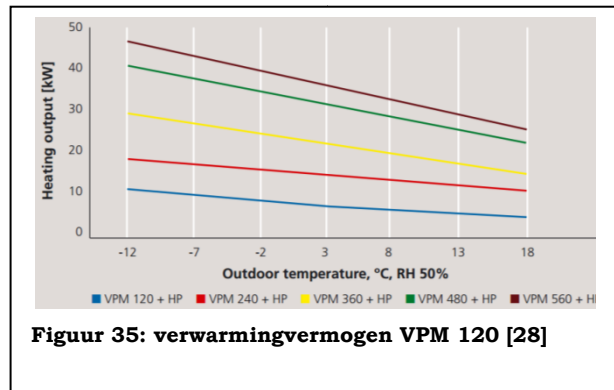
- VPM 120-560 Serie

De VPM 120 is een industrieel ventilatietoestel, Figuur 36, dat warmte onttrekt aan de afgevoerde lucht en terug afgeeft aan de aanvoerlucht. Hierbij wordt er gewerkt met een warmtepomp en de passieve heatpipe technologie. De warmtepomp kan ook omgekeerd worden om zo de aanvoerlucht te koelen.

Dit toestel kan volumes tussen de 400-1400 m³/h verplaatsen. Het koelcircuit bestaat uit R407C. Over de heat pipes wordt niet zoveel informatie gegeven, het enige wat ervan wordt gegeven is het volgende: bij buiten 4°C en 0% RH, efficiëntie 86% voor de 1200m³/h.



Figuur 36: VPM 120 [28]

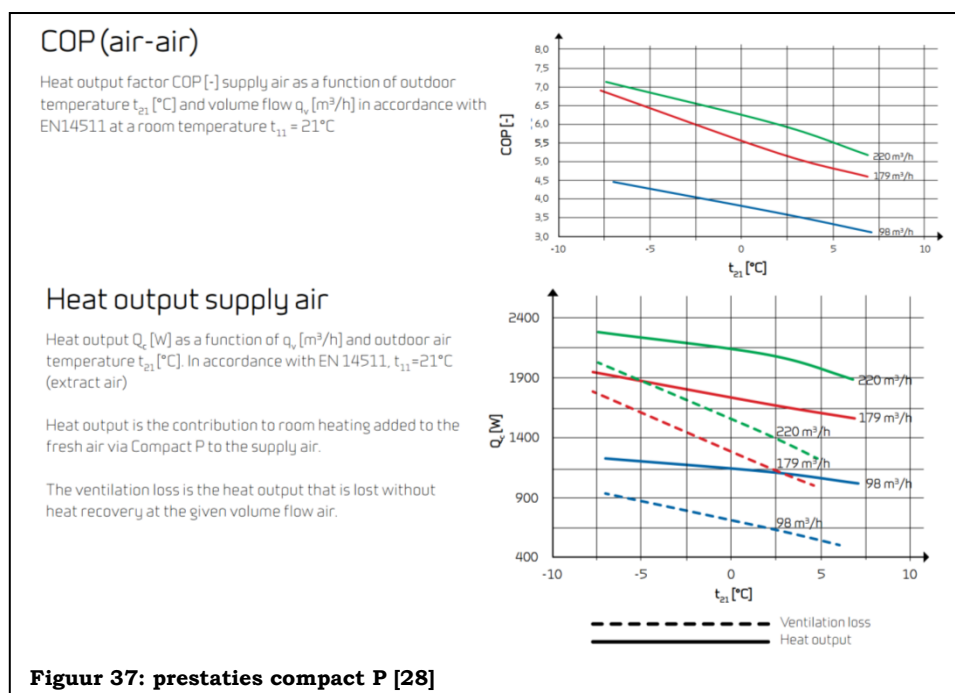


Figuur 35: verwarmingsvermogen VPM 120 [28]

- Compact P

Compact P is een model speciaal ontwikkeld voor gebruik in passiefhuizen. De Compact P is slechts één van de drie compacte systemen op de markt waarvoor een certificaat werd uitgereikt door internationaal erkende Passifhaus Institut te Darmstadt (Duitsland).

Het toestel heeft een maximum ventilatiedebiet van 360m³/h. Er zit een tegenstroom warmtewisselaar in met een rendement van 85%. Er is ook een warmtepomp toegevoegd die alle warmte uit de afgevoerde lucht haalt om af te geven aan sanitair warmwater of de centrale verwarming. Het is ook mogelijk dat de warmte wordt afgegeven aan de toevoerlucht wat ervoor zorgt dat het een heel multifunctioneel toestel is. In de zomer kan de toevoerlucht ook worden afgekoeld.



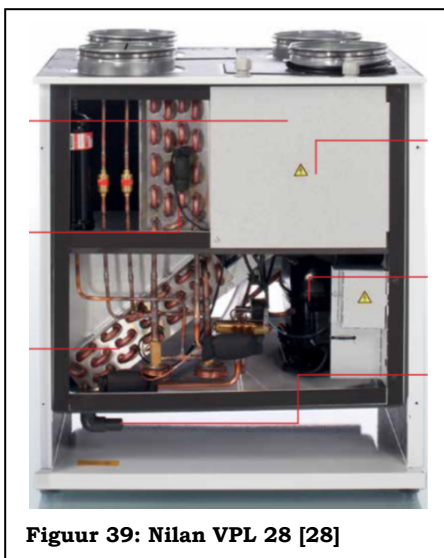
- VPL 28

Het model VPL 28, Figuur 39, is een toestel dat eigenlijk is gemaakt om enkel aan actieve WTW te doen alsook lucht koeling. Maar het is ook mogelijk om via de filtereenheden een heat-pipe warmtewisselaar te installeren die tot 40% energie recupereert. Dit model levert een ventilatiedebiet tussen de 200-1000m³/h.

De warmtepomp werkt met R407C en de cyclus is omkeerbaar. Meer specificaties zijn niet beschikbaar, wel kunnen de specificaties van het kleiner model worden geraadpleegd.

Tabel 15: verwarmingsspecificaties VPL28

	350m ³ /h		700m ³ /h	
T buiten	P_verw	Tuit	P_verw	Tuit
°C	kW	°C	kW	°C
-15	1.5	-2	2.9	-3
-12	1.4	0	2.6	-1
-9	1.3	2	2.1	0
-6	1.2	4	1.9	2
-3	1.0	5	1.4	3
0	0.8	7	1.2	5



Figuur 39: Nilan VPL 28 [28]



Figuur 38: Enervent Pegasos Greenair [29]

3.2.3 Enervent

Enervent maakt het model Pegasos Greenair HP, Figuur 38. Dit is een ventilatietoestel voor debieten tot 1400m³/h. De warmte wordt gerecupereerd via een enthalpie warmtewiel en een warmtepomp. Dit warmtewiel zorgt dat er vocht kan overgedragen kan worden van de afvoerlucht naar de toevoerlucht. Dit toestel kan gebouwen tot 780m³ ventileren of tot 390m³ koelen of verwarmen.

De warmtepomp bestaat uit een dopeland scroll compressor met R410a als koelgas. Het maximum verwarmingsvermogen is 10.6kw en koelvermogen is 8.05 kW. Het maximum COP in verwarming is 6 de gemiddelde COP is 4.

Er is ook een soort bypass functie om oververhitting te voorkomen, deze functie is het stil zetten van het warmtewiel.

3.2.4 Genvex

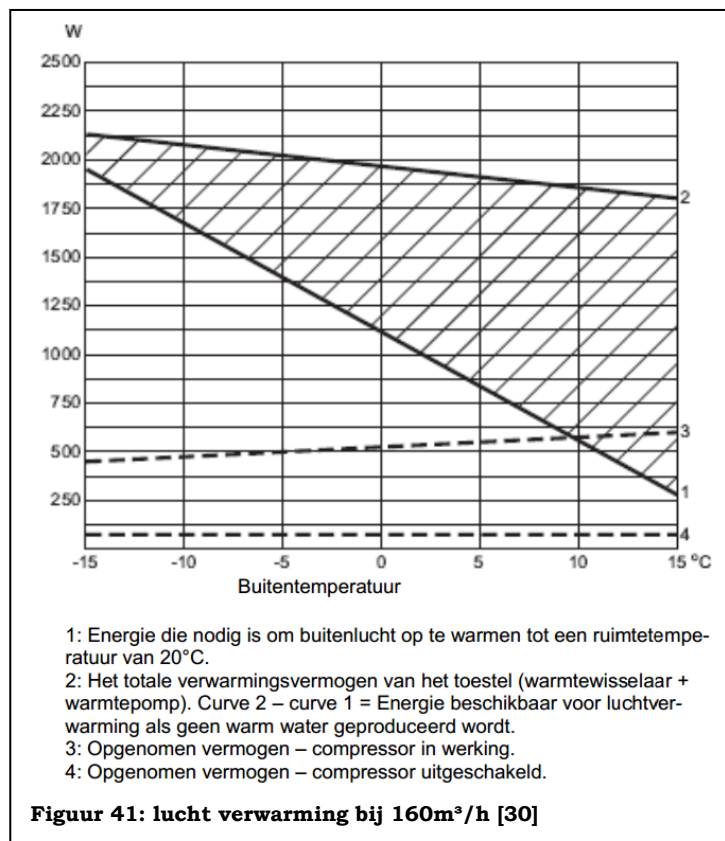
- Combi 185 EC

Dit toestel zorgt voor een ventilatiedebiet tot 370m³/h, Figuur 40. Er is een tegenstroomwarmtewisselaar met een rendement van 85% en een warmtepomp voor de verwarming van de toevoerlucht of het sanitair warm water met prioriteit voor verwarming van het water. De toevoer- en afvoerventilatoren zijn uitgerust met uiterst zuinige EC motoren. Het toestel kan woningen tot 493m³ voorzien.

De warmtepomp heeft een werkingslimiet tussen de -15°C en 35°C.

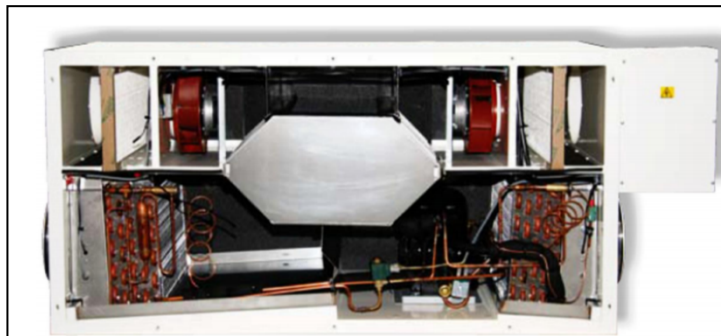
Tabel 16: specificaties Combi 185 EC

Compressor	NE 6170 Z
Nom. Ventilatie-debiet	150m ³ /h
Pelektr max	585 W
koelmiddel	R134a
COP lucht verwarmen	4.5
Pverwarmen lucht	2.5 kW



- GE premium 3

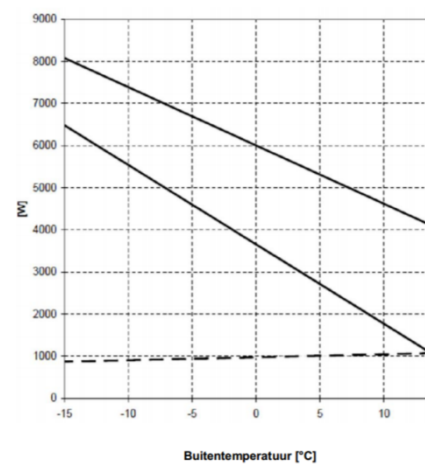
GE Premium 3 is een ventilatietoestel voor WTW met een tegenstroomwarmtewisselaar en een warmtepomp die ook kan koelen. Dit toestel kan met zijn maximum ventilatiedebiet van 560 m³/h ruimtes tot 787m² voorzien. De warmtewisselaar heeft een rendement van 85%.



Figuur 43: Genvex GE premium 3 [30]

Tabel 17: specificaties GE premium 3

Compressor	NE 6620 GK
Pelektr max opgenomen	1104 W
koelmiddel	R407c
COP lucht verwarming	5.38
Pverwarming	4.49 kW
Cop en P bij Tbuiten 2°C en Tbinnen 20°C	



1: Energie die nodig is om buitenlucht op te warmen tot een ruimtetemperatuur van 20°C.
 2: Het totale verwarmingsvermogen van het toestel (warmtewisselaar + warmtepomp).
 3: Opgenomen vermogen – compressor in werking.

Figuur 42: Verwarmingsvermogen GE premium 3 bij 568 m³/h [30]

3.3 Besluit

De toestellen met enkel passieve WTW hebben een rendement tussen de 75 en 90%.

Bij de toestellen met passieve en actieve WTW zijn er passieve rendementen tussen de 50 en 85%. Dit rendement kan een grote invloed hebben op het COP van de warmtepomp.

Bij een hoog passief WTW rendement zijn er COP's van 4.5 tot 5.5. Bij een lager passief WTW rendement, 55%, ligt het COP hoger, namelijk 6.

Door de afwezigheid van een duidelijke prestatiebepaling in de normeringen worden er geen duidelijke cijfers weergegeven die een gemakkelijke en eerlijke vergelijking mogelijk maakt tussen de producten. In deze state of the art is het niet altijd duidelijk hoe de prestaties zijn bepaald en volgens welke berekeningen de prestaties worden gedocumenteerd.

Bij de prestatie bepaling van het prototype wordt er op diverse manieren de berekening gemaakt om zo toch een vergelijking te kunnen maken binnen de diverse producten op de markt.

Hoofdstuk 4 Ontwerp en realisatie prototype

Dit hoofdstuk beschrijft het concept, de opbouw en het ontwerp van het prototype. Alle gebruikte componenten worden beschreven en indien nodig ook uitgelegd hoe ze functioneren.

4.1 Ontwerp

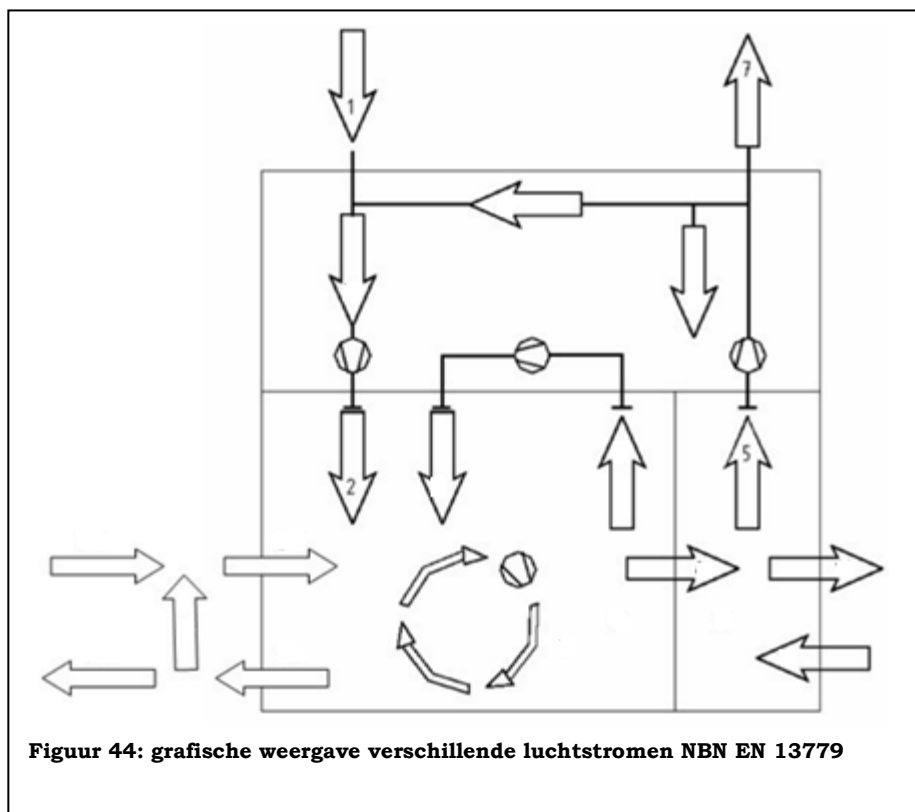
Het eerste ontwerp is gemaakt zodat het prototype kan getest worden in de verwarmingsmodus. Het koelcircuit wordt dus niet uitgevoerd met een 4 weg ventiel voor de koelfunctie. Ook de bypass over warmtewisselaar wordt nog niet opgenomen in het ontwerp

4.1.1 Schematische voorstelling

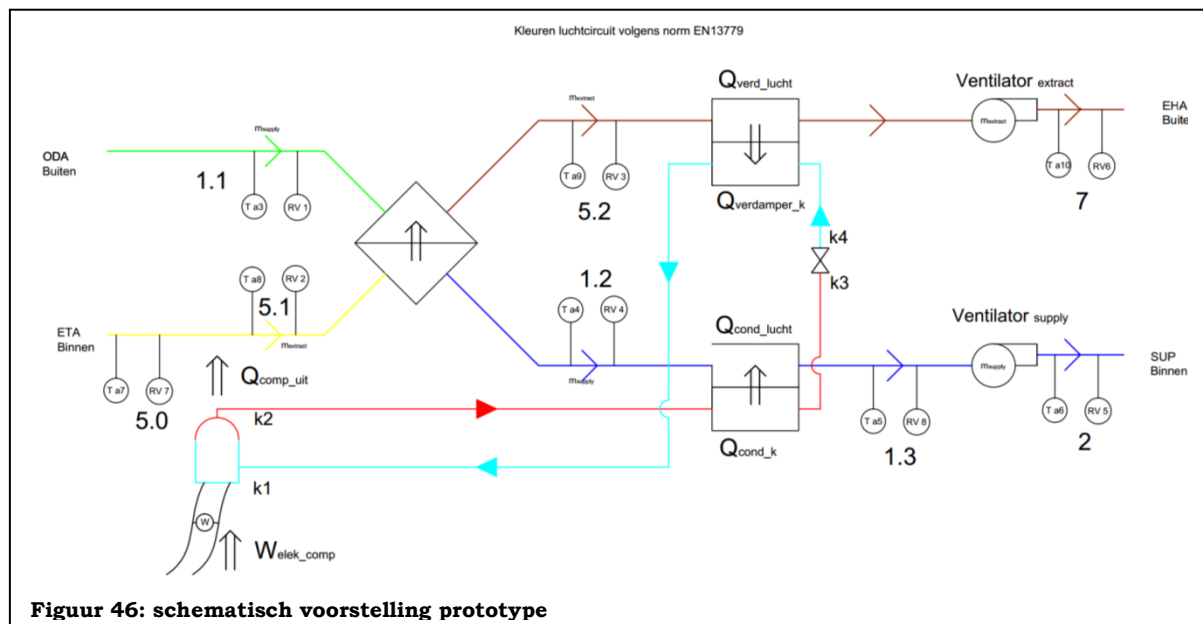
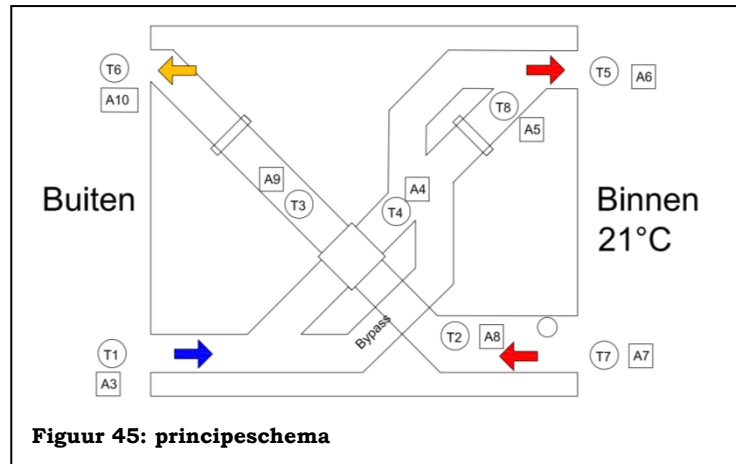
Via een schematische voorstelling is het snel duidelijk welke componenten er allemaal in de kast moeten passen en waar de beste plaats is voor iedere component, Figuur 46. Er wordt in de schematische voorstelling rekening gehouden met de norm EN 13779. Deze beschrijft een 12 tal luchtstromen voorkomend in het gebouw- en ventilatie-installatie met een bepaalde nummer, codering en kleur.

Tabel 18: gebruikte codering schema voorstelling

Luchttype	Afkorting	Kleur	Definitie
1 Buitenlucht	ODA	Groen	Lucht die systeem binnenkomt voor enige luchtbehandeling
2 Toevoerlucht	SUP	Blauw	Lucht die in de bestemde ruimte binnenkomt na behandeling
5 Afvoerlucht	ETA	Geel	Lucht die de ruimte verlaat
7 Afblaaslucht	EHA	Bruin	Lucht die in atmosfeer wordt geloosd

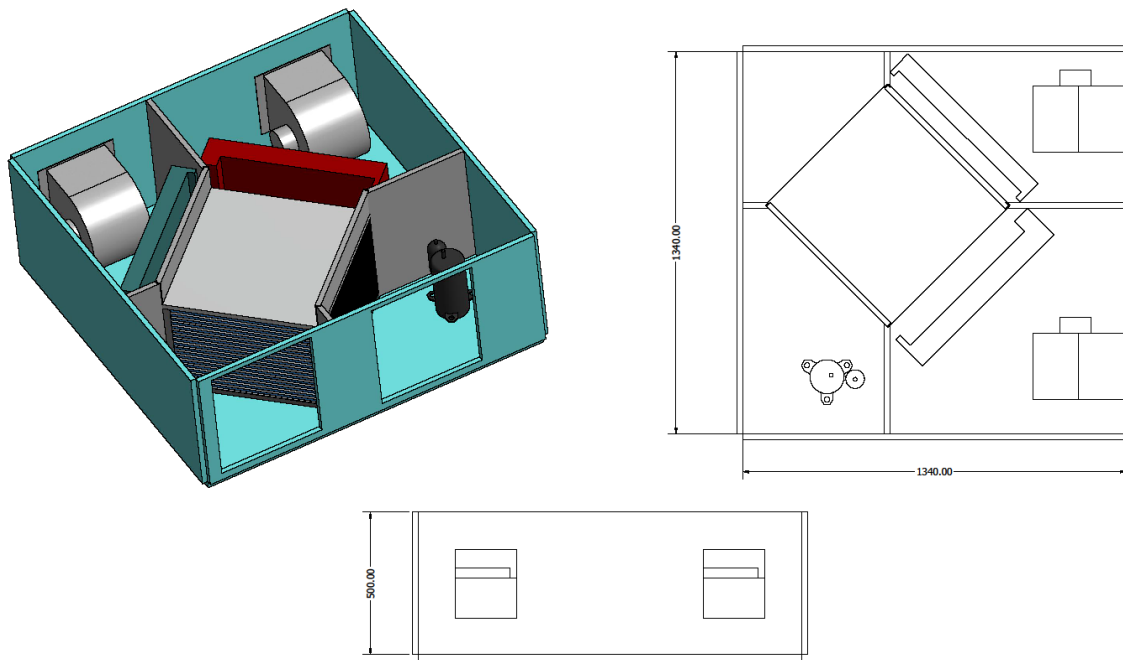


Figuur 46 geeft de schematische voorstelling weer van het prototype. Hierop zijn ook al alle aansluitingen aangeduid van de meetapparatuur. Verder in de thesis worden altijd de codes gebruikt die zijn terug te vinden op deze afbeelding. In Bijlage B is er een grotere versie terug te vinden.

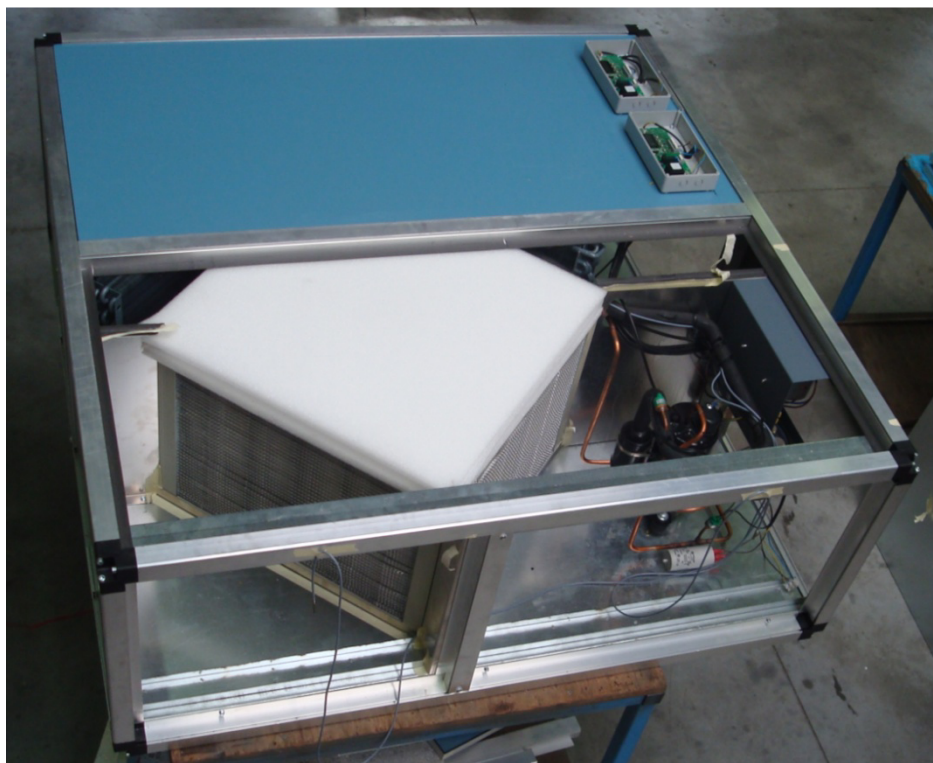


4.1.2 Werkelijk

Figuur 47 toont het 3D ontwerp van het prototype. Aan de hand van dit ontwerp is het werkelijke prototype gebouwd, zie Figuur 48.



Figuur 47: principe ontwerp prototype



Figuur 48: reële prototype

4.2 Componenten

4.2.1 Compressor

In het prototype maken we gebruik van een rotatieve koelcompressor. Ten opzichte van zuigercompressoren zijn rotatieve compressoren kleiner, lichter, efficiënter, beter bestand tegen vloeistof en hogere temperaturen. Het vermogen van deze compressor, verdamper en condensor zijn op elkaar afgestemd.

In Bijlage C is meer informatie over deze compressor terug te vinden.

4.2.2 Expansie ventiel

Er wordt een thermostatisch expansieventiel met uitwendige druk vereffenig gebruikt.

Het expansieventiel is een TMVX van Honeywell.

Dit expansieventiel heeft een statische oververhitting van 3K, een instelbare dynamische oververhitting via schroef in te stellen en een bereik voor de verdampingtemperatuur tussen +15°C tot -30°C. De oververhitting wordt ingesteld op 5K.

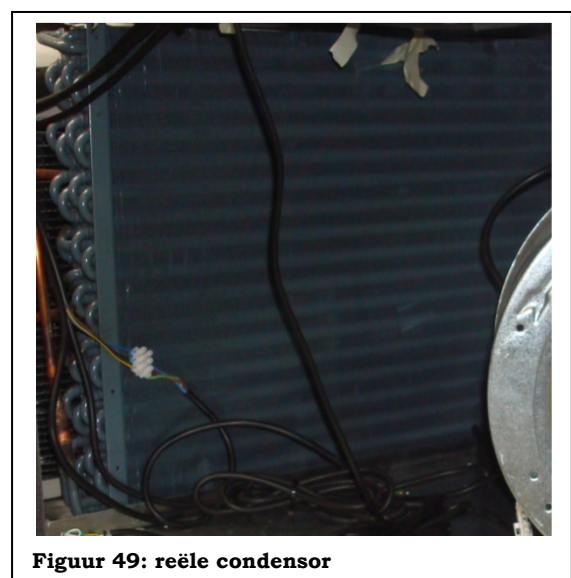
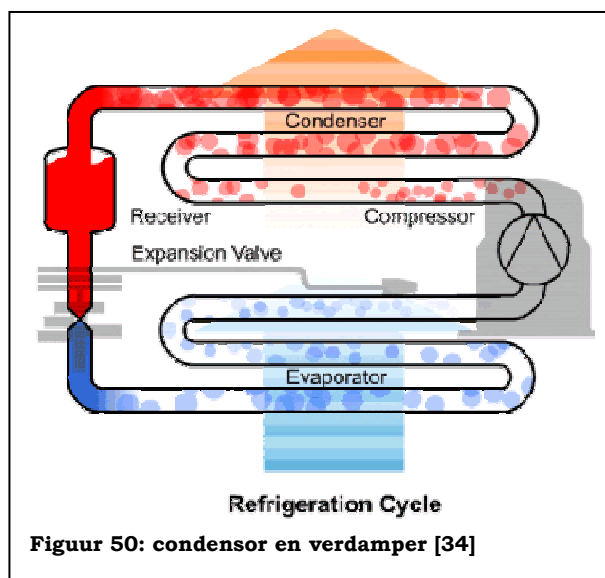
Meer uitleg over de werking en de dimensionering van het ventiel is terug te vinden in 0

4.2.3 Condensor en verdamper

Opdat de warmtepomp warmte kan onttrekken en afgeven zijn er 2 warmtewisselaars nodig. Dit zijn de condensor en verdamper waar binnen in het koudemiddel als vloeistof of gas stroomt en aan de buitenzijde de lucht. In de condensor waar het heet koudemiddel ingeperst wordt het persgas omgezet naar vloeistof. In de verdamper wordt via het droge verdamping principe het koudemiddel als vloeistof-damp overgaan naar droog gas.

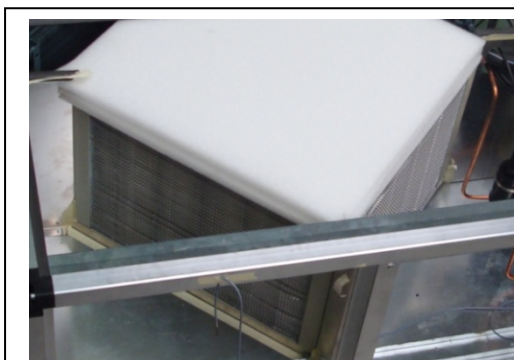
Zowel de condensor als verdamper is opgebouwd uit koperenbuizen en aluminium lamellen. De verdamper bestaat uit 3 buizenrijen en de condensor heeft 4 buizenrijen. De afmetingen van verdamper en condensor zijn geoptimaliseerd om samen te werken met de compressor in een drogerinstallatie.

Over de verdamper mag er maximaal een luchtsnelheid van 2 m/s zijn, indien er een hogere luchtsnelheid is zal er een slechte werking ontstaan. Dit is een resultaat van het onderzoek bij Jaga toen de verdamper werd ontwerpen, hier is echter geen documentatie van. De reden van deze luchtsnelheid wordt niet verder onderzocht maar de regel wordt in acht genomen.



4.2.4 Lucht-lucht warmtewisselaar

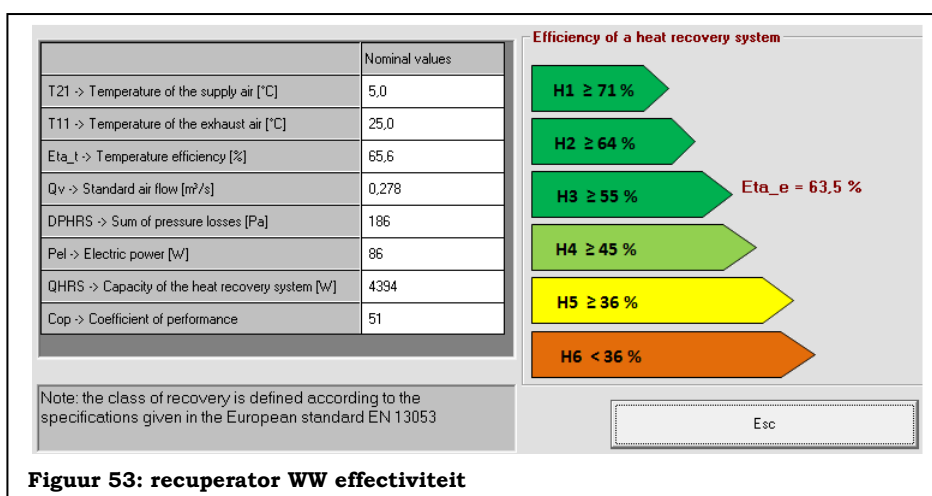
Als lucht-lucht warmtewisselaar wordt er een Recuperator kruisstroom warmtewisselaar gebruikt, Figuur 52. Het doel van deze warmtewisselaar is om de warmte van lucht die uit de ruimte wordt afgezogen over te dragen naar de verse lucht die de ruimte wordt ingeblazen. In Figuur 54 is te zien hoe de 2 verschillende luchtstromen hun warmte van de één laag naar de andere over dragen.



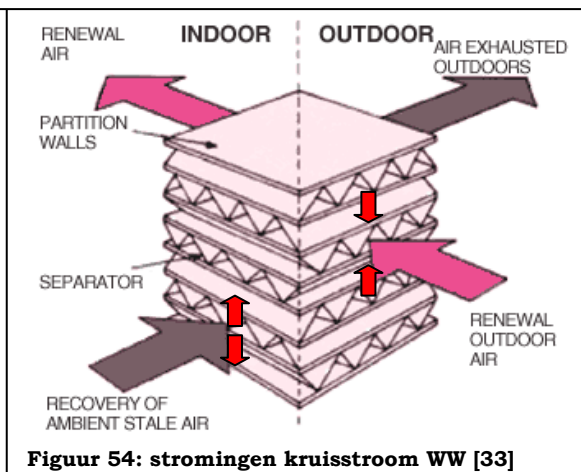
Figuur 52: recuperator WW

Figuur 51: recuperator WW software

De temperatuur ratio (rendement) volgens de EN308 is 65,6% en volgens de norm EN 13053 is de efficiëntie 63.5%. Via software van de fabrikant kunnen verschillende luchtcondities gesimuleerd worden, hierbij kunnen wel wat afwijkingen zijn ten opzichte van de realiteit, Figuur 51.



Figuur 53: recuperator WW effectiviteit



Figuur 54: stromingen kruisstroom WW [33]

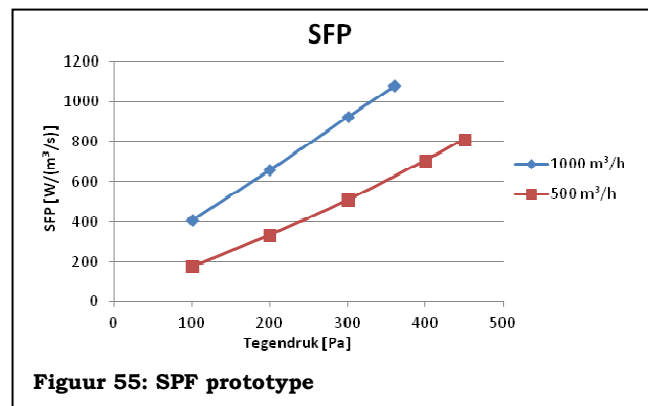
4.2.5 Ventilatoren

In het prototype worden ventilatoren van het merk P.Lemmens gebruikt. Meer specifiek de TAC3 DD9-7 TH 1/2 motoren. Dit type motor kan een luchtdebiet van 400-2000m³/h verplaatsen met een drukverschil tussen 120 en 480 Pa. In Bijlage E is er een technische fiche terug te vinden.

P.Lemmens heeft zijn eigen technologie ontwikkeld om zuinige DC ventilatoren te maken. Dit is de TAC technologie en staat voor Total Airflow Control. Aan de hand van elektronisch gecommuteerde motoren kan perfect het werkingpunt van de ventilator gecontroleerd worden. Door deze techniek kan een zeer hoog rendement tussen 60 en 85% behaald worden en een debiet accuratie van $\pm 5\%$.

Dankzij de sturing zijn volgende regel principes mogelijk:

- 4standen schakelaar te werken;
- vast luchtdebiet op te geven onafhankelijk van de luchtdruk;
- vaste luchtdruk onafhankelijk luchtdebiet;
- spanningsafhankelijk het luchtdebiet aan te passen onafhankelijk de luchtdruk;
- direct gestuurd worden door CO2 sensoren.



- SFP, specifiek fan vermogen

De ventilator gebruiken door de drukval in de testopstelling bij een debiet van 500m³/h en 1000m³/h 30 Watt of 90 Watt. Het verbruik van de ventilatoren zal stijgen als er door het integrale ventilatiesysteem meer tegendruk is. In Figuur 55 wordt weergegeven wat het SFP is van de ventilator bij een zekere tegendruk. Het is duidelijk dat deze voldoen aan de regelgeving, zie 2.2.3.

4.3 Besluit

Het prototype is ontworpen zodat er alle belangrijke componenten inzitten.

Er is een passieve lucht-lucht kruiswarmtewisselaar geïnstalleerd met een WTW-rendement van 66%. De warmtepomp is voorzien van componenten die op elkaar zijn afgestemd en hebben het koelvermogen dat voldoende is om aan warmteterugwinning te kunnen doen.

De ventilatoren zijn groot genoeg om 500 m³/h en 1000 m³/h te leveren.

Met dit ontwerp kan het prototype getest worden op de prestaties in de verwarmingsmodus.

Hoofdstuk 5 Experimentele opstelling

Dit hoofdstuk beschrijft alles wat nodig is om de metingen te kunnen interpreteren, gebruiken en berekenen. Alle meetapparatuur met de eventuele kalibraties wordt besproken. De formules die worden gebruikt komen ook aanbod. Heel dit hoofdstuk is de basis die nagaat met welke gegevens het model kan opgesteld worden, in Hoofdstuk 6, om dan uiteindelijk, in Hoofdstuk 7, de prestaties te kunnen berekenen.

De experimentele opstelling dient om meetresultaten te verzamelen. Deze resultaten dienen dan als input voor het model. Het is dan ook nodig om na te gaan hoe betrouwbaar deze meetresultaten zijn. Vanaf 5.5 wordt er onderzocht wat de meetfouten zijn en hoe de metingen toch nog voor de nodige informatie kan zorgen.

De eerste meetresultaten geven aan dat er heel wat onbalans was in energiestromen, zo is er niet evenveel energie overdracht geregistreerd in de warmtewisselaar. Eerst wordt er onderzocht of er een meetafwijking is afhankelijk van de positie in het vlak. Daarna wordt er nagegaan of iedere meetsonde de correcte waarden meet. Dit wordt gedaan door te testen met een inactieve warmtepomp, waardoor de meetresultaten met de software van de kruiswarmtewisselaar kan gecontroleerd worden. Als laatste wordt er gecontroleerd welke meet beïnvloeding de warmte afgifte van de compressor is.

5.1 Meetapparaten

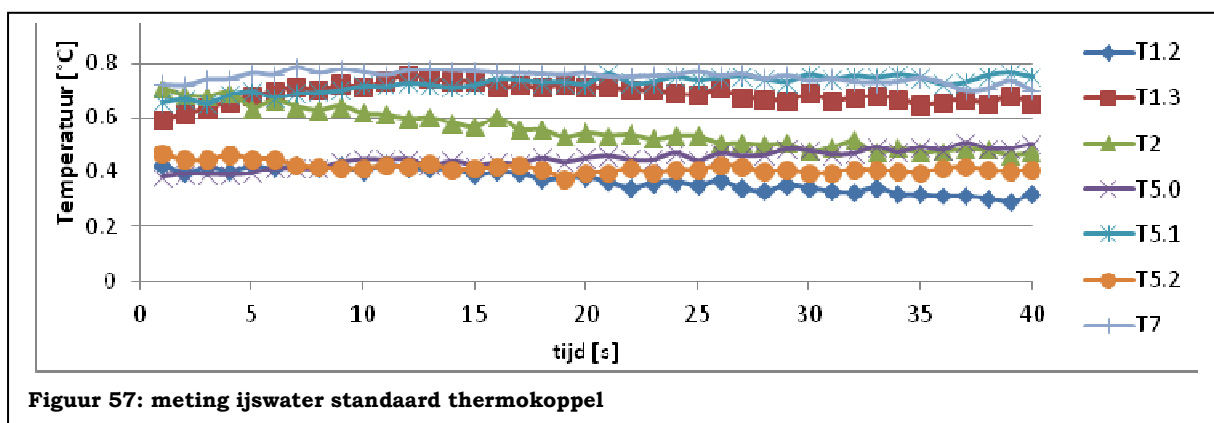
5.1.1 Temperatuur

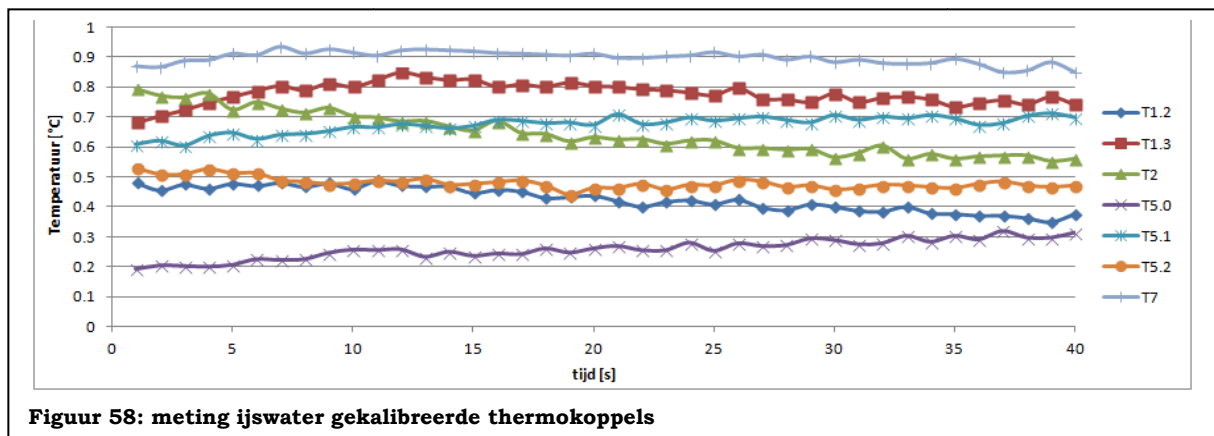
De temperatuur wordt gemeten met thermokoppels van het type T of meer specifiek HSTC-TT-TI-24S-3M. Dit type thermokoppel heeft een meetbereik van -180 tot 250°C met een standaard afwijking van 0.5°C . Deze thermokoppels zijn geleend van een doctoraatsstudent en zijn volledig gekalibreerd. Meer details zijn terug te vinden in het volgende document, [24]. Door deze kalibratie kan er gemeten worden tot 0.2°C nauwkeurig. Deze kalibratie werd tijdens de metingen niet altijd toegepast, er wordt wel in deze thesis gespecificeerd welke waarden bekomen zijn via de kalibratie correctie.

Al de gebruikte thermokoppels zijn nagemeten in een ijswaterbad en in kokend water waarbij er gedestilleerd water werd gebruikt, maar de zuiverheid hiervan kan zijn aangetast. De meetresultaten hiervan zijn in de volgende figuren te zien er wordt ook vergeleken met de kalibratie.

- Ijswater

Bij het ijswater waarvan normaliter de temperatuur 0°C zou zijn, worden volgende meetwaarden geregistreerd. Figuur 57 toont de metingen volgens de standaard omzetting voor de thermokoppels. Figuur 58 geeft de meetwaarden als de kalibratie eigenschappen worden toegepast. Er is een onderlinge afwijking van 0.7°C dit kan komen doordat de thermokoppels niet goed in het water zitten of er is een meetfout.

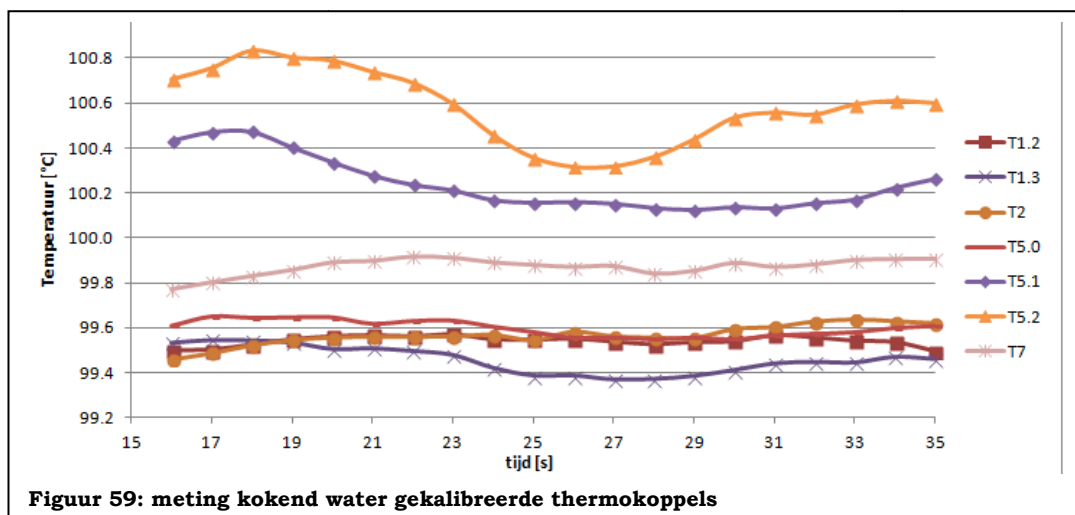
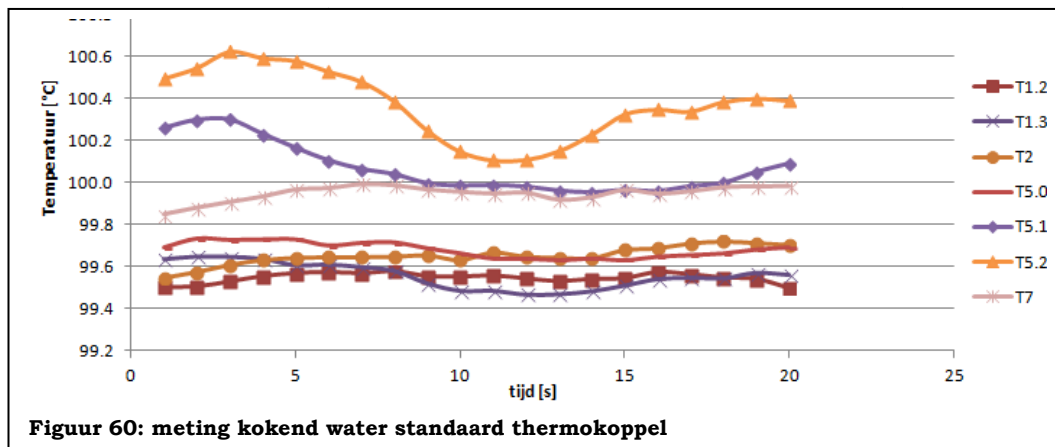




- Kokend water

Het kokend water is wat moeilijker te meten, afhankelijk van de luchtdruk is de kooktemperatuur kleiner dan 100°C. Bij kokend water is het ook moeilijker om de sondes goed te positioneren waardoor er mogelijks contact is met het verwarmingselement of de wand.

Het kookpunt zou rond de 99.6°C moeten liggen vanwege de luchtdruk. Uit de meting blijkt dat enkele thermokoppels dit temperatuurbereik ook aangeven terwijl andere er tot 1 °C boven zitten.



- Besluit

Door beperkt tijdsbestek kon er geen uitgebreide kalibratie gedaan worden en is het moeilijk om te weten hoe accuraat de thermokoppels zijn. Daarom wordt ervan uitgegaan de kalibratie gegevens van het doctoraatstudent de meest juiste resultaten geeft.

5.1.2 Koelcircuit

De drukken en temperaturen behorend tot het koelcircuit worden gemeten met een Testo 570. De druk van het koelmiddel wordt gemeten na de verdampers en voor de condensator. De onderkoeling voor het expansieventiel en de oververhitting voor de compressor worden ook gemeten. Al deze data kan continu worden gelogd en geëxporteerd naar Excel.



Figuur 61: Testo 570 [39]

Het toestel heeft de volgende meetafwijking:

- druk: resolutie = 0.01 bar en nauwkeurigheid $\pm 0.5\%$;
- temperatuur: resolutie = 0.1°C en nauwkeurigheid $\pm 0.5^\circ\text{C}$.

5.1.3 Luchtsnelheid

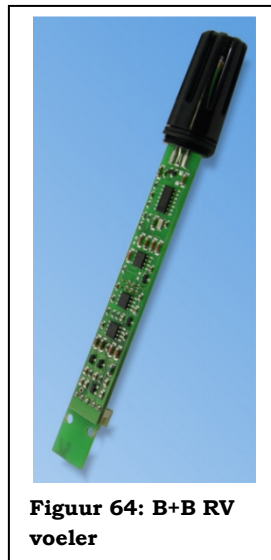
In het ventilatietoestel en aan de in en uit laat monden zal de lucht zich met een zekere snelheid verplaatsen. De windsnelheid kunnen we meten met de Testo 435-2 en de vleugelradsonde van 16mm. De sonde zijn meetbereik is 0.6 – 40 m/s.



**Figuur 62: Testo 435+
vleugelradsonde 16mm [39]**

5.1.4 RV (relatieve vochtigheid)

De relatieve vochtigheid van de lucht wordt gemeten met sondes van het merk B+B. Bij het aanleggen van een 6-12 Vdc voedingsspanning kan het meetresultaat uitgelezen worden met een spanning tussen 0 en 1 V wat overeenkomt met een lineaire verhouding van 0-100%RV. Er is geen kalibratie gedaan, hiervoor is niet het juiste materiaal beschikbaar. Er is dus niet geweten wat het gedrag en meetafwijking is van de sensoren, behalve opgegeven door de fiche, Figuur 63



Feuchtemessung	
Einsatzbereich Feuchte	0 ... 100 % rF nicht kondensierend
Genauigkeit bei 23°C	3% rF (von 20%rF bis 90% rF)
Ausgangsskalierung	0 ... 1 V ~ 0 ... 100% rF

Figuur 63: meetfout RV

5.1.5 Elektriciteit

Het elektriciteit verbruik van de ventilatoren, compressor en sturing worden gemeten aan de hand van een kWh meter. Deze gegevens worden manueel afgelezen en geregistreerd. Het gebruikte apparaat is een Paget Trading 9149.

Het toestel heeft een meetafwijking van $\pm 5\%$.

5.1.6 Data logging

De spanning die de B+B sondes uitgeven worden uitgelezen met een PicoLog ADC-24. Dit toestel heeft resolutie van 24 bit en een meetfout van $\pm 39\text{mV}$ bij metingen $\pm 2500\text{mV}$, Figuur 66.



De thermokoppels worden uitgelezen met een Agilent 34970A die een resolutie heeft van 48 bit, Figuur 65.

5.2 NBN EN 14511

Voor de EPB dienen alle apparaten waarin een warmtepomp verwerkt zit getest te worden volgens de norm NBN EN 14511.

In dit deel worden alle relevante en gebruikte elementen uit deze norm besproken.

- Test condities

Het prototype is een toestel dat volledig binnen wordt gemonteerd en dient te kunnen functioneren in een omgeving van 15°C tot 30°C droge bol.

De standaard rating condities van tabel 3 en tabel ZA1 worden gebruikt om P_{rated} , P_{cop} , CO_{Prated} en electriciteitconsumptie te bepalen, Tabel 19.

Tabel 19: lucht-lucht apparaat verwarmings modus

		Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger	
		T1.1 droge bol	T1.1 natte bol	T5.0 droge bol	T5.0 natte bol
Standaard beoordelings condities	extractie lucht / binnen lucht	20	12	7	6
Applicatie beoordelings conditie	extractie lucht / binnen lucht	20	12	2	1
	extractie lucht / binnen lucht	20	12	-7	-8

Indoor heat exchanger=warmtewisselaar ontworpen om warmte over te droge tussen koelmiddel en binnen lucht of in dit geval de condensor.

Outdoor heat exchanger= warmtewisselaar ontworpen om de warmte over te dragen uit eender welke warmtebron naar het koude middel.

De natte bol temperatuur kan via een mollier diagram geconverteerd worden naar relatieve vochtigheden, dit geeft dan de volgende temperatuur condities:

- 20°C, 38% RV,
- 7°C, 75% RV,
- 2°C, 80% RV,
- -7°C, 100% RV.

- Verwarmings capaciteit

$$P_H = q * \rho * c_p * \Delta t$$

- Test methode

Verder beschrijft deze norm ook hoe er getest moet worden. Dit is een zeer uitgebreide methode. Er dienen testperiodes van 70 minuten te zijn met zeer minimale meetafwijkingen.

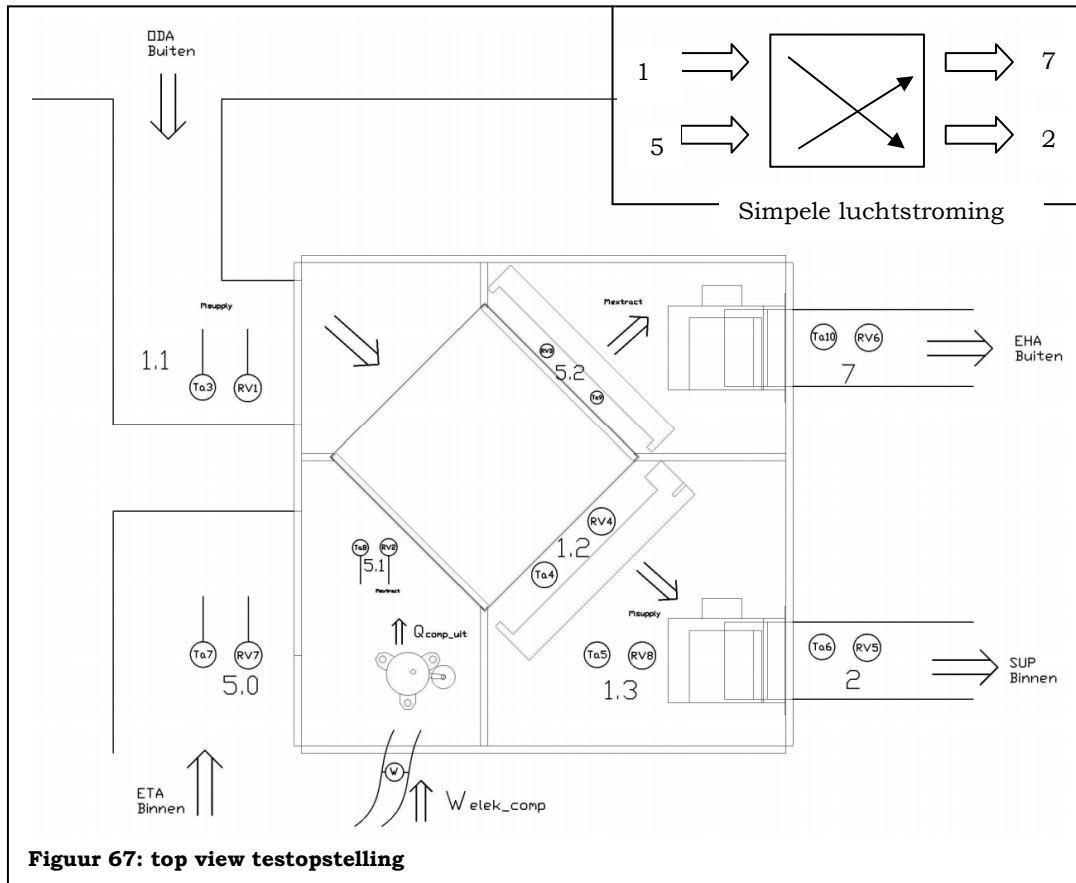
De testmethode van deze norm wordt niet gevolgd. Wel wordt er zoveel mogelijk rekening gehouden met de opgelegde testcondities en worden de berekeningsmethoden gebruikt.

5.3 Meetprocedure

Het testen en meten kan gedaan worden via erkende normeringen, maar hiervoor is gespecialiseerde apparatuur en faciliteit nodig. Er wordt dus een methode gebruikt die zorgt dat er binnen de beperkte tijd van deze Masterproef, voldoende metingen oplevert.

- Opstelling

Figuur 67 geeft weer hoe de testopstelling eruit ziet. De lucht wordt via een kanaal direct van buiten aangezogen. De binnenlucht wordt aangezogen uit de productiehal. Beide afvoerstromen worden geloosd in de productiehal op een voldoende afstand om geen contaminatie te hebben met de aanzuig. Alle meetpunten, die ook te zien zijn op de schematische voorstelling in Figuur 46, zijn op de juiste meetplaats aangeduid.



- Metingen

De temperatuur en relatieve vochtigheid wordt op 8 verschillende plaatsen geregistreerd. Het opgenomen elektrische vermogen wordt geregistreerd met een Wattmeter. Deze metingen zijn voldoende om energetische berekeningen te maken van de luchtstromen.

- Methode

Iedere meting die er gedaan wordt heeft een duur van 15 minuten. Een meting start pas nadat alle condities in evenwicht zijn. Indien er in een meting te veel variaties zijn worden de meetwaarden niet gebruikt

- Verwerken meetgegevens

De data gemeten door de Picologger en Agilent worden in Excel geïmporteerd en omgevormd. In heel deze Masterproef wordt er gewerkt met de Amerikaanse decimaal en duizendtal notatie. Via zelf geschreven software wordt uit meetreeksen van 15 minuten de nodige getallen berekend en gebruikt in verdere berekeningen. Uiteindelijk worden alle relevante gegevens naar één bestand geïmporteerd.

5.4 Berekeningen

De gemeten temperatuur en relatieve vochtigheid zijn grootheden waarmee onrechtstreeks naar energie gerekend kan worden. In dit deel worden de overige grootheden besproken die nodig zijn om tot een uiteindelijke energetische of enthalpie waarde te komen. In Bijlage F zijn de uitgebreide formules terug te vinden.

- Mollier diagram

Het mollier diagram is een tool om gemakkelijk energetische berekeningen te doen op lucht. In Bijlage G is zo een mollier diagram te zien. Het “grijze” gebied is eenvoudig om met formules berekeningen te doen. In de natuurkunde is er echter 1 fenomeen dat moeilijk is om in formule vorm om te zetten en dat is condensatie. In het mollier diagram wordt de condensatie van lucht weergegeven door de kromme grenzend aan het witte gebied. Deze lijn wordt omgezet in formule vorm om zo toch berekeningen te kunnen doen, zie Bijlage F.

- Grootheden luchtcondities

De luchtcondities worden gemeten aan de hand van temperatuur en relatieve vochtigheid. Om uiteindelijk energetische verschillen of vermogens te kunnen berekenen zijn de volgende grootheden en hun formules nodig.

- Verzadigingsdruk,
- partieel druk,
- absolute temperatuur,
- absolute vochtgehalte,
- enthalpie vochtige lucht,
- specifiek volume,
- specifieke warmte capaciteit.

- Vermogen

Het vermogen dat er aan de lucht word toegevoegd of onttrokken kan via de volgende algemene formules berekend worden.

$$P = \Delta h * \dot{m}$$
$$P = \dot{m} * c_p * \Delta T = \dot{V} * \rho * c_p * \Delta T$$

Aan de hand van deze formules kan het vermogen toegevoegd aan de supply lucht berekend worden. Deze cijfers als subscript wijzen op de specifieke meetlocaties.

$$\dot{Q}_{SUP} = |h_{1.1} - h_2| * \dot{m}_{SUP} = \dot{Q}_{WW} + P_{condensor} = \dot{m}_{SUP} * (|h_{1.1} - h_{1.2}|) + \dot{Q}_{condensor}$$
$$\dot{Q}_{SUP} = \dot{Q}_{WW} + \dot{m}_{koel} * (\Delta h_{cond}) = \dot{Q}_{WW} + \dot{m}_{koel} * (h_2 - h_3)$$

- Energie

Door het vermogen te vermenigvuldigen met de tijd kan de uiteindelijke hoeveelheid energie berekend worden. Deze formule is vooral handig om een vergelijking te maken tussen het totale energieverbruik van verschillende soorten toestellen over heel het stookseizoen.

$$Q = P * \Delta t \quad [kJ]$$

- Koelcircuit

Het koelcircuit wordt gemeten met de Testo 570. Aan de hand van de gemeten grootheden kunnen ook energiestromen berekend worden. In Figuur 68 is te zien wat er allemaal wordt gemeten. Enkel het massadebiet wordt niet opgemeten, maar kan wel berekend worden, zie 6.2. De gemeten waarden worden ingevoerd in Coolpack een software programma om koelcycli te simuleren. Uit deze software kunnen dan de punten zoals: 0% gas, 100 gas, h1, h2, h3 uitgelezen worden.

- Inwendig isentroop rendement

Door de meetwaarden in coolpack in te geven word het inwedige isentroop rendement berekend. In de formule staat h2' voor het punt waar de compressie cyclus zou uitkomen theoretische of isentrope omstandigheden.

$$\eta_i = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- COP

Coëfficiënt of performance is de winstfactor van de warmtepomp, de onderstaande formule is om de COP van een warmtepomp te berekenen.

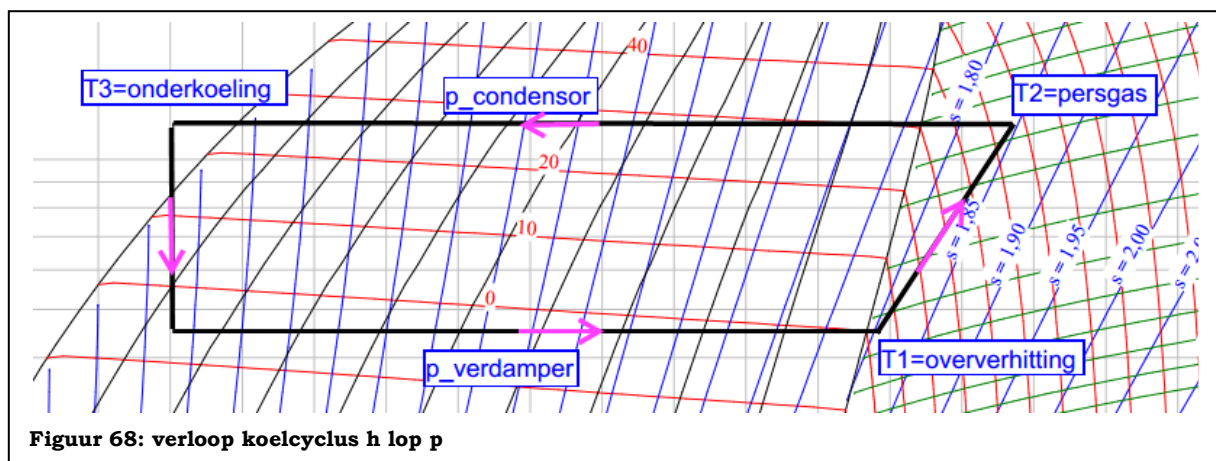
$$COP = \frac{\dot{Q}_{condensor}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{condensor}}{\dot{Q}_{condensor} + \dot{Q}_{warmte_compressor}} = \frac{P_{verdamp} + P_{comp}}{P_{elektrisch}}$$

- Verdamper vermogen

$$P_{verdamp} = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

- Condensor vermogen

$$P_{condensor} = \dot{m} * (h_2 - h_3)$$



5.5 Bepaling meetfouten

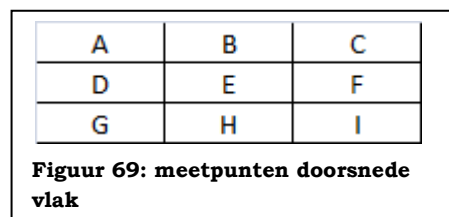
Bij het testen van het prototype worden er heel wat meetfouten gemaakt. Dit komt omdat er niet wordt gewerkt in labo omstandigheden, er geen precisie instrumentatie is of het niet kan gemeten worden. De opsomming geeft aan wat de meest belangrijke potentiële fouten kunnen zijn bij de metingen. Deze fouten worden onderzocht om te kijken wat de impact ervan is.

- temperatuur en RV verschil in doorsnede van het luchtpad;
- droge bol temperatuur;
- relatieve vochtigheid;
- lichtsnelheid;
- warmteverlies via oppervlakten;
- luchtlekken.

5.5.1 Temperatuurfout in de vlakdoorsnede

Bij het meten van de droge bol temperatuur en vochtigheid wordt er op telkens op één positie gemeten. Maar het is mogelijk dat er geen gelijke verdeling is in het vlak van de doorsnede loodrecht op de luchtstroom.

De controle werd gedaan door in ieder meetvlak telkens 9 punten de droge bol temperatuur te meten, de eenheden van deze waarden zijn altijd in °C. In de resultaten wordt geen rekening gehouden met de individuele meetfout van ieder thermokoppel.



- Buitenlucht, ODA, 1.1

Dit vlak geeft het temperatuursverschil bij de aanzuigmond waar de buitenlucht wordt aangezogen. Het maximaal verschil tussen de meetwaarden is 0.4°C.

- Binnenlucht, ETA, 5.1

Vlak na de inkomende extract air staat de compressor die de lucht wat opwarmt waarna de lucht de warmtewisselaar instroomt. De opwarming van de lucht door de compressor is niet uniform dus dit kan ook voor een meetfout zorgen. Het maximaal verschil tussen de meetwaarden is 2.1°C.

Tabel 20: meetfout ODA

13.8	13.8	13.7
13.8	13.8	13.9
13.9	14.0	14.2

Tabel 22: meetfout ETA

20.5	20.7	21.8
20.4	20.5	20.6
20.1	20.0	19.7



Tabel 21: meetverschil EHA

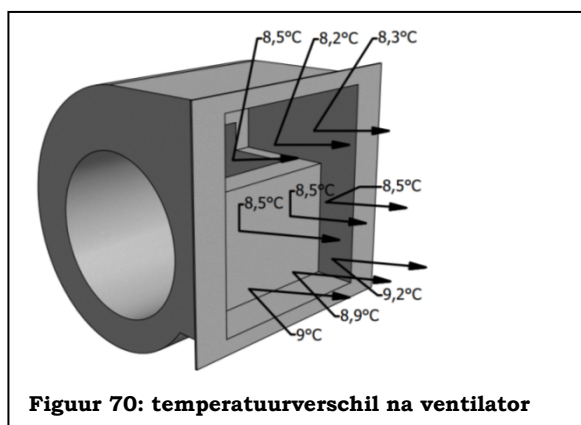
8.6	8.2	8.3
8.5	8.5	8.6
9.1	8.9	9.2

Tabel 23: meetfout SUP

28.5	29.1	28.3
27.8	27.8	28.7
27.5	27.4	27.5

- Afvoerlucht, EHA, 7

Het temperatuurverschil na de ventilator waar de extract air terug naar buiten wordt afgeblazen wordt verduidelijkt in Figuur 70. Het maximaal verschil tussen de meetwaarden is 1.0°C.

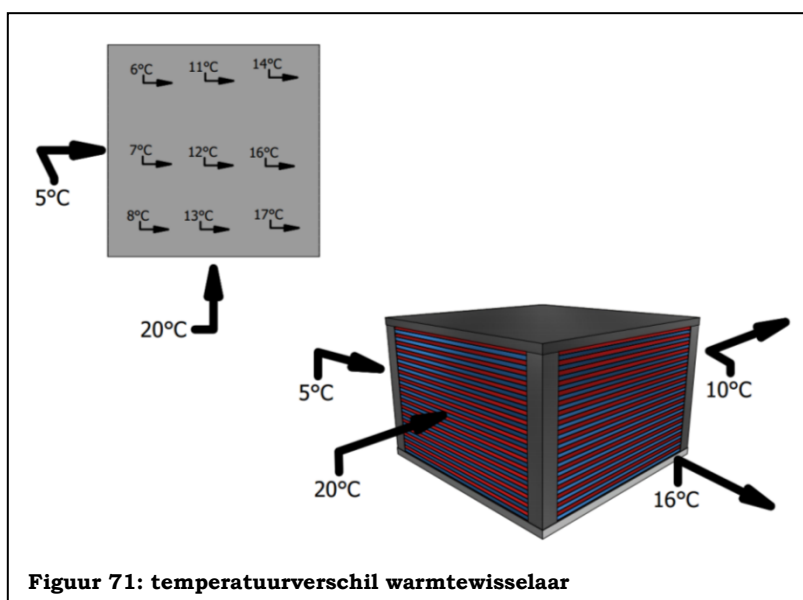


- Luchtaanvoer, SUP, 2

Na de ventilator waar de lucht de binnen ruimte wordt ingeblazen zijn dit de meetverschillen. Het maximaal verschil tussen de meetwaarden is 1.7°C.

- Warmtewisselaar, extractie 5.2

De lucht die de warmtewisselaar verlaat heeft een zeer groot temperatuurverschil in het vlak. Dit komt doordat de lucht zijn warmte niet uniform afgeeft. Neem als voorbeeld de supply air, zie Figuur 71, deze komt koud binnen en zal de WW warm verlaten. Gedurende het pad zal de warmte van de supply lucht opgenomen worden. Doordat deze 2 stromen 90° zijn verschoven ten opzichte van elkaar, zal de lucht links kouder zijn dan rechts. Dit resulteert in een groot temperatuurverschil in het vlak, zie Tabel 24.



Tabel 24: temperatuurverschil warmtewisselaar

17.43	16.09	13.74
17.03	16.61	13.73
16.75	15.87	14.46

- Na verdamper

In de verdamper loopt er koudemiddel dat gedurende de fase overgang geen constante temperatuur heeft. Dit effect wordt weergegeven in Figuur 73. Tabel 25 laat zien wat het temperatuur verschil is na de verdamper.

- Na condensor

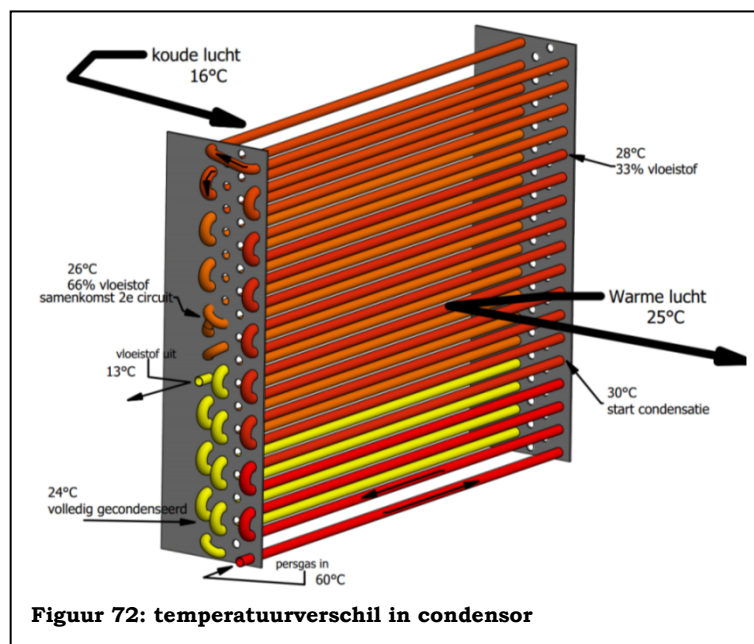
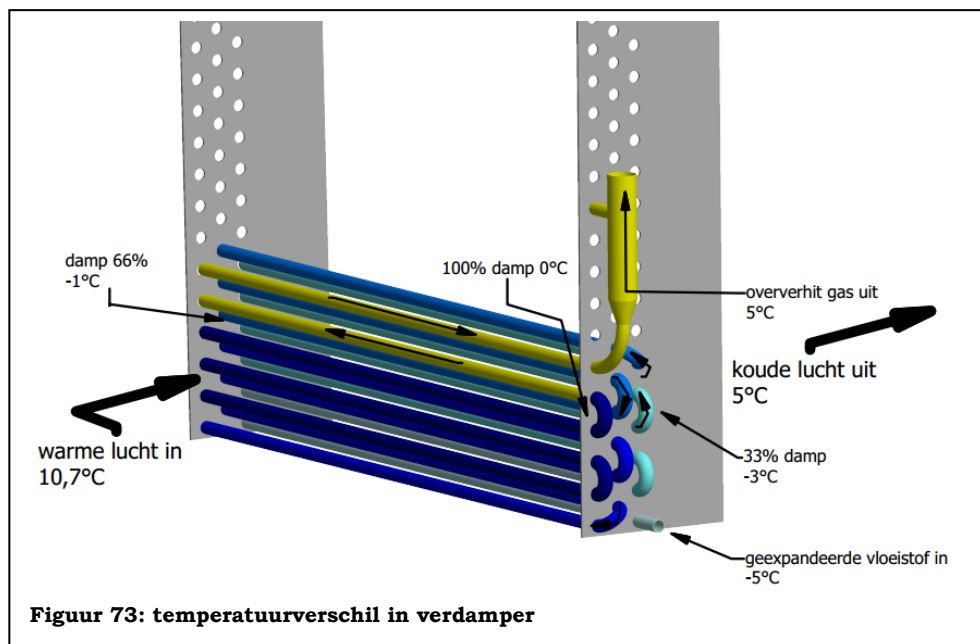
Ook in de condensor is er een fase overgang zonder constante temperatuur, zie Figuur 72. Dit zorgt voor een temperatuurverschil, zie Tabel 26.

Tabel 25: temperatuurverschil na verdamper

6.26	6.11	5.36
8.36	8.11	6.93
8.07	7.74	6.77

Tabel 26: temperatuurverschil na condensor

29.39	28.93	29.27
29.21	29.11	25.81
29.31	29.60	31.51



5.5.2 Temperatuur

De thermokoppels hebben een meetafwijking, de kalibratie gegevens hiervan zijn terug te vinden in 5.1.1. Deze kalibratiefout in combinatie met de meetfout door het temperatuurverschil in de doorsnede maakt dat enkele meetpunten geen betrouwbare temperatuur registreert. De meest betrouwbare meetpunten zijn punten: 5.0; 1.1; 2 en 7. De overige meetpunten kunnen wel gebruik worden als ruwe indicator.

Toch moet er van de 4 meest betrouwbare meetpunten een kritische analyse gemaakt worden om na te gaan in welke mate deze meetwaarden kloppen.

Dit kan gecontroleerd worden waarbij de compressor uitstaat en enkel de kruiswarmtewisselaar voor WTW zorgt. De bekomen meetdata kan dan gecontroleerd worden met de gegevens van de software of de fysische wetten van warmteoverdracht. De theoretische studie van warmteoverdracht is hier terug te vinden. 5.6.

5.5.3 Vochtigheid

Door het feit dat de vochtsensoren niet gekalibreerd zijn en de meetrespons onbekend is kan er niet nagegaan worden wat de meetfout is. Wel kan er in de energiebalans en het model rekening gehouden worden met absolute vochtigheid die constant is tenzij er condensatie plaats vindt.

5.5.4 Luchtsnelheid

Het meten van de luchtsnelheid is mogelijk met de vleugelradsonde. Doordat dit een sonde is met een zeer kleine rotor diameter zijn de metingen zeer gevoelig voor meetfouten. Het is namelijk belangrijk om loodrecht te meten op het doorstromingspad. Door de bouw van het prototype is dit niet even gemakkelijk op alle plaatsen. Daarom worden er geen resultaten besproken omdat er op de belangrijke en kritieke plaatsen geen goede metingen konden gedaan worden.

5.5.5 Warmteverlies wanden

Via de berekeningen in Bijlage H word er nagegaan of er een significant warmteverlies is via de wanden van het toestel. Er zijn 2 wanden waarlangs er warmteoverdracht plaats vindt: de wanden die de supply en extract lucht in het toestel afscheiden van de omgeving en de wanden in het toestel die de extract en de supply lucht van elkaar scheiden. De berekeningen geven een warmteverlies aan van kleiner dan 20 Watt.

5.5.6 Luchtlekken

Zoals in 2.1.6 is besproken is het zeer belangrijk dat een toestel intern luchtdicht is. Anders zullen de prestaties lager liggen maar dit zou ook de metingen kunnen beïnvloeden. Alle gaten en kieren in het toestel worden afgedicht met tape zodat er nergens een lek is tussen de supply en extrac.

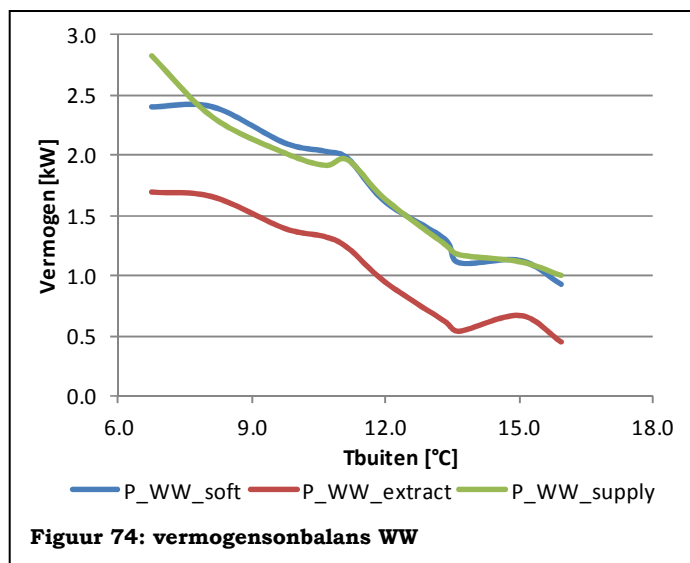
5.6 Meetresultaten warmtewisselaar

Tijdens de metingen en het opmaken van de energiebalansen blijkt er een niet gelijke warmteoverdracht te zijn in de warmtewisselaar, zie Figuur 74. De onbalans kan de oorzaak zijn van het foutmeten van een temperatuur op een bepaalde plaats.

De onderstaande mogelijkheden worden onderzocht om deze meetfout op te sporen:

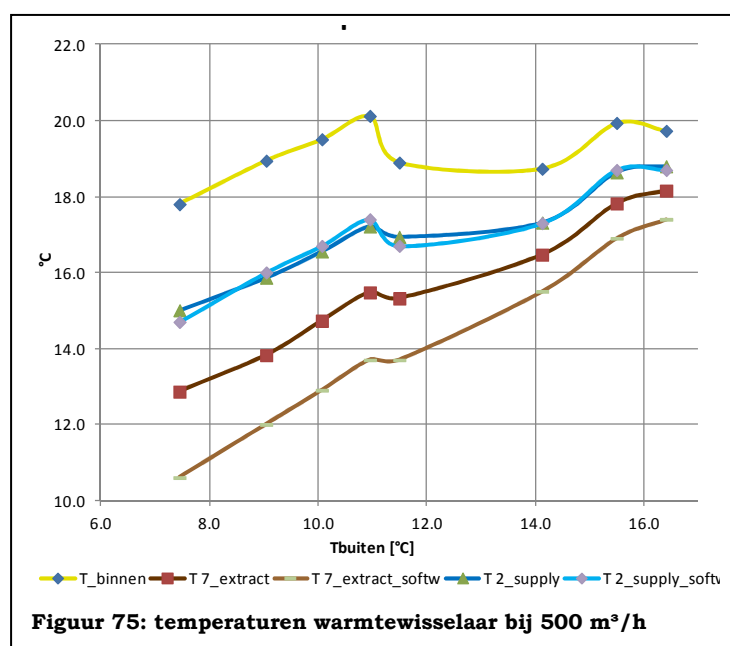
- controle thermokoppels;
- karakteristiek warmtewisselaar;
- meting uitgaande condities, 5.2 en 1.2 voor het model.

In Bijlage I zijn de berekeningen terug te vinden die de efficiëntie en het opgegeven rendementen door de software verifieert. De berekeningen zijn gebaseerd op de fundamentele theorie van warmtewisselaars.



5.6.1 Meetresultaten

In Bijlage I zijn de volledige meetgegevens terug te vinden. Hier worden enkel de meest relevante resultaten besproken.



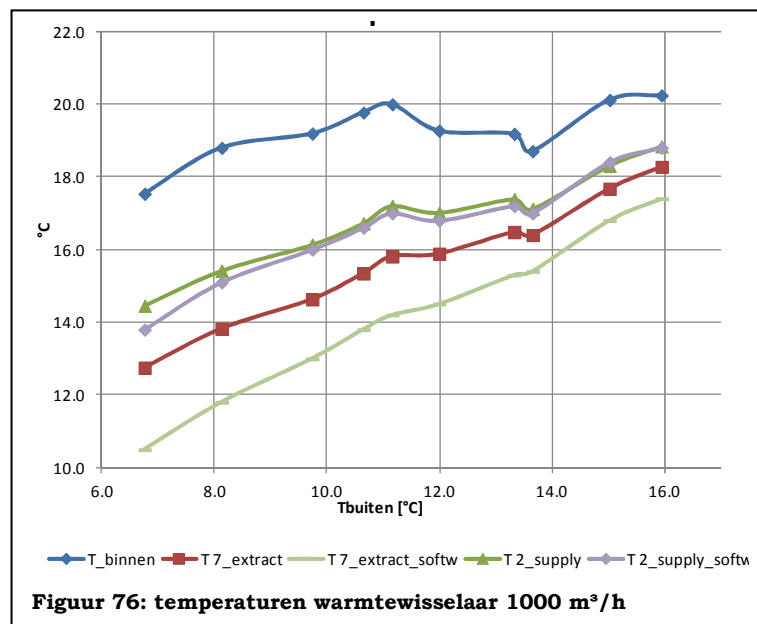
- 500m³

In Figuur 75 is te zien welke temperaturen er na de warmtewisselaar gemeten werden en er door de software wordt opgegeven. Eén ding valt er op en dat is dat de bruine lijn T7_extract_software enkele graden warmer is dan die zou moeten zijn. Dit heeft ook zijn effect op het gemeten overdragen vermogen wat niet meer in evenwicht is. Door de eigenschap van een warmtewisselaar moet het overgedragen vermogen gelijk zijn.

De fout aan de extract zijde is voor de temperatuur tussen de 0.5 en 2°C. Voor het vermogen is dit 0.3-0.4 kW met een relatieve fout van 30 tot 70%.

- 1000m³/h

Bij de metingen van 1000 m³/h wordt er ongeveer dezelfde temperatuur afwijking opgemeten: 1-2°C. Door het grotere ventilatiedebiet geeft dit wel een grotere fout op de gemeten vermogens overdracht, namelijk 0.5-0.8 kW.



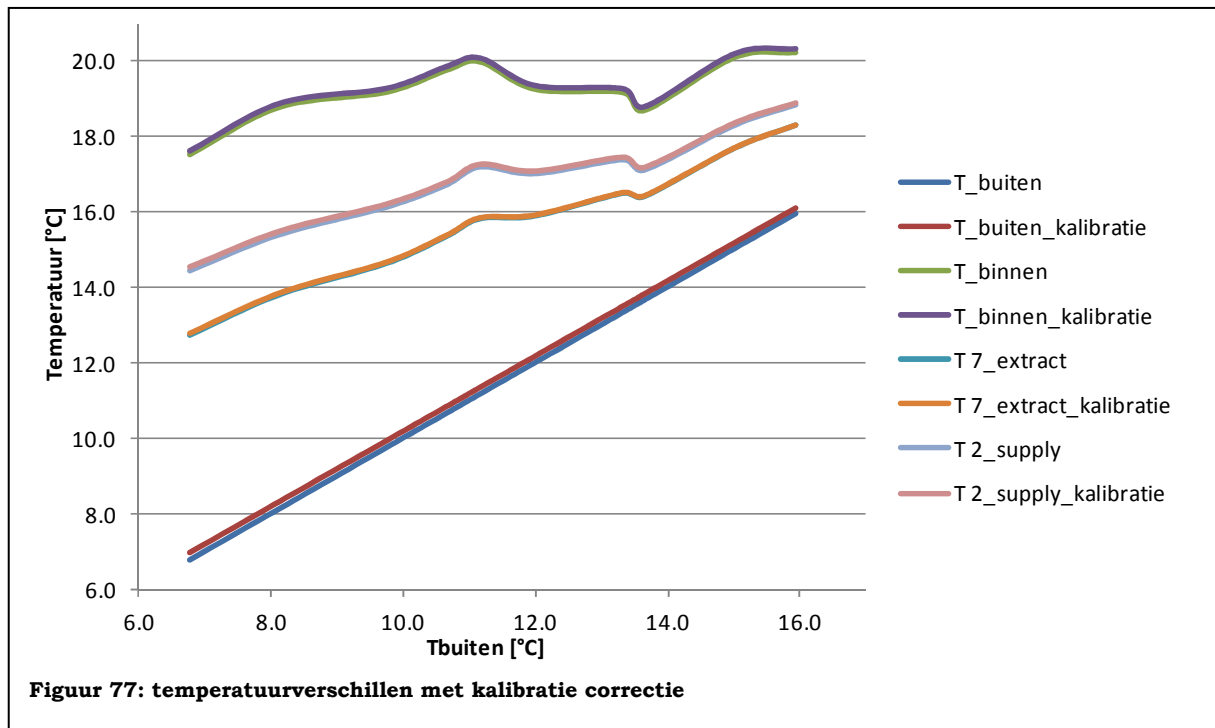
- Besluit

Er is duidelijk een meetfout op de extractie lucht in punt 7, dit wordt in het volgende deel geanalyseerd. De meting aan de supply kant in punt T2 geeft een vrij betrouwbare indicatie want die komt nagenoeg exact overeen met wat de software berekend. De kleine fout die wordt gemeten heeft een grootorde van 0.2°C die valt te linken aan de meetfout van de thermokoppels.

Hieruit valt ook te besluiten dat het WTW vermogen van de software gelijk is aan wat er gemeten wordt via de supply zijde.

5.6.2 Bespreking meetresultaten

Het is belangrijk om verder te analyseren vanwaar de meetfout bij T7 komt om daarna te kunnen concluderen of de metingen betrouwbaar genoeg zijn voor verdere verwerking.

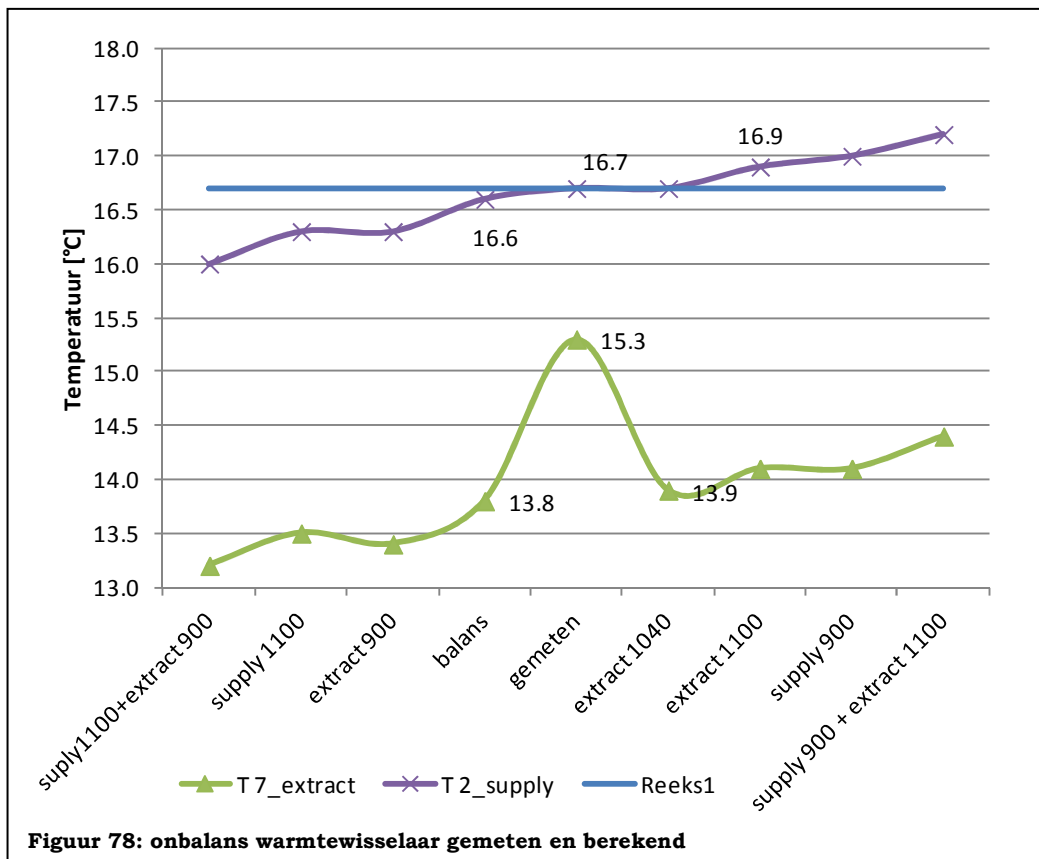


- Kalibratie

Op de metingen en de berekeningen worden de kalibratie correctie toegepast om te controleren of dit de meetfout kan verklaren.

Op de temperatuur meting van T_{buiten} of punt 1.1 zit een verandering van 0.2°C en de overige temperaturen 0.05°C. Dit is een fout op de metingen die te verwaarlozen is.

- Debiet fout



Via de software kan er berekend worden welke uitgaande temperaturen er behaald worden door de warmtewisselaar in onbalans te zetten. In onbalans zetten betekent dat de 2 luchtstromen, supply en extract, door de warmtewisselaar een verschillend luchtdebiet hebben.

De berekening is gemaakt met buiten 10.6°C en 80 %RV en binnen 19.8°C en 37.8% RV.

Deze analyse toont aan dat er een onbalans zou zijn van 40 m³/h meer voor de extractie lucht dan de supply lucht, de gemeten fout voor T7 is dan 1.4°C. Dat is slechts 0.1°C minder dus een probleem met de onbalans is niet waarschijnlijk. Tenzij de software zulke situaties niet goed kan berekenen.

- Temperatuur fout

Bij de kalibratie van de thermokoppels, 5.1.1, is te zien dat de thermokoppel voor T7 tot 0.7°C afwijkt van de temperatuur waar de meest gemeenschappelijke metingen zijn.

Dit in combinatie met een meetfout in de doorsnede, 5.5.1, die kan oplopen tot 1°C valt de meetfout van T7 te verklaren.

- Besluit

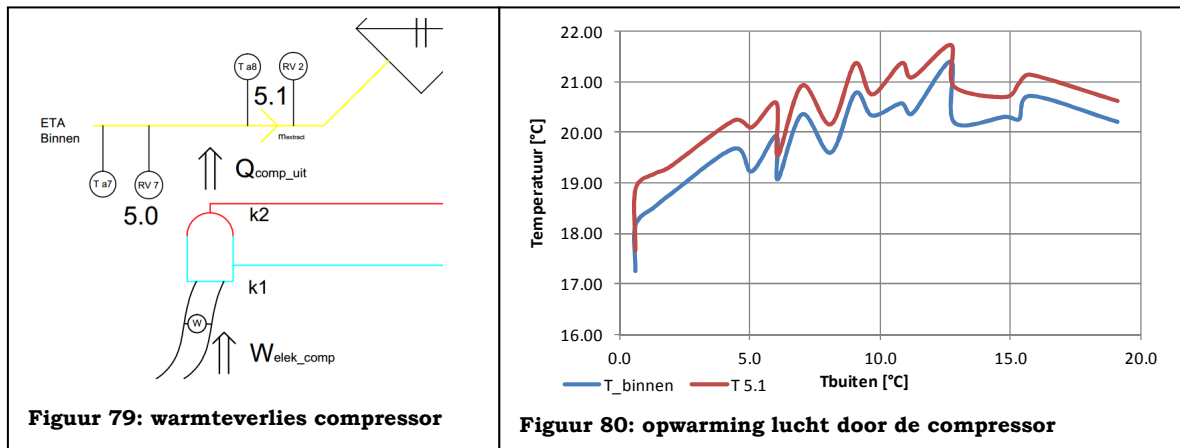
De meetfout van T7 die kan oplopen tot 2°C valt te verklaren door een meetfout van het thermokoppel en een temperatuur afwijking door verschillen in een meetvlak. Hierdoor kan erbij het opstellen van een model niet gerekend worden met de meetgegevens van de extract zijde.

De meetgegevens van de supply zijde geven echter wel betrouwbare gegevens om een model op te baseren.

5.7 Meetresultaten Compressor

Op de plaats waar de extract lucht de kruiswarmtewisselaar instroomt, locatie 5.1 zie Figuur 79, wordt er een temperatuurverschil gemeten ten opzicht van de binnenlucht. Dit temperatuurverschil is een gevolg van de warmteafgifte van de compressor. Figuur 80 toont hoeveel de lucht wordt opgewarmd door de compressor.

In Figuur 67 is te zien dat er maar een deel van de lucht langs de compressor stroomt. Het gemeten temperatuurverschil kan dus niet gebruikt worden om de afgegeven warmte te berekenen. Daarom dient er via fundamentele wetten berekend te worden wat de grootorde is van afgegeven warmte.



In Bijlage J worden de berekeningen gemaakt van 3 fenomenen die voor warmteafgifte zorgen. Deze fenomenen zijn natuurlijke convectie, geforceerde convectie en stralingsverlies.

- Natuurlijke convectie

Door het warmteverschil aan het oppervlak van de compressor en zijn omgeving ontstaat er een opwaartse luchtstroom. Het vermogen wat hierdoor zou worden afgegeven is 4 Watt.

- Geforceerde convectie

Langs de compressor stroomt een luchtstroom kleiner dan 0.6m/s. Deze luchtstroom onttrekt warmte van de compressor. Het vermogen wat hierdoor zou worden afgegeven is 23 Watt.

- Straling

Door het temperatuurverschil tussen de compressor en zijn omgeving is er warmtestraling afhankelijk van het temperatuurverschil kan dit veel straling of warmteverlies zijn. Het vermogen dat door straling wordt afgegeven is 2.5 Watt.

De geforceerde convectie geeft een resultaat wat het meest aanneembaar is aan de hand van de meetgegevens. In 6.3.3 wordt er voor het model een warmte afgifte bepaald. De afgegeven warmte is daar heel wat groter dan hier berekend.

5.8 Besluit

Er is een meetprocedure uitgewerkt zodat er met stabiele condities wordt gemeten gedurende 15 minuten per test cyclus.

De volgende grootheden worden gemeten: temperatuur, relatieve vochtigheid en elektriciteitsverbruik. Door verschillende meetfouten is er een beperking van betrouwbare meetpunten. Enkel de meetpunten 5.0; 1.1; 2 geven betrouwbare meetresultaten. Bij het opstellen van het model mogen de meetgegevens van deze punten gebruikt worden.

Hoofdstuk 6 Opstellen prestatie berekeningsmodel van het prototype

In dit hoofdstuk wordt het model opgesteld van het prototype. Dit model dient om de prestaties te kunnen berekenen aangezien de metingen niet voldoen om er de nodige prestaties uit te berekenen. Bijlage K staan alle meetresultaten aan de hand waarvan dit model wordt opgesteld. Door de kwaliteit van de meetresultaten geconcludeerd in Hoofdstuk 5, wordt dit model enkel opgesteld voor de supply luchtstroom. Optredende condensatie en de ontdooicyclus van de warmtepomp wordt niet mee in rekening gebracht.

Het model moet instaat zijn om met enkel input variabelen output variabelen te berekenen. Dit mogen meerdere soorten variabelen afhankelijk van wat er allemaal nodig is om energetische berekeningen te maken.

De input variabelen zijn:

- temperatuur: ODA, 1.1 en ETA, 5.0,
- relatieve vochtigheid: ODA, 1.1 en ETA, 5.0,
- ventilatiedebiet: 500 m³/h en 1000 m³/h.

Als output moeten de volgende waarden gegeven worden:

- temperatuur: SUP, 2 ,
- relatieve vochtigheid: SUP, 2 ,
- vermogen warmteoverdracht kruisstroom WW ,
- vermogen afgegeven warmte condensor,
- COP,
- opgenomen elektrisch vermogen compressor.

De binnenlucht heeft in dit model altijd een constante conditie, namelijk 20°C en 40% RV. Hierdoor zijn de output variabelen eigenlijk nog enkel afhankelijk van de buitenlucht en het ventilatiedebiet. In feite worden er 2 modellen gemaakt die op dezelfde manier worden opgebouwd, het ene is voor 500 m³/h en het andere voor 1000 m³/h. Waardoor de buitenlucht als de enige variabele overblijft.

Het model bestaat inhoudelijk uit 2 principes

- het koelcircuit van de warmtepomp die warmte onttrekt uit de afvoerlucht en afgeeft aan de aanvoerlucht;
- de opwarming of afkoeling van de lucht in de warmtewisselaar of aan de condensor of verdamper.

Om te bepalen welk vermogen het koelcircuit opneemt en afgeeft dient het compressiekoelsysteem in het h-log-p diagram, Figuur 82, naar formules omgezet te worden. Hiervoor moeten heel wat formules opgesteld worden omdat er geen tabellen voorhanden zijn waar gemakkelijk alle nodige waarden uit afgelezen kunnen worden.

Met het koelcircuitmodel kan berekend worden hoeveel vermogen de condensor afgeeft.

De output van de lucht condities kan dan verder berekend worden door de combinatie van het vermogen in de kruisstroomwarmtewisselaar en de condensor.

Door de combinatie van deze zaken kunnen uiteindelijk alle output variabelen berekend worden aan de hand van de input variabele buitenlucht.

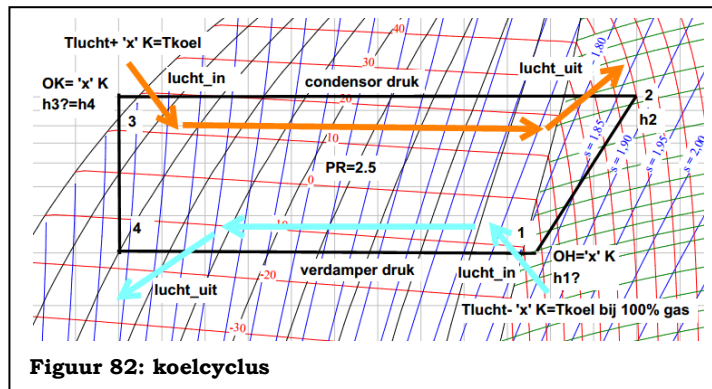
6.1 Schematische voorstelling

In Figuur 81 is het mollier diagram te zien waar alle temperatuur gebieden in zijn aangeduid die er voorkomen bij de lucht en in het koelcircuit.

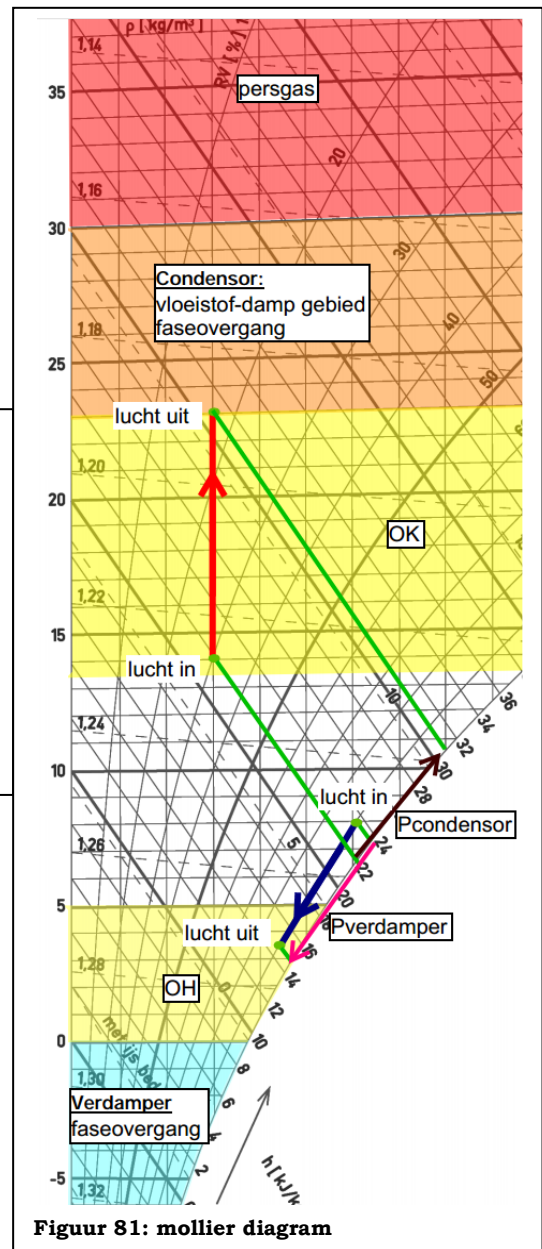
- rood gebied: de temperaturen van het presgas;
- oranje gebied: faseovergang van gas naar vloeistof op hoge druk in de condensor;
- geel gebied: Onderkoeling van de vloeistof in de condensor heeft een maximum van de temperatuur die binnenstroomt;
- rode lijn: de lucht die door de condensor stroomt en opwarmt;
- blauwe lijn: de lucht die door de verdamper stroomt en afkoelt;
- bruine lijn: het opgenomen vermogen door de opwarmende lucht;
- roze lijn: afgegeven vermogen door de afgekoelde lucht;
- licht geel gebied: oververhitting van het aanzuiggas;
- blauw gebied: faseovergang van het koudemiddel in de verdamper.

Figuur 82 geeft het koelcircuit weer:

- oranje lijn: de lucht die door de condensor stroomt en voor een onderkoeling zorgt;
- blauwe lijn: lucht die door de verdamper stroomt en voor de oververhitting zorgt;



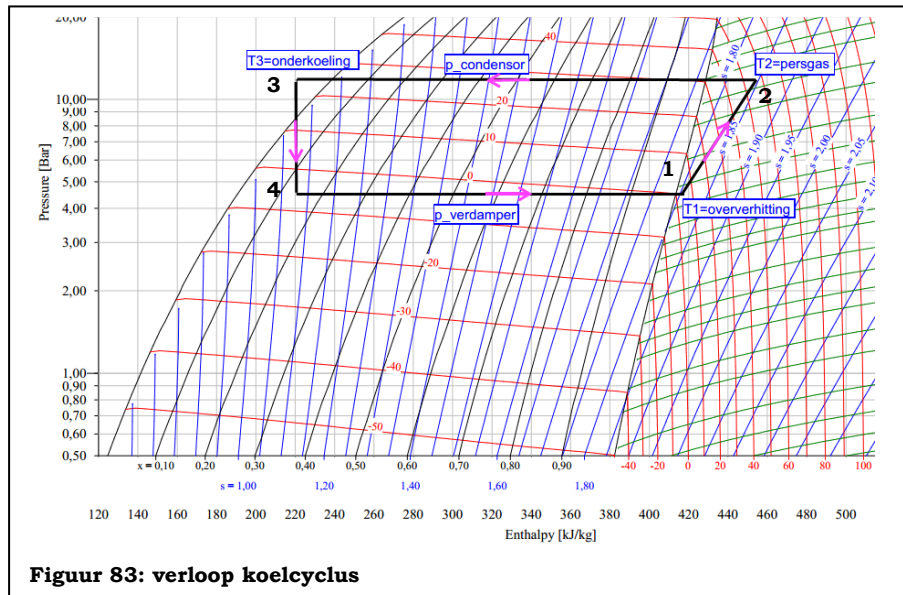
Figuur 82: koelcyclus



Figuur 81: mollier diagram

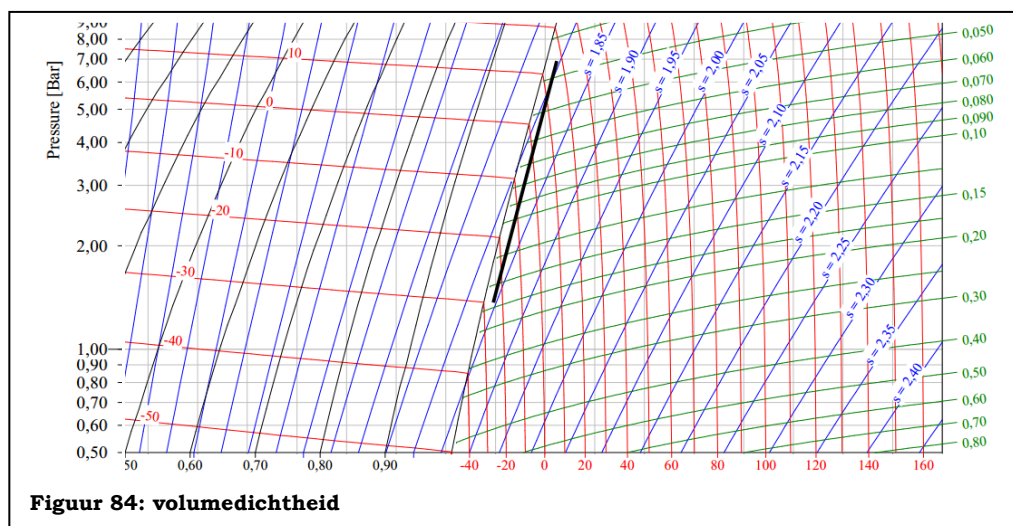
6.2 Koelcircuit

In dit deel worden alle relaties opgesteld om berekeningen te kunnen doen binnen het h-log-p diagram van het koudemiddel. Figuur 83 geeft het verloop van de koelcyclus weer. Aan de hand van dit verloop kan het compressor, verdamper en condensor vermogen berekend worden. Hiervoor zijn de enthalpie waarden nodig in punt 1, 2, 3 of 4 zie Figuur 82.



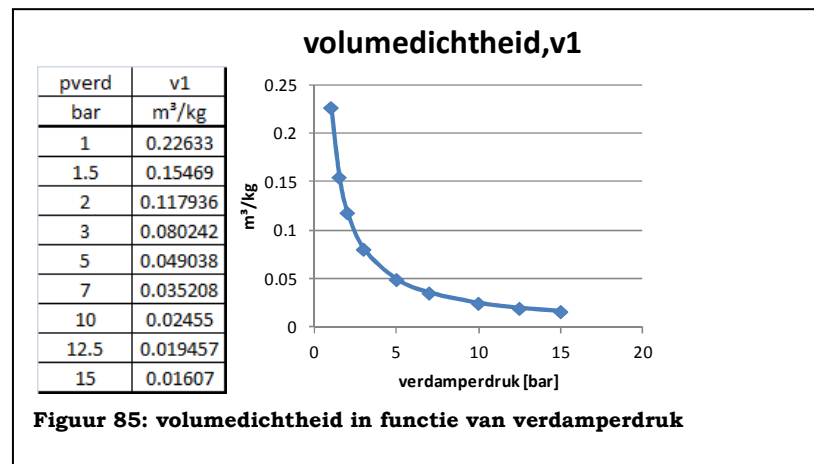
6.2.1 Volume dichtheid

De volumedichtheid van het zuiggas is nodig om het massadebiet te kunnen berekenen. Deze kan bepaald worden aan de hand van de oververhitting. De oververhitting wordt als een constante 5K genomen en de verdamper druk varieert tussen de 1.5 en 7 bar.



In Figuur 82 kan de volumedichtheid afgelezen worden in punt 1 of bepaald worden via Coolpack.

Figuur 84 toont de lijn waarop alle relevante volume dichtheden liggen, Figuur 85 lijst al deze punten op en geeft ook de grafiek. Via matlab is er de trendlijn berekend:



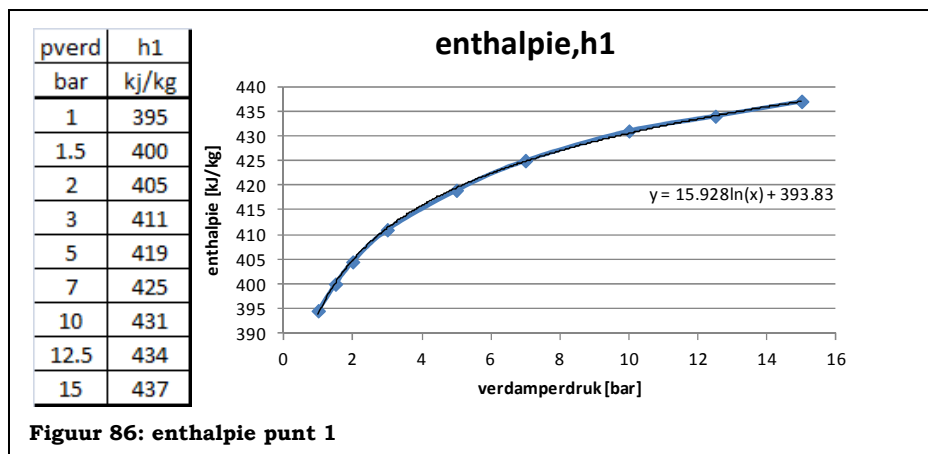
$$v_1 = 0.229 * p_{verd}^{-0.9249} - 0.002662$$

Via het drukverschil tussen de verdamper en condensor kan de verdamperdruk eenvoudig omgerekend worden naar de condensor druk.

6.2.2 Enthalpie

- Enthalpie in punt 1

De enthalpie waarde kan in punt 1 op dezelfde manier bepaald worden als bij de volumedichtheid.



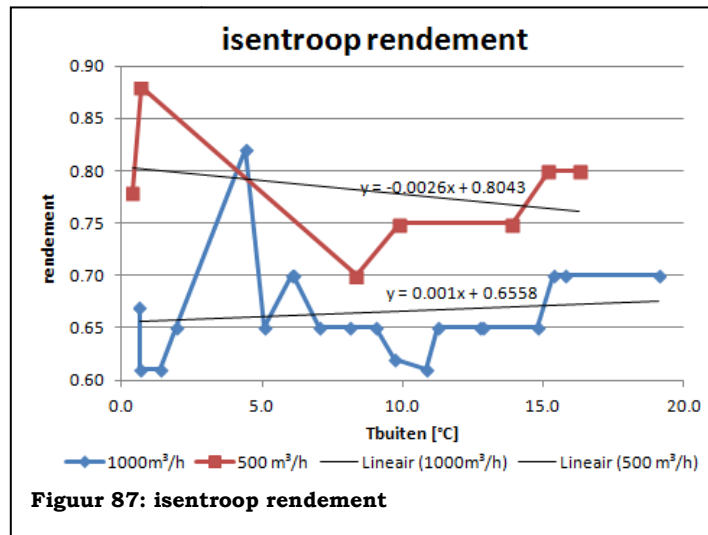
$$h_1 = 15.928 * \ln(p_{verd}) + 393.8$$

- Enthalpie in punt 2

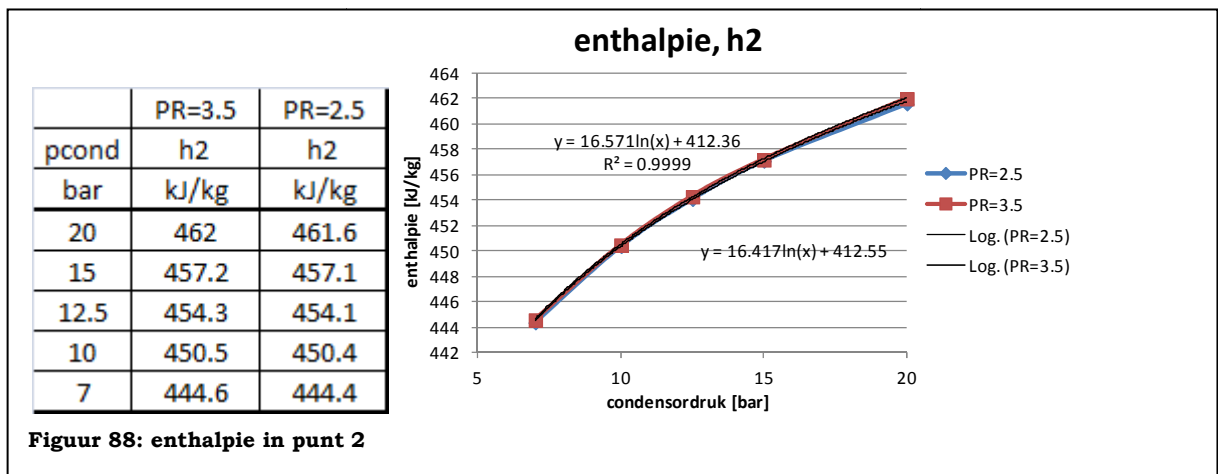
De enthalpie in punt 2, van de koelcyclus, is wat moeilijker om een curve voor op te stellen. Punt 2 in de koelcyclus is waar de persgassen uit de compressor komen.

Hiervoor moeten er enkele karakteristieke eigenschappen van de koelcyclus gekend zijn om dit punt in kaart te brengen. Deze parameters zijn:

- Oververhitting: 5K
- Drukverhouding: 2.5 en 3.5, zie 6.3
- Isentroop rendement: nog te bepalen



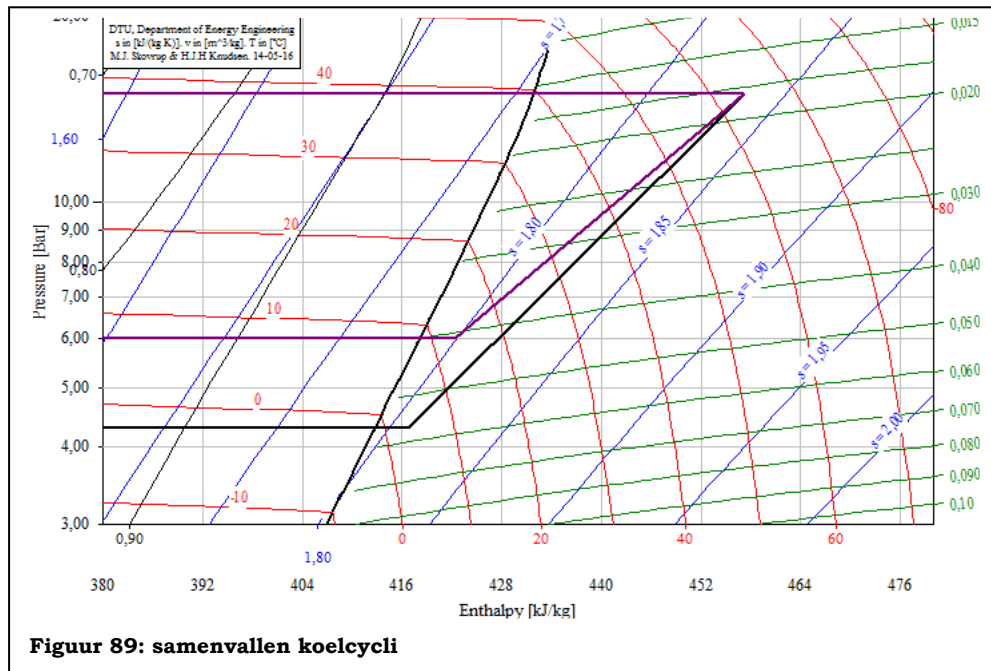
Uit de meetgegevens in Bijlage K kan het gemiddelde inwendig isentroop rendement berekend worden. Dit rendement is via Coolpack berekend aan de hand van de persgastemperatuur, oververhitting, condensor en verdampersdruk. Het resultaat is 66% bij 1000m³/h met drukverhouding (PR) van 2.5 en voor 500 m³/h met PR=3.5 is dit rendement 78%. Figuur 88 toont de resultaten.



De curve om h2 te bepalen is:

$$h_2 = 16.571 * \ln(p_{cond}) + 412.4$$

De enthalpie waarden in punt 2 liggen opvallend dicht bij elkaar. Figuur 89 geeft duidelijk aan hoe dit komt. De zwarte lijnen zijn die van de koelcyclus met een drukverhoging van 3.5 en een isentropisch rendement van 66%. De paarse lijn is van de andere koelcyclus. Doordat er een rendements verschil is tussen beide koelcycli komt punt 2 toch nagenoeg uit in hetzelfde punt.

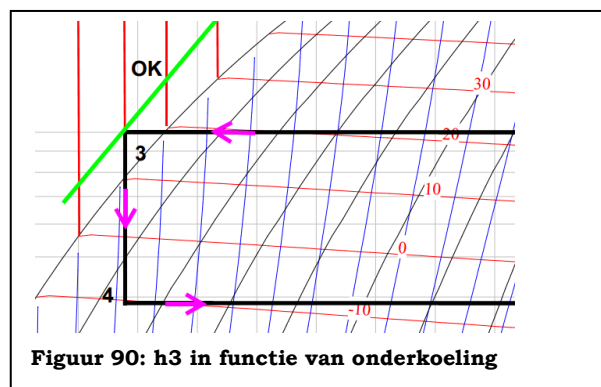


- Enthalpie in punt 3

H3 kan berekend worden aan de hand van de condensordruk en de veronderstelling dat de onderkoeling constant is. Bij 1000m³/h is de onderkoeling altijd 10K en bij 500m³/h is dit 15K. Bij de wijzing van het condensor oppervlak of lucht debiet kan de onderkoeling veranderen. In Figuur 90 geeft de groene lijn weer wat welk verloop deze functies voorstellen.

$$h_{3_{1000m^3}} = 45.17 * p_{cond}^{0.4369} + 89.36$$

$$h_{3_{500m^3}} = 46.63 * p_{cond}^{0.425} + 81.51$$



6.3 Compressor

De compressor verplaatst 16 cm³ koelgas per omwenteling, aan een toerental van 2900 omwentelingen per minuut.

$$\phi_{ideaal} = \dot{V}_{ideaal} * n = 16 * 10^{-6} \text{ m}^3 * \frac{2900 \text{ omw}}{60 \text{ sec}} = 0.773 * 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Het ideale massadebiet is de vermenigvuldiging van het volumedebiet met de massadichtheid van het te verplaatsen koelgas. De massadichtheid van het koelgas is sterk afhankelijk van de verdamperdruk en de oververhitting.

$$\dot{m}_{ideaal} = \phi_{ideaal} * \rho = \frac{\phi_{ideaal}}{v}$$

Het werkelijke massa en volume debiet zal lager liggen vanwege van de volumetrische efficiëntie.

$$\dot{m}_{werkelijk} = \dot{m}_{ideaal} * \eta_{vol}$$

6.3.1 Volumetrisch rendement

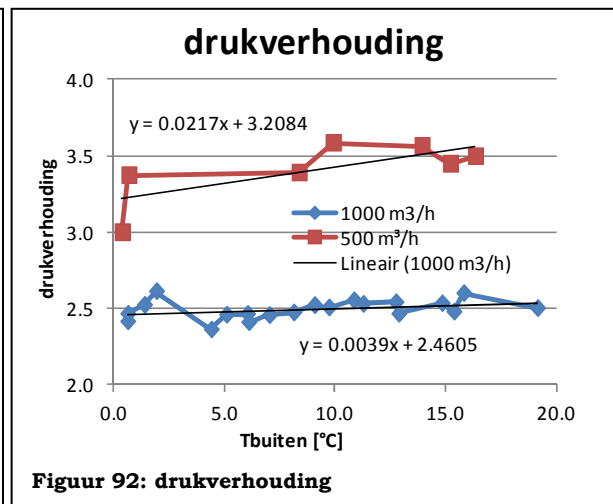
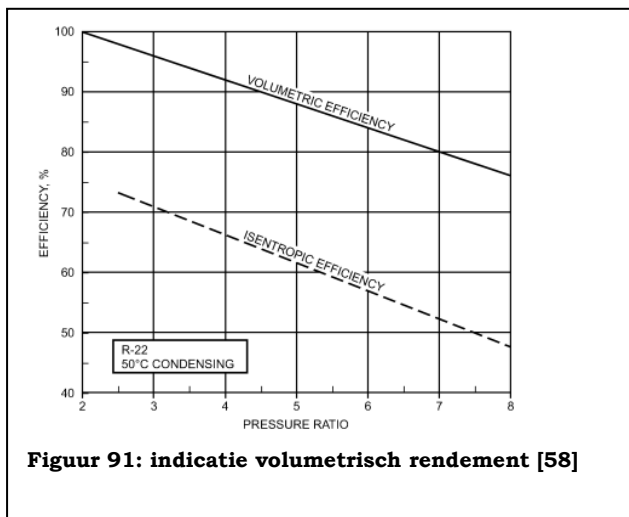
In Figuur 91 is te zien dat het volumetrisch rendement enkel afhankelijk is van de drukverhouding tussen condensor en verdamper druk.

In de compressiekamer van de rotatiecilinder is er altijd een beetje dode ruimte waarin er restgas blijft na de compressie. Dit gas zal terug expanderen bij het aanzuigen van nieuw zuiggas. Hoe groter het drukverschil is tussen dit resterende stukje persgas en nieuw aan te zuigen gas zal er meer aanzuigruimte verloren gaan wat zich uit in een lager volumetrisch rendement.

Uit de technische gegevens van de compressor weten we dat bij een drukverhouding (PR) van 3,8 er een volumetrisch rendement is van 0.95.

Uit Figuur 92 blijkt dat de drukverhouding bij 1000m³/h 2.5 is en bij 500m³/h is dit 3.5.

Deze drukverhoudingen zijn lager dan die van de technische gegevens dus mag er veronderstelt dat de compressor een minimum volumetrisch rendement heeft van 95%.

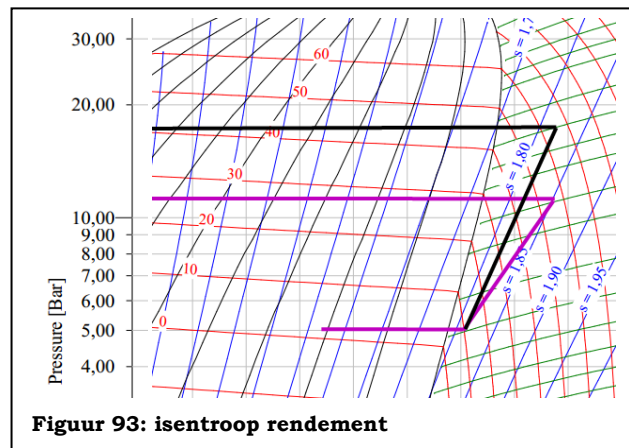


6.3.2 Isentroop rendement

Figuur 91 toont dat het isentropisch rendement afneemt met een stijgend drukverhouding. De metingen tonen echter het omgekeerde aan: PR=2.5 isentroop rendement 66% en PR=3.5 een rendement van 78%.

Figuur 93 geeft een voorbeeld weer van de meetresultaten waarin de exacte meetpunten zijn uitgezet van persgas, drukken en oververhitting. De paarse lijn is 1000 m³/h en de zwarte lijn is 500 m³/h. Aan de helling van lijnen is duidelijk te zien dat zwarte lijn steiler is en dus ook een hoger rendement heeft.

Let wel dit rendement het inwendige isentroop rendement terwijl de grafiek in Figuur 91 het totaal isentroop rendement weergeeft.



De meetresultaten geven aan dat de geleverde inwendige compressie arbeid 470 Watt is bij PR=2.5 en 500 Watt bij PR=3.5. Dit geeft toch aan dat de compressor wel degelijk meer arbeid moet verrichten bij een hogere druk verhouding.

Uit de meetresultaten valt echter geen verklaring op te maken hoe het komt dat het isentroop rendement hoger ligt bij een hogere drukverhouding.

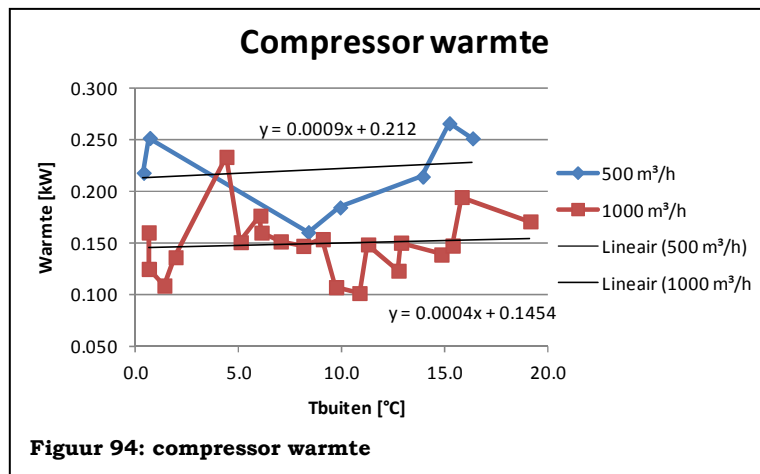
6.3.3 Warmte afgifte

De compressor neemt een elektrisch vermogen op en zet dit om in een nuttig koelvermogen en warmteafgifte:

$$P_{comp_el} = P_{inwendig_isentrop} + \dot{Q}_{comp_warmteafgifte}$$

Het nuttig koelvermogen kan bepaald worden uit koelcyclus, Figuur 82, door de enthalpie in de punten 1 en 2.

$$P_{inwendig} = \dot{m}_{werkelijk} * (h_2 - h_1)$$



Figuur 94: compressor warmte

- Afgegeven warmte

De compressor geeft een bepaalde hoeveelheid warmte af. Deze hoeveelheid energie is het verschil tussen het opgenomen elektrische vermogen en het geleverde nuttige koelvermogen.

$$\dot{Q}_{comp_afgegeven} = P_{comp_el} - P_{comp_nuttig}$$

Met de gemeten gegevens kan er via Coolpack h1, h2 en V1 bepaald worden. Door deze waarden in te vullen in de onderstaande formule wordt het nuttige vermogen berekend.

$$P_{comp_nuttig} = \frac{\phi_{ideaal}}{v} * \eta_{vol} * (h_2 - h_1)$$

De compressor geeft bij 1000 m³/h een warmte af van 150W en bij 500 m³/h, 220W. Volgens de berekening in 5.7 is een getal wat aannemelijk is.

6.4 WW model

De warmtewisselaar heeft een effectiviteit van 66% bij niet condenserende toestand. Voor de buitenluchtcondities worden de gegevens uit de VDI 4710 in Essen gevolgd.

- Invloed warmte compressor

De compressor geeft een zekere hoeveelheid warmte af aan de ingaande lucht in de WW. Het is belangrijk om na te gaan welke invloed dit heeft op het model van de warmtewisselaar.

Figuur 95 geeft de vermogens berekend via de software van de WW. De juistheid hiervan is geverifieerd in 5.6.

Bij 1000m³/h is de warmte 0.15kW en bij 500 m³/h is de warmte 0.22 kW.

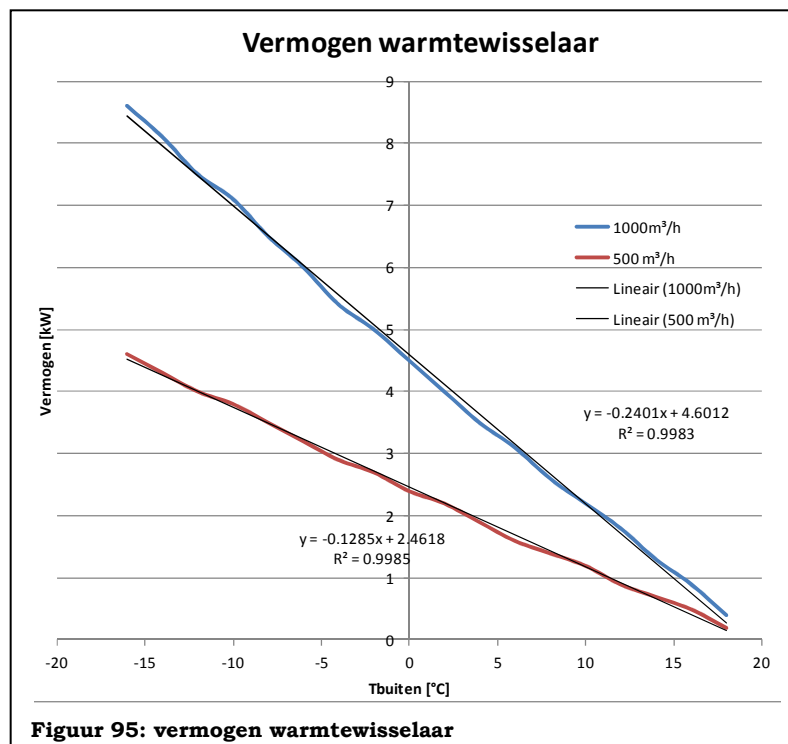
De lucht wordt bij deze vermogens telkens opgewarmd tot 20,5°C en 39% of 21.3°C en 37%

Dit extra toegevoegde vermogen wordt voor 66% uitgewisseld in de warmtewisselaar.

Dus de extract lucht warmt 0.22 kW extra op tussen 5.0 en 5.1. In de warmtewisselaar wordt die 0.22 kW voor 66% overgedragen naar de supply lucht.

- Model

- 500 m³/h: $P_{supply} = -0.1285 * T_{buiten} + 2.4618 + 0.66 * 0.22$
 $P_{extract} = -0.1285 * T_{buiten} + 2.4618 - 0.66 * 0.22$
- 1000 m³/h: $P_{supply} = -0.2401 * T_{buiten} + 4.6012 + 0.66 * 0.15$
 $P_{extract} = -0.2401 * T_{buiten} + 4.6012 - 0.66 * 0.15$



6.5 Condensor

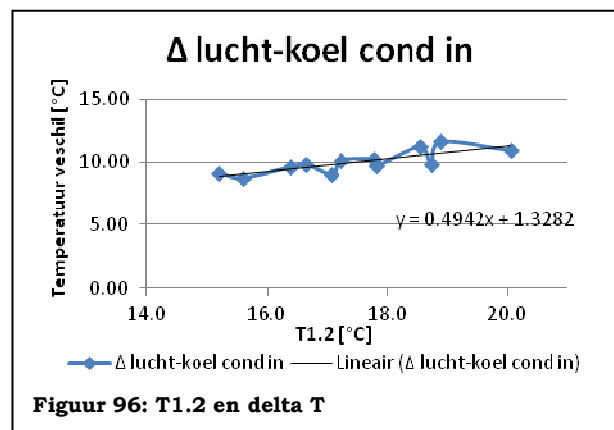
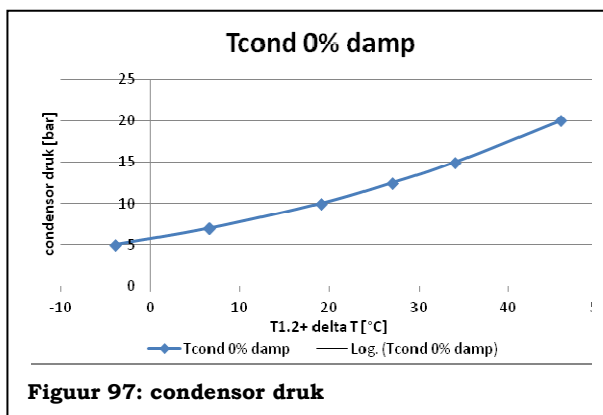
In dit deel wordt het model gemaakt van de condensor zodat de opwarming van de lucht kan berekend worden en zo de luchtcondities van SUP of punt 2 gekend zijn.

Om het uiteindelijke vermogen van de condensor te kunnen bereken zijn er verschillende stappen nodig. Eerst moet het temperatuurverschil gekend zijn tussen de lucht en het koudemiddel. Waarbij de temperatuur van het koudemiddel op de plaats van gesatureerde vloeistof wordt genomen. Daarna kan de condensordruk bepaald worden aan de hand van de temperatuur van het koudemiddel.

- 1000m³/h

Aan de hand van het WW model wordt de lucht berekend in punt 1.2 vlak na de WW. Het temperatuurverschil tussen de ingaande lucht in de condensor en het koelgas bij saturatie, 3 ligt tussen de 9-11K. Via dit temperatuurverschil kan de temperatuur van het koudemiddel bij 0% gas berekend worden.

$$\Delta T_{cond_in} = 0.4942 * T_{1.2} + 1.3282$$



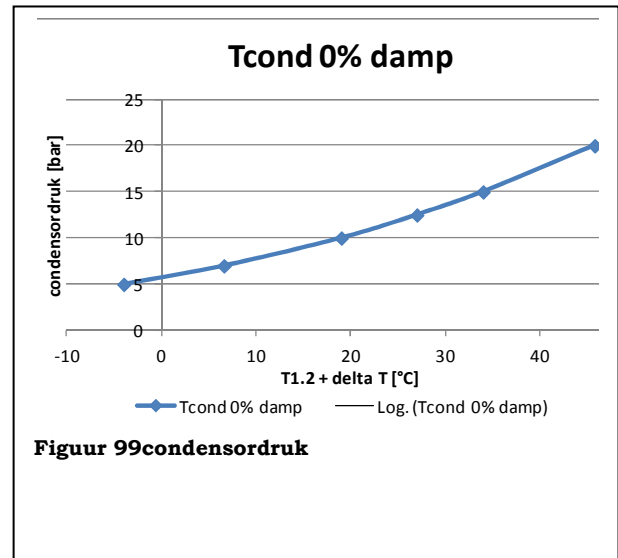
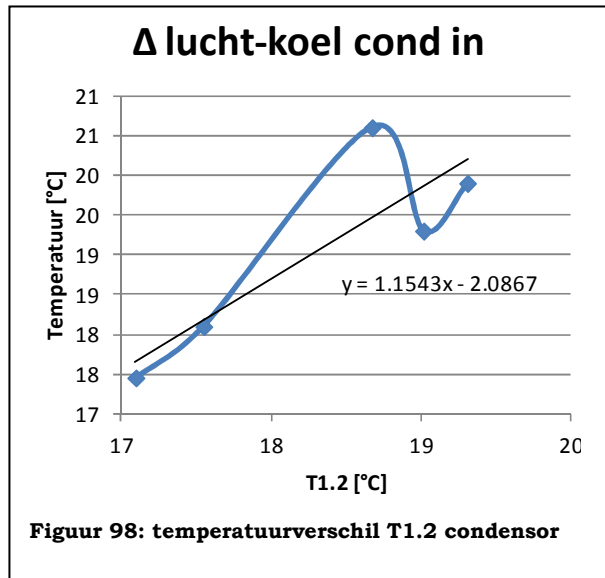
Via de temperatuur van het koudemiddel kan de condensordruk worden berekend:

$$p_{cond} = 0.003128 * (T_{1.2} + \Delta T_{cond_in})^2 + 0.1705 * (T_{1.2} + \Delta T_{cond_in}) + 5.632$$

- 500m³/h

Het temperatuurverschil tussen de ingaande lucht in de condensor en het koelgas bij 0%gas, 3 ligt tussen de 17-20K.

$$\Delta T_{cond_in} = 1.1543 * T_{1.2} - 2.0867$$



Via dit temperatuurverschil kan de temperatuur van de koelvloeistof in bij 0% gas berekend worden. Via deze temperatuur kan er bepaald worden wat de condensor druk is.

$$p_{cond} = 0.003128 * (T_{1.2} + \Delta T_{cond_in})^2 + 0.1705 * (T_{1.2} + \Delta T_{cond_in}) + 5.632$$

6.6 Samenvatting model

- 1000m³/h en 500 m³/h

Het massadebiet van de koelcyclus:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{werkelijk}} &= \frac{0.773 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{v} * 0.95 \\ v_1 &= 0.229 * p_{\text{verd}}^{-0.9249} - 0.002662 \\ P_{\text{comp_nuttig}} &= \dot{m}_{\text{werkelijk}} * (h_2 - h_1) \\ h_1 &= 15.928 * \ln(p_{\text{verd}}) + 393.8 \\ h_2 &= 16.571 * \ln(p_{\text{cond}}) + 412.4\end{aligned}$$

OH=5K

- 1000 m³/h

Warmteverlies compressor: 150 W

PR=2.5

$$\begin{aligned}P_{\text{supply}} &= -0.2401 * T_{\text{buiten}} + 4.6012 + 0.66 * 0.15 \\ P_{\text{extract}} &= -0.2401 * T_{\text{buiten}} + 4.6012 - 0.66 * 0.15 \\ \Delta T_{\text{cond_in}} &= 0.4942 * T_{1.2} + 1.3282 \\ p_{\text{cond}} &= 0.003128 * (T_{1.2} + \Delta T_{\text{cond_in}})^2 + 0.1705 * (T_{1.2} + \Delta T_{\text{cond_in}}) + 5.632 \\ h_3 &= 45.17 * p_{\text{cond}}^{0.4369} + 89.36\end{aligned}$$

- 500 m³/h

Warmteverlies compressor: 220 W

PR=3.5

$$\begin{aligned}P_{\text{supply}} &= -0.1285 * T_{\text{buiten}} + 2.4618 + 0.66 * 0.22 \\ P_{\text{extract}} &= -0.1285 * T_{\text{buiten}} + 2.4618 - 0.66 * 0.22 \\ \Delta T_{\text{cond_in}} &= 1.1543 * T_{1.2} - 2.0867 \\ p_{\text{cond}} &= 0.003128 * (T_{1.2} + \Delta T_{\text{cond_in}})^2 + 0.1705 * (T_{1.2} + \Delta T_{\text{cond_in}}) + 5.632 \\ h_3 &= 46.63 * p_{\text{cond}}^{0.425} + 81.51\end{aligned}$$

6.7 Model afwijking

- 1000m³/h

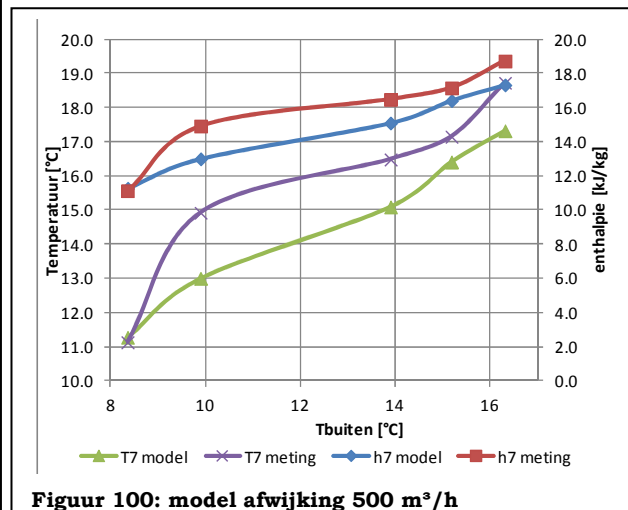
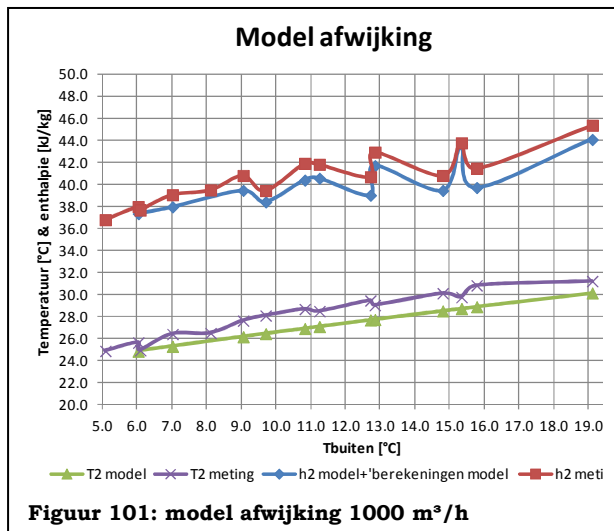
Figuur 101 geeft de afwijking van het model voor de opgewarmde lucht in punt 2.

Er is een absolute fout op van gemiddeld 1.5°C lager dan gemeten. Voor de enthalpie is er met een model 1.2 kJ/kg_{dl} minder dan gemeten of relatief gezien een fout van 3%

- 500 m³/h

Figuur 100 geeft de afwijking van het model voor de opgewarmde lucht in punt 2.

Er is een absolute fout op van gemiddeld 2.5°C lager dan gemeten. Voor de enthalpie is er met een model 2.3 kJ/kg_{dl} minder dan gemeten of relatief gezien een fout van 5%.



Het model is gebaseerd op de metingen, die gelimiteerd zijn tot Tbuiten = 0°C.

Hierdoor wordt er geen rekening gehouden, zoals al eerder geschreven, met condensatie bij de verdamper of het aanvriezen + ontdooien van de verdamper.

Bij aanvriezen zijn de prestaties wat minder, maar dat kan gecompenseerd worden doordat het model al onder de meetwaarden zit.

Uiteindelijk geeft dit model een indicatie voor 60% van het stookseizoen of 40% van de stookenergie.

6.8 Besluit

Het model geeft een vrij accurate voorspelling van de prestaties van het prototype. Er zijn wel enkele beperkingen die niet uit het oog mogen verloren worden. Het model is gebaseerd op de metingen, die gelimiteerd zijn tot Tbuiten = 0°C en kwalitatieve metingen tot Tbuiten 6°C en binnen 20°C.

Hoofdstuk 7 Prestatie berekeningen

In dit deel wordt er berekend wat het verwarmingsvermogen, COP en seizoensprestatie is. Deze berekeningen gebeuren volgens de norm NBN EN 14825. Er zijn 3 type situatie waarin een vergelijking wordt gemaakt met diverse producten en technologieën. Het eerste geval dient om een vergelijking te maken met ventilatie systemen van het type A, B en C. Het tweede geval is om een vergelijking te maken met een ventilatietoestel type D met 80%WTW. Het laatste geval dient om een vergelijking te maken met een lucht-lucht warmtepomp.

7.1 NBN EN 14825

Europa heeft alle fabrikanten opgelegd om via de norm NBN EN 14825 de seizoensprestatie van hun airconditioner of warmtepomp te berekenen;

De SCOP of seizoensprestatie wordt berekend voor een gemiddelde klimaatomgeving. De bijhorende referentie ontwerp temperatuur $T_{designh}$ is: -10°C en $T_{nb_buiten} = -11^{\circ}\text{C}$ en $T_{binnen} = 20^{\circ}\text{C}$

7.1.1 Deellast condities in verwarmingsmodus

De $T_{bivalent} = 2^{\circ}\text{C}$ of lager en $T_{bivalent}$ staat voor de temperatuur waarop het apparaat nog 100% van zijn verwarmingsvermogen kan halen.

De deellast condities om de SCOP te bepalen met volgende tabel

	A	Buitenlucht droge bol (natte bol) temperatuur	Binnenlucht droge bol temperatuur
	Deel last verhouding	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
A	$(-7-16)/(T_{designh}-16)$	-7(-8)	20
B	$(2-16)/(T_{designh}-16)$	2(1)	20
C	$(7-16)/(T_{designh}-16)$	7(6)	20
D	$(12-16)/(T_{designh}-16)$	12(11)	20
E	$(TOL-16)/(T_{designh}-16)$	TOL	20
F	$(T_{bivalent}-16)/(T_{designh}-16)$	$T_{bivalent}$	20

7.1.2 Berekening SCOP

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}}$$

Met Q_H referentie jaarlijkse energie vraag in kWh en Q_{HE} het jaarlijkse energieverbruik in kWh.

$$Q_H = P_{designh} * H_{HE}$$

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} * P_{TO} + H_{SB} * P_{SB} + H_{CK} * P_{CK} + H_{OFF} * P_{OFF}$$

H zijn het aantal uren, TO=thermostaat uit, SB=stand-by, CK=crankcase heater mode, OFF= uit.

- SCOPon

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * Ph(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{bin}(T_j)} + elbu(T_j) \right)}$$

- SCOPnet

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j * (Ph(T_j) - elbu(T_j))}{\sum_{j=1}^n h_j * \left(\frac{Ph(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{bin}(T_j)} \right)}$$

Het verwarmingsvermogen van het gebouw, $Ph(T_j)$ is de vermenigvuldiging van het ontwerp verwarmingsvermogen (maximaal) met de deellast verhouding.

Alle $COP_{bin}(T_j)$ waarden kunnen bepaald worden door de interpolatie van de 6 meet reeksen A, B, C, D, E, F.

Elektrische back-up verwarming heeft altijd een COP van 1. Indien een warmtepomp niet werkt vanaf een bepaalde TOL(minimale werking temperatuur) dan heeft de warmtepomp een vermogen van 0kW.

- **Berekening van $COP_{bin}(T_j)$**

Als de verwarmingscapaciteit van het apparaat kleiner is dan het vereiste vermogen moet de COP_d waarde gebruikt worden. Anders dient de $COP_{bin}(T_j)$ gebruikt te worden en die dient als volgt berekend te worden.

$$COP_{bin}(T_j) = COP_d * (1 - Cd * (1 - Cru))$$

Met COP_d die bij de corresponderende afgeleverde vermogen van het apparaat.

Cd de degradatie coëfficiënt.

Cru is de capaciteit ratio.

$$Cru = \frac{Ph}{Pd} = \frac{\text{warmte vraag}}{\text{warmte productie}}$$

Voor cd is er een bepalingmethode maar bij ontstentenis mag 0.25 genomen worden.

Tabel 27: Tabel met werkingsuren

j	T_j		j	T_j	
#	°C	h _{jA}	#	°C	h _{jA}
21	-10	1	34	3	357
22	-9	25	35	4	356
23	-8	23	36	5	303
24	-7	24	37	6	330
25	-6	27	38	7	326
26	-5	68	39	8	348
27	-4	91	40	9	335
28	-3	89	41	10	315
29	-2	165	42	11	215
30	-1	173	43	12	169
31	0	240	44	13	151
32	1	280	45	14	105
33	2	320	46	15	74

7.2 EPB

In de EPB dient er een COP ingevuld te worden en op basis van dit COP wordt de verdere E-punten berekening gebaseerd. Ook het rendement van de warmtewisselaar van het ventilatiesysteem dient ingegeven te worden.

- COPtest

De opgelegde test omstandigheden voor het bepalen van de COPtest .

Zowel het thermische vermogen (TV) als het elektrische vermogen (EV), en dus ook de COP, van een bepaald type warmtepomp variëren in de loop van het verwarmingsseizoen en zelfs van ogenblik tot ogenblik. De invloed van die variaties worden ingerekend door middel van de correctiefactoren in de formule van de SPF (sezoensprestatiefactor). In de EPB is vastgelegd bij welke test omstandigheden de prestatiecoëfficiënt (COPtest) van de warmtepomp moet worden bepaald.

De meting van COPtest moet gebeuren conform (zo nodig een gepaste combinatie van) de testmethoden vastgelegd in NBN EN 14511 en/of NBN EN 15879-1 of de condities in Figuur 102.

Warmtebron	Warmteafgiftemedium	test-omstandigheden
op basis van tabel 3 in NBN EN 14511-2		
alleen afgevoerde lucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	alleen buitenlucht, met gebruik van een warmteterugwinapparaat	A2/A20
waarin: A lucht als medium (air). Het cijfer erna is de droge bol inlaattemperatuur, in °C; B intermediaire vloeistof (brine). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper, in °C; W water als medium (water). Het cijfer erna is de inlaattemperatuur in de verdamper of de uitlaattemperatuur aan de condensor, in °C.		

Figuur 102: SPF condities EPB

$$SPF = f_{\theta} * f_{\Delta\theta} * f_{pumps} * f_{AHU} * COP_{test}$$

$f_{\theta}, f_{\Delta\theta}, f_{pumps}$ = Correctiefactor enkel voor warmtetransport met water

f_{AHU} = Correctiefactor voor het verschil in luchtdebiet bij ontwerp en het luchtdebiet bij de test

COPtest: ventilator vermogen niet meetellen.

- Energie prestatie ventilatiesysteem

$$\eta_{hr,test} = \eta_{test} * f_{at,AHU} * f_{at,duct} * f_{insul,duct} * f_{ae} * f_{reg,vent} \geq 75\%$$

η_{test} = testrendement van de WTW volgens de EPB en norm NBN EN 308.

$f_{at,AHU}$ = correctiefactor luchtdichtheid toestel

$f_{at,duct}$ = correctiefactor luchtdichtheid kanalen

$f_{insul,duct}$ = correctiefactor voor isolatie van de kanalen

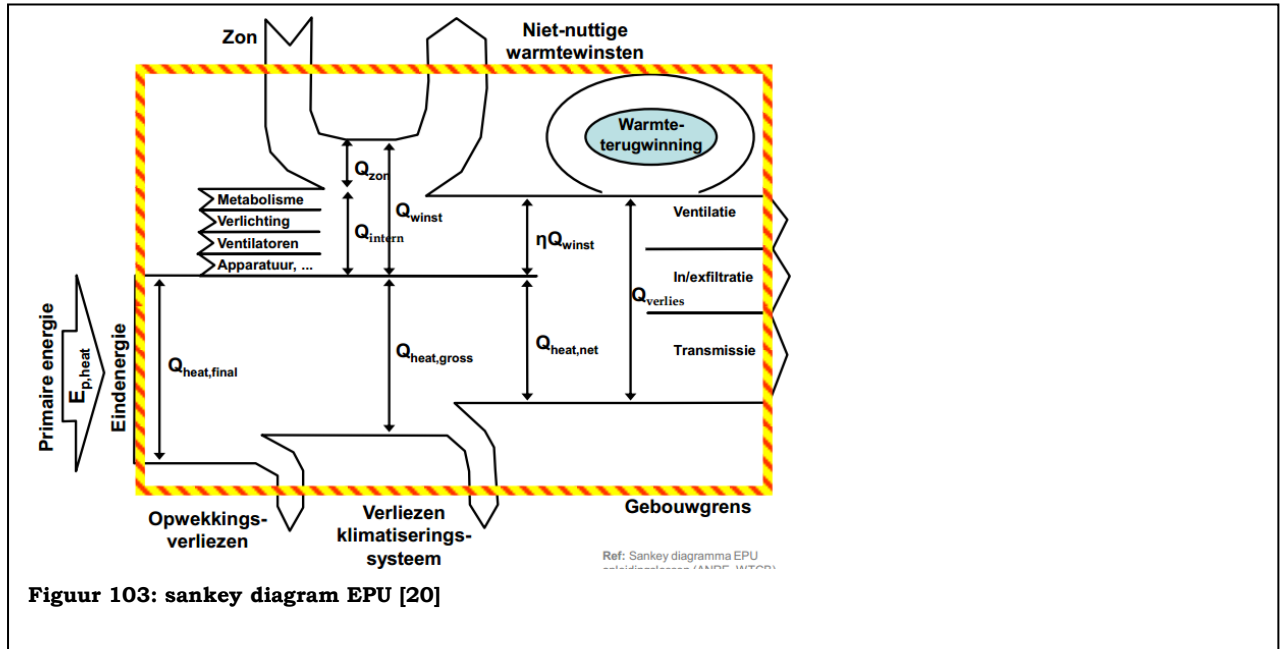
f_{ae} = correctiefactor aerolische inregeling

$f_{reg,vent}$ = correctiefactor voor de snelheidsregeling van de ventilator

7.3 Berekening principes

7.3.1 Verwarming en ventilatie

Een huis verliest warmte door transmissie en ventilatie, dat is duidelijk te zien in Figuur 103: sankey diagram EPU.



Het totale warmteverlies kan berekend worden volgens deze formule, beschreven in de norm NBN EN 12831.

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}$$

Het deel warmteverlies voor de ventilatie, $\Phi_{V,i}$, kan met dit prototype beïnvloedt worden.

- Ventilatie verliezen

Het ventilatie verlies kan als volgt berekend worden:

$$\Phi_{V,i} = \dot{m} * c_p * (T_{binnen} - T_{buiten})$$

Voor een ventilatiedebiet van 1000m³/h geeft dit een warmteverlies van:

$$\Phi_{V,i} = 0.349 * (20^\circ\text{C} - T_{buiten}) \text{ [kW]}$$

Voor 500m³/h is dit:

$$\Phi_{V,i} = 0.174 * (20^\circ\text{C} - T_{buiten}) \text{ [kW]}$$

- Pendelen

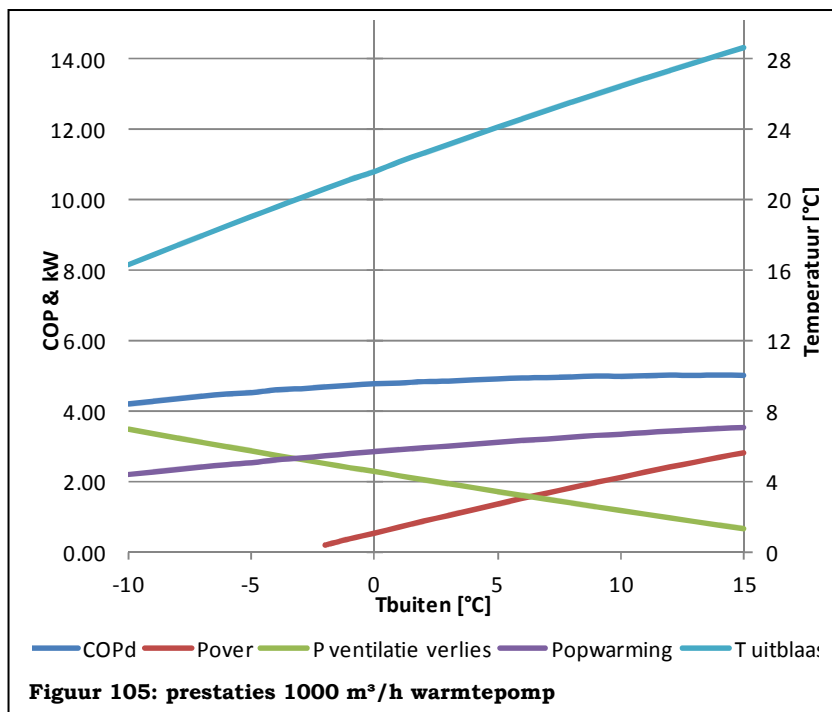
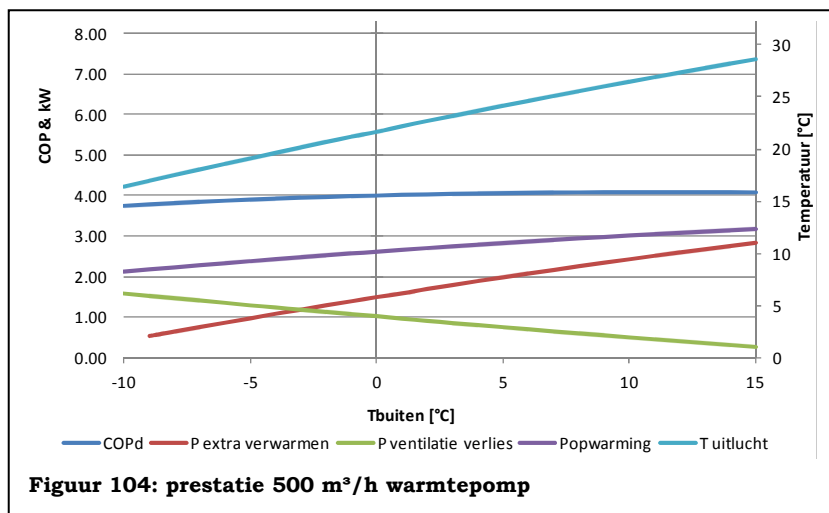
Er wordt ook een berekening gedaan waarin $Cru=1$, dit betekend dat de warmtepomp niet cyclisch zal aan- en uitschakelen als er meer vermogen wordt geproduceerd dan nodig. Het te leveren vermogen wordt namelijk berekend op het ventilatie verlies, het vermogen wat extra wordt geleverd zal vaak nuttig gebruikt kunnen worden om de transmissie verliezen te compenseren.

7.3.2 Prestaties

Op de huidige ventilatiemarkt is er de keuze tussen 4 ventilatietypes. Het is belangrijk om een eerlijk vergelijk te kunnen maken met deze verschillende systemen. Daarom worden de prestaties op 3 verschillende manieren berekend. Iedere berekeningswijze staat toe om een vergelijk te maken met een ander type ventilatie. Dit Tabel 28 geeft een samenvatting van de seizoensprestaties van het prototype bekeken als andere type toestellen.

- Prestatie warmtepomp

In het prototype zit een warmtepomp, de Figuur 104 en Figuur 105 geven de prestaties van de warmtepomp. In de grafieken staan het ventilatieverlies vermogen, COP, vermogen condensor en het vermogen dat er meer word geleverd dan nodig is om het ventilatie verlies te compenseren. Als laatste is ook de lijn te zien van hoe warm de afgeblazen lucht is.



- 100% ventilatie verlies, vergelijking met type A, B, C

In deze prestatieberekening wordt de warmtewisselaar en de warmtepomp als 1 geheel gezien. Het vermogen dat in de warmtewisselaar word teruggewonnen word samengeteld met de warmte afgegeven door de condensor. De berekening van het COP gebeurt met het volledige opgenomen elektrisch vermogen, dus ook de ventilatoren.

- Prestaties als type D met 80% WTW

Dit is een speciale manier om de prestaties te berekenen. Er wordt namelijk een vergelijk gemaakt met een ventilatiesysteem D met 80% WTW. Het prototype bevat een warmtewisselaar die slechts voor 65% WTW. De rest van het vermogen wordt geleverd door de warmtepomp. Het ontbrekende stuk van 65% naar 80% energierecuperatie wordt afgetrokken van het warmtepomp verwarmingsvermogen. Met het overblijvende gedeelte van het vermogen wordt de prestatie berekend.

$$\Phi_{V,i} = \Phi_{WTW\ 80\%} + \Phi_{prim\ verw} = \Phi_{WTW\ 65\%} + \Phi_{wtp} - \Phi_{WTW\ 80\%} - \Phi_{verw_over}$$

- Overzicht

De resultaten in Tabel 28 laten duidelijk zien dat het prototype goede prestaties levert. Voor de seizoenprestaties haalt het prototype altijd waarden boven de 2.9 tot zelfs 8.3

Tabel 28: samenvatting prestaties

		1000m³/h	500m³/h
100% ventilatieverlies	SCOP	7.9	5.6
	SCOP met Cru=1	8.3	6.3
80% WTW	SCOP	3.1	2.9
	SCOP met Cru=1	3.5	3.6
warmtepomp	SCOP	4.4	3.3
	SCOP met Cru=1	4.8	4.0
EPB	COPtest	4.86	4

De prestatie verschillen tussen de werking met 500 m³/h en 1000 m³/h zijn niet al te groot. Het SCOP kan afhankelijk van het type vergelijking 0.5 tot 2 verschillen. Dit valt te verklaren doordat de warmtepomp voor 500 m³/h minder efficiënt werk omdat er ook minder luchtafvoer is. Het resultaat is dat de lucht meer wordt afgekoeld en lager is in temperatuur. Zolang deze temperatuur boven de buitenlucht blijft zal de COP echter beter blijven dan een lucht-lucht warmtepomp, zie 7.4.

In het prototype zit een warmtepomp, hiervan kan de prestatie berekend worden zoals iedere warmtepomp. Er wordt een SCOP behaald van 3.3 tot 4.8, dit toont aan dat het een warmtepomp is die zeer goed presteert.

De prestaties berekend volgens de methode met 100% ventilatieverlies maakt een prestatie berekening ten opzichte van het ventilatiesysteem A/B/C. Hierbij wordt een SCOP van 5.6 tot 8.3 behaald. Wat een uiterst hoge waarde is.

De vergelijking met een ventilatiesysteem D met 80% WTW levert heel wat lagere prestaties op. Namelijk een SCOP tussen de 2.9 en 3.5. Toch blijft het prototype in dit vergelijk energiezuiniger dan het systeem D in combinatie met een gas of stookolie ketel. Meer uitleg volgt in 7.4.

Als laatste de prestatie volgens de EPB. De EPB eist een SPF van 2.9 of 4 afhankelijk of het een renovatie is of nieuwbouw. Het prototype haalt een maximale SPF van 4 tot 4.86, dit kan lager uitvallen door eventuele correctie factoren in de EPB. Hierdoor voldoet het prototype aan de EPB eis en kan er een aanzienlijke E punten vermindering zijn.

7.3.3 Besluit

Het prototype is bij 500 m³/h in staat om bijna heel het stookseizoen de ventilatieverliezen te compenseren. Voor 1000 m³/h is het compenseren van de ventilatieverliezen beperkt tot een buitentemperatuur van -4°C. In beide gevallen word een heel groot deel van het seizoen er extra verwarmingsvermogen geleverd en dus ook een inblaas temperatuur van +20°C. Deze hoge temperatuur verhoogt het comfort gevoel en word gecombineerd met een zuinige seizoensprestatie.

7.4 Energetische besparing

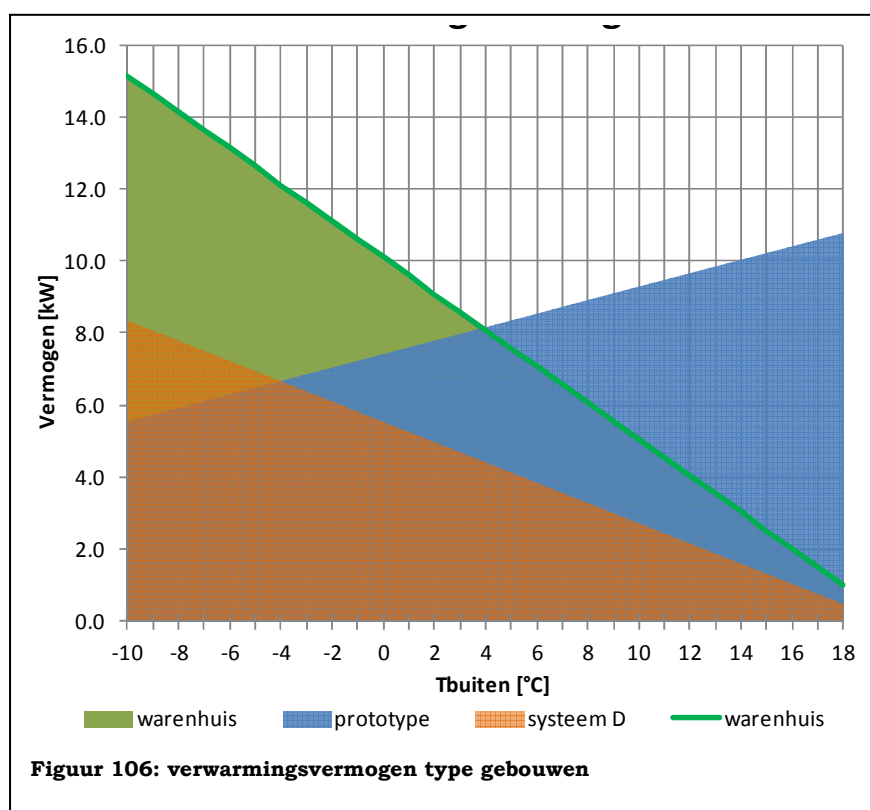
In dit deel worden de prestaties in primair energieverbruik vergeleken. Dit wordt gedaan voor diverse combinaties:

- Ventileren: ventilatie type A, B, C en type D en prototype
- Ventilatie debieten: enkel 1000 m³/h
- Primaire verwarming: gas, lucht-lucht warmtepomp
- Type woningen: huis, kantoor, warenhuis, hotel

Het ontwerp van de gebouwen is terug te vinden in Bijlage L. Er is rekening gehouden met de huidige EPB eisen.

• Verwarmingenergie

In Figuur 106 zijn alle nodige verwarmingsvermogens in functie van de buitentemperatuur te zien. Het blauwe gebied, waarvan de bovenrand het geleverde vermogen van het prototype is, laat zien hoeveel verwarmingsvermogen er ten opzichte van het nodige vermogen kan geleverd worden. Het gele gebied doet hetzelfde maar dan voor het ventilatiesysteem D met 80% WTW.



Tabel 29 toont de ontwerp vermogens voor de verschillende gebouwen. Er is ook uitgerekend hoeveel energie dat zou zijn volgens het seizoensmodel van de VDI4710 in Essen, zie 2.5.

Let wel, infiltratie en ex-filtratie verliezen worden niet meegerekend.

Tabel 29: verwarmingsvermogen en energie per gebouw

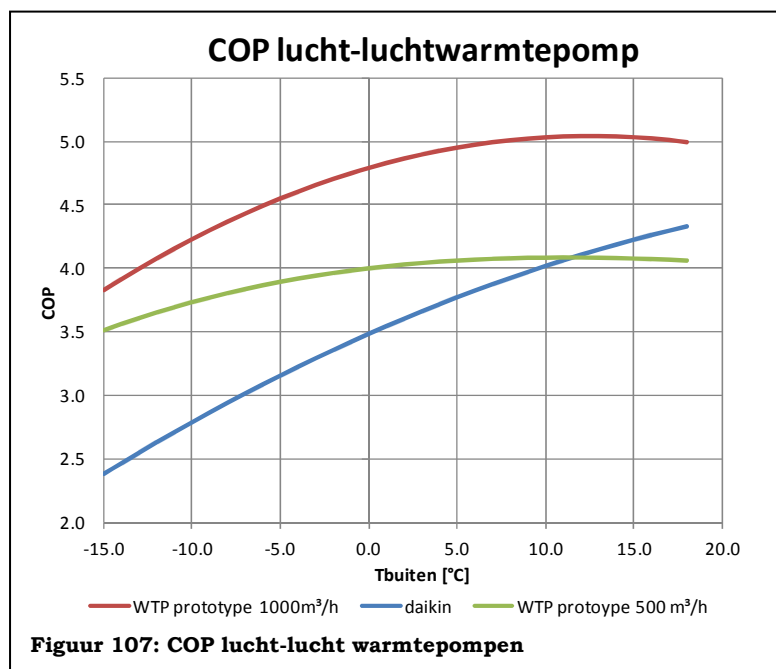
	Woning	Kantoor	Warenhuis	Hotel
Max Ventilatie verlies kW	10.5			
kWh	31380			
Max Transmissie verlies kW	11.3	13.4	4.8	9.3
kWh	28370	33650	12070	23390
K-peil	K41	K41	K40	K34

In deze energieanalyse wordt het energieverbruik omgerekend naar primair energieverbruik. Primaire energie wordt gedefinieerd als: de energie die nodig is aan de bron om het uiteindelijk energiegebruik te dekken. Dit betekent dat bijvoorbeeld voor een gebruik van 1 kWh elektriciteit aan de bron liefst 2,5 kWh energie nodig is. Er gaat immers energie verloren tijdens de omzetting naar elektriciteit, tijdens transport, etc.... Voor gas en stookolie is dat bijvoorbeeld 1,08 kWh.

De omzettingcoëfficiënt voor elektriciteit is 2.5 en die voor gas en stookolie met 1.06 waarmee rekening wordt gehouden met de gehele installatie verliezen.

De warmtepomp in het prototype wordt ook vergeleken met een lucht-lucht warmtepomp van Daikin die nagenoeg hetzelfde vermogen levert. Het referentie model is: FFQ25C + RXS25K. Dit toestel heeft een SCOP van 4.12 en een nominaal verwarmingsvermogen van 3.2 kW. Figuur 107 toont de COP waardes van beide warmtepompen.

Om het primaire energieverbruik te berekenen worden volgende formules gebruikt:



Figuur 107: COP lucht-lucht warmtepompen

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{verw}} &= Q_{\text{transmissie}} + Q_{\text{ventilatie}} \\
 Q_{\text{prototype}} &= Q_{65\% \text{ WTW}} + Q_{\text{warmtepomp}} \\
 Q_{\text{prim_gas}} &= \frac{Q_{\text{verw}}}{\eta} \\
 Q_{\text{prim}}(\text{prototype} + \text{gas}) &= \frac{Q_{\text{verw}} - Q_{\text{prototype}}}{\eta} + \frac{Q_{\text{prototype}}}{\text{COP} * 0.4} * Cru \\
 Q_{\text{prim}}(\text{D } 80\% \text{ WTW} + \text{gas}) &= \frac{Q_{\text{verw}} - Q_{80\% \text{ WTW}}}{\eta} \\
 Q_{\text{prim}}(\text{WTP prototype}) &= \frac{Q_{\text{WTP_prototype}}}{\text{COP} * 0.4} \\
 Q_{\text{prim}}(\text{daikin}) &= \frac{Q_{\text{WTP}}}{\text{COP} * 0.4}
 \end{aligned}$$

De COP bij de vergelijkingen tussen A/B/C tenopzichte van D is verschillend. Dit komt omdat in de vergelijking met type D het ventilator vermogen niet wordt meegeteld. In de berekeningen is hier rekening mee gehouden maar in Figuur 108 staat het gemiddeld primair energieverbruik van het prototype in de 2 situaties.

		Woning	Kantoor	Warenhuis	Hotel
Type A/B/C + gasverwarming	P gasketel [kW]	21.6	23.7	15.2	19.7
	Prim E [kWh]	62900	68500	45700	57600
Type D 80% WTW + gasverwarming	P gasketel [kW]	13.3	15.4	6.8	11.3
	Prim E [kWh]	36700	42000	19500	31500
Prototype + gasverwarming	P gasketel [kW]	16.1	18.2	9.6	14.1
	P prototype/gas	70%	65%	89%	75%
	Prim E [kWh]	31500	37000	16000	27000
Vermindering primaire energie	A/B/C vs prototype	47%	44%	61%	51%
	D vs prototype	17%	16%	21%	19%
Warmtepomp	Prim E Prototype [kWh]	10500			
	Prim E Daikin [kWh]	13500			
	Minder Prim E	22%			

Figuur 108: vergelijking energieprestaties gebouwen

Figuur 108 toont alle benodigde ketelvermogens, verbruik van primaire energie en de besparing op primaire energie. De betekenis van al deze getallen wordt wat verder verduidelijkt.

- Verwarmingsvermogen

Het te installeren verwarmingsvermogen, genoteerd als $P_{gasketel}$, kan binnen deze analyse als eender welk type warmte opwekker gezien worden. Bij de ventilatietypes A/B/C moet het verwarmingsvermogen zo ontworpen worden dat alle warmteverliezen kunnen worden gecompenseerd. Terwijl bij systeem D met 80%WTW en het prototype er warmte wordt teruggewonnen, waardoor dit vermogen al heel wat kleiner kan zijn.

80% WTW geeft een daling van 35-55% terwijl dat met het prototype 25-37% is. Dit verschil komt doordat er een kleinere passieve warmteterugwinning van 66% is. Het voordeel van beide systemen is dat er een kleinere hoofdverwarming kan geïnstalleerd worden. Dit verlaagt de installatiekost en verhoogt normaliter ook het systeem rendement.

Doordat prototype aan passieve en actieve warmterecuperatie doet, kan er heel wat meer vermogen geleverd worden en instaan voor de verwarmingsbehoeften. In Figuur 106 is dat duidelijk te zien waar het blauwe gebied andere lijnen overstijgt. Uit de berekening blijkt dat het prototype voor 65 tot 90% van de verwarmingenergie op zich kan nemen. Dit heeft dan ook een hele impact op het primaire energieverbruik. Er is nog steeds een hoofdverwarmingssysteem nodig.

- Verlaging primair energieverbruik

Bij deze berekening wordt er gerekend met gas/stookolie. Zowel het ventilatiesysteem D en het prototype zorgt voor heel wat vermindering van primair energieverbruik. Het prototype zorgt in beide situaties voor de grootste besparing. Ten opzichte van type A/B/C is er een besparing van 40 tot 60%, in vergelijking met systeem D is de besparing wat minder maar toch nog 15-20%.

- Warmtepomp

Deze vergelijking richt zich op hoe goed de warmtepomp van het prototype functioneert. Het prototype is wat energiezuiniger met een SCOP van 4.4-4.8 tegenover 4.13. Indien beide warmtepompen hetzelfde vermogen leveren verbruikt het prototype 22% minder primaire energie. Dit resultaat mag voor geen enkel ander vergelijk dienen. De vergelijking met andere warmtepompen wordt bewust niet uitgebreid omdat er enorm veel diversiteit is binnen de markt en er op het vlak van investeringskost veel kan verschillen.

Het valt in het algemeen op dat hoe beter de gebouwisolatie is de warmteterugwinning des te meer potentieel krijgt.

7.5 Besluit

Het model wordt opgesteld uit de meetresultaten, met $T_{\text{binnen}}=20^{\circ}\text{C}$, met een buitentemperatuur tussen de 6°C en 18°C . Aan de hand van de meetresultaten tussen de 0°C en de 6°C kan er nagegaan worden of het model ongeveer dezelfde resultaten oplevert. In dit bereik kan er juistheid controle gedaan worden omdat de binnentemperatuur niet gelijk was aan 20°C .

De model berekeningen hebben een fout van 2°C naar onder en een energetische fout van 5% naar onder.

Uit de uitgebreide prestatieanalyse, waarin een vergelijking wordt gemaakt tussen het prototype en de ventilatiesystemen A, B, C, D. Blijkt dat het prototype voor $1000\text{ m}^3/\text{h}$ goede seizoensprestaties behaalt. In nagenoeg ieder vergelijk is het prototype zuiniger in energieverbruik dan dat de andere ventilatiesystemen worden gecombineerd met een gas of stookolie installatie.

De energetische analyse bevestigt deze resultaten ook. Het prototype kan voor een primaire energie besparing zorgen van 16% tot 90%.

De warmtepomp in het prototype in vergelijking met een lucht-lucht warmtepomp verbruikt zelfs 20% minder primaire energie.

Zowel het testen en het maken van het model is gebeurd voor $1000\text{ m}^3/\text{h}$, wat het nominaal debiet is, en voor $500\text{ m}^3/\text{h}$. Dit heeft als doel om na te gaan of er een prestatie verbetering of verslechtering is afhankelijk van het luchtdebiet. De prestaties liggen wat lager, dit wordt verder onderzocht in Hoofdstuk 8. De prestatie vermindering is echter niet zo slecht dat het toestel niet in dit regime mag werken. Toch zeker in de vergelijking met de Daikin warmtepomp, zie Figuur 107.

In de probleemstelling was er de vraag hoeveel warmteverlies het prototype kan voorkomen en of dit toestel in staat is om ook te verwarmen. Het is niet de doelstelling om het prototype zo te ontwerpen dat er verwarmd kan worden, maar er kan wel een antwoord gegeven worden op de vraag.

Voor een deel van het stookseizoen is het prototype in staat om de ventilatieverliezen volledig te compenseren en zelfs te verwarmen. Maar toch zal er nog extra verwarmingen moeten voorzien worden, afhankelijk van het warmteverlies van het gebouw, om voldoende warmte te kunnen produceren.

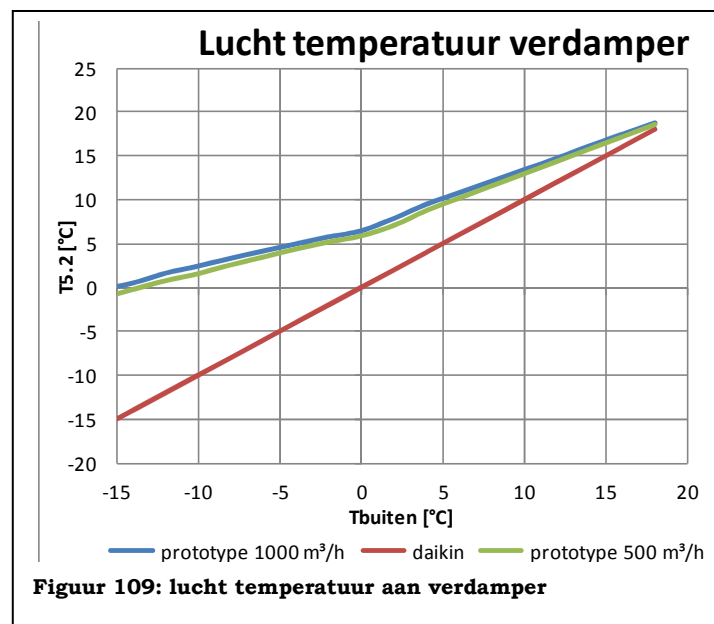
Hoofdstuk 8 Verbeteringen Prototype

8.1 Compressor

Uit de prestatieanalyse van Hoofdstuk 7 vallen er 2 dingen op. Het terugvallen van het vermogen van de warmtepomp bij lage temperaturen en de mindere prestaties bij een lager ventilatiedebiet.

- Terugvallen vermogen

In Figuur 104 en Figuur 105 laat de paarse lijn zien hoe het geleverde vermogen van de warmtepomp terugvalt bij lagere temperaturen. De terugval in het vermogen met 33% is kleiner dan die bij de lucht-lucht warmtepomp waar dit 45% is. Dit komt, zoals in Figuur 109 te zien is, omdat de verdamper altijd lucht krijgt van een voldoende hoge temperatuur, namelijk boven de -1°C . Bij warmtepompen waarvan de verdamper buitenstaat, is de lucht de directe buitenlucht.



Figuur 109: lucht temperatuur aan verdamper

Een oplossing voor dit fenomeen is een compressor met debietregeling of frequentiesturing. Hierdoor kan de compressor bij lage buitentemperaturen op hoger vermogen of toerental werken en zo het geleverde verwarmingsvermogen op trekken.

Voor het koudemiddel R407C zijn er echter geen compressoren met een debietregeling rond de $2.78\text{m}^3/\text{h}$. Het overstappen naar een ander koudemiddel, zoals R134A, geeft de mogelijkheid om een compressor met frequentieregeling te gebruiken.

- Minder efficiënt bij 500 m³/h

Bij een ventilatiedebiet van $500\text{ m}^3/\text{h}$ haalt de warmtepomp een lagere COP. Hier zijn enkele effecten die zorgen voor de slechtere werking:

- Verdamper en condensor: er is minder lucht om warmte uit te halen en aan af te geven. Hierdoor zijn de temperatuurverschillen tussen de lucht en koudemiddel groter. Dit zorgt voor een groter drukverschil.
- Afkoeling compressor: De compressor krijgt minder luchtstroom om af te koelen. Dit heeft het effect dat het koudemiddel in de compressor heter wordt aan zowel de zuigzijde en perszijde. Hierdoor neemt het isentropisch rendement af.
- Groter drukverschil: bij een groter drukverschil moet de compressor harder werken. Hierdoor neemt het volumetrisch rendement en ook het isentropisch rendement af.

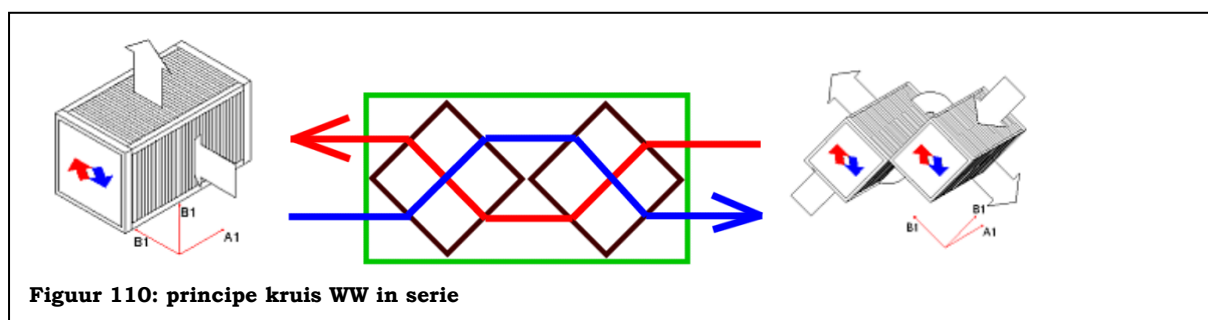
De oplossing hiervoor zou een kleinere compressor zijn. Er is dan minder massadebiet waardoor er minder vermogen uit de lucht wordt gehaald of afgegeven, waardoor het temperatuurverschil tussen lucht en koudemiddel afneemt, de drukverhouding daalt en het COP weer beter wordt.

8.2 Warmtewisselaar

In de EPB databank kunnen alle erkende ventilatietoestellen type D opgezocht worden met de erkende WTW rendementen. Voor de toestellen tussen de 500 en 1000 m³/h hebben de concurrenten een WTW in het bereik van 70-80%. De huidig gebruikte kruiswarmtewisselaar heeft een rendement van 66%, dat ligt duidelijk onder deze van de markt. Het is, om concurrentieel te zijn, nodig een WW te zoeken die een gelijkwaardig of hoger rendement heeft aan een eerlijke prijs. Dit wordt verder onderzocht.

8.2.1 Kruisstroom

Kruiswarmtewisselaars halen geen grote rendementen boven 80% tenzij er een toestel wordt gemaakt dat buiten proporties is. Een eenvoudigere manier om aan de hand van kruiswarmtewisselaar toch boven een rendement van 75% te komen is door er 2 in serie te plaatsen.



Tabel 30: kruisWW

	Enkele klein	Enkele groot	dubbele
Hoogte	600mm	900mm	850mm
Lengte	1040mm	710mm	1040mm
Diepte	600mm	900mm	1700mm
Effectiviteit	78%	83%	96,5%
Prijs	360€	850€	762€

8.2.2 Warmtewiel

Een warmtewiel heeft enkele voordelen, maar ook heel wat belangrijke nadelen

- Voordelen

Warmte+vocht overdracht

Uitwisselingsrendement regelbaar door draaisnelheid

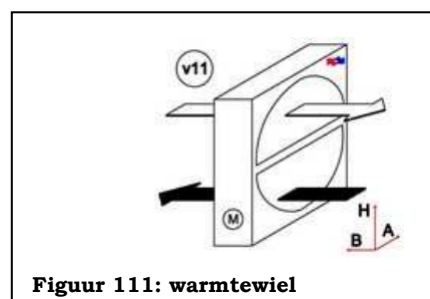
- Nadelen

Elektriciteitsverbruik, 40 Watt

Luchtlekken

Tabel 31: aanbod warmtewielen

	Klein wiel	Groot wiel
Hoogte	700mm	1000mm
Lengte	700mm	1000mm
Diepte	290mm	290mm
Effectiviteit	75%	80%
Vocht ratio	66%	72%
Prijs	2000 €	2300 €



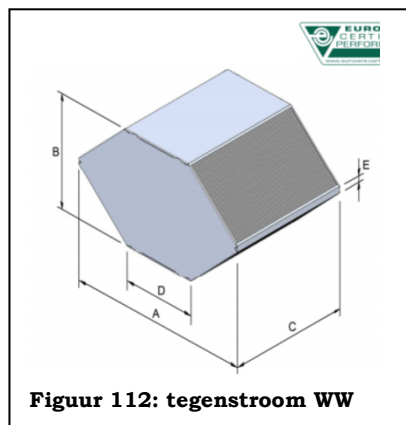
Grote modellen bestaan ook maar die hebben dan veel te grote afmetingen.

8.2.3 Counterflow

Een counterflow is een zeer populair type warmtewisselaar op de markt. Dit is logisch omdat het een compact product is dat hoge WTW rendementen haalt voor een lage prijs.

Tabel 32: aanbod tegenstroom WW

	Groot	klein
Hoogte	815mm	674 mm
Lengte	1040mm	900 mm
Diepte	1000mm	500 mm
Effectiviteit	90%	85%
Prijs	760 €	317 €



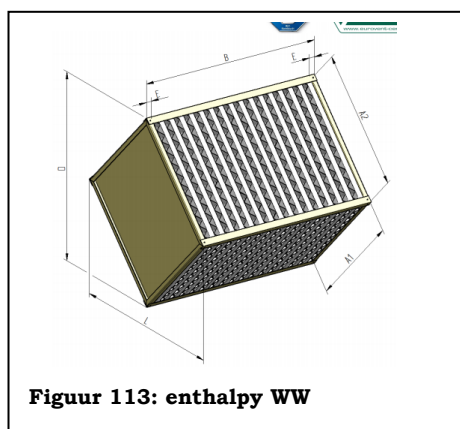
Figuur 112: tegenstroom WW

8.2.4 Enthalpy WW

De enthalpy WW is een product dat op dezelfde manier werkt als de kruis WW. Het verschil is dat de scheidingswand tussen de 2 luchtstromen uit een materiaal bestaat waardoor er vocht of latente warmte kan worden overgedragen.

Tabel 33: aanbod enthalpy warmtewisselaars

Hoogte	1010 mm	750 mm
Lengte	1010 mm	750 mm
Diepte	1000 mm	500 mm
Effectiviteit	88%	77%
Prijs	7600 €	1600 €



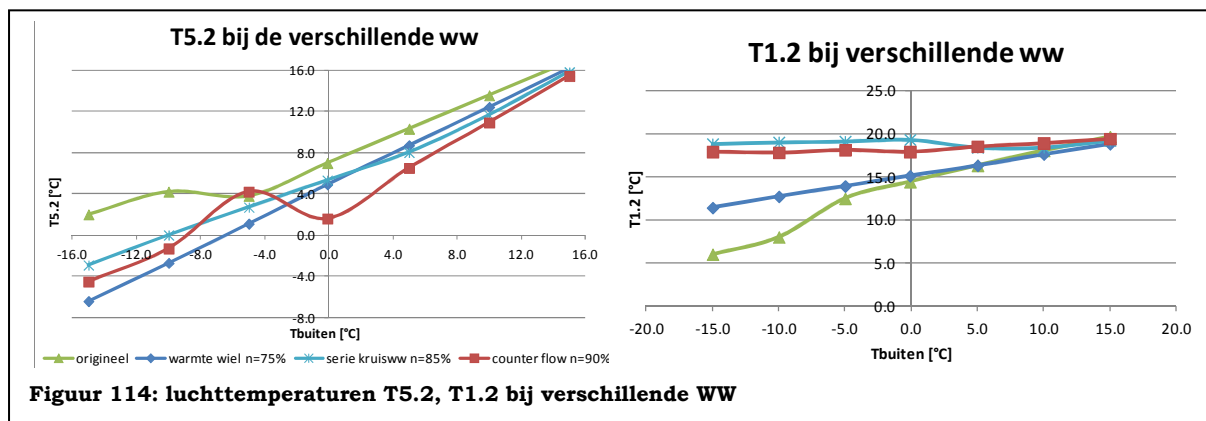
Figuur 113: enthalpy WW

8.2.5 Besluit

Tabel 34 geeft de samenvatting van alle warmtewisselaars. Er is een warmtewisselaar die in deze vergelijking duidelijk naar voor komt. Dat is de counterflow warmtewisselaar met 85% rendement. Deze warmtewisselaar is slecht dubbel zo duur als de huidige WW en heeft nog voldoende compacte afmetingen om in een toestel in te bouwen. Dit is dus een warmtewisselaar die het best kan gebruikt worden in de volgende generatie van het prototype.

Tabel 34: samenvatting keuze WW

	η_{sens} [%]	η_{lat} [%]	Prijs €	breedte	hoogte
kruis	75	0	500	1280	360
counterflow	85	0	320	900	500
counterflow	90	0	760	1040	1000
kruis	80	0	850	1280	710
Kruis serie	85	0	1500	1700	1040
Enthalpy kruis	76	67	1600	1070	500
Wiel	75	66	2000	700	300
Wiel	80	72	2300	1000	300
Enthalpy kruis	88	81	7600	1430	1000



Figuur 114: luchttemperaturen T5.2, T1.2 bij verschillende WW

De keuze van een warmtewisselaar met een hogere WTW rendement heeft wel een nadeel:

- de lucht die naar de verdamper stroomt, T5.2 zal in temperatuur dalen;
- de lucht die naar de condensor stroomt, T1.2 zal in temperatuur stijgen.

Dit heeft een negatief effect op het efficiënt werken van de warmtepomp. Er zal namelijk een groter drukverschil zijn doordat de condensortemperatuur hoger moet liggen en de verdamper temperatuur lager komt te liggen. Hierdoor dienen de warmtepompprestaties terug opnieuw opgemeten te worden om te evalueren of deze nog voldoende goed zijn.

8.3 Verdamer en Condensor

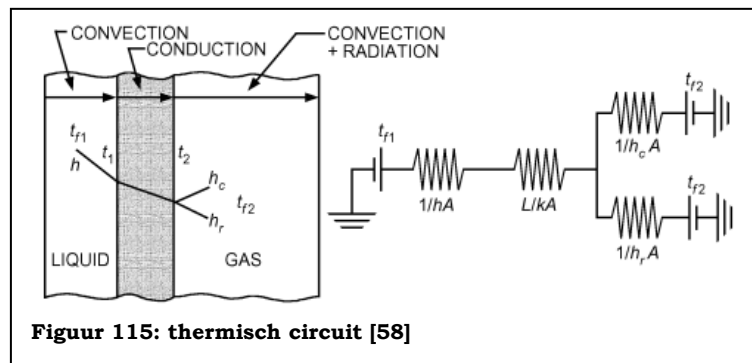
De verdamer en condensor zijn apparaten die zorgen voor een warmteoverdracht tussen het koudemiddel en de lucht. Dit is een fysisch proces dat kan geoptimaliseerd worden door het koelcircuit efficiënter te laten werken. Er wordt bestudeerd wat er kan verbeterd worden aan deze componenten en welk potentieel voordeel dit heeft.

8.3.1 Warmteoverdracht

Warmte wordt overgedragen op 3 manieren: geleiding, convectie en straling. Deze manieren werden al eerder gebruikt in Bijlage H en Bijlage J.

Bij warmtewisselaars zoals de verdamer en condensor komen deze 3 manieren ook terug. Figuur 115 geeft een equivalent schema met links het werkelijke temperatuur verloop en rechts de voorstelling aan de hand van thermische weerstanden. De 3 manieren van warmteoverdracht wordt verder onderzocht om eventuele mogelijke optimalisaties op te speuren.

- Geleiding: $Q = \frac{k \cdot (T_1 - T_2)}{L} \text{ [W/m}^2\text{]}$
- Convectie: $Q = h_c \cdot (T_1 - T_2) \text{ [W/m}^2\text{]}$
- Straling: $Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \text{ [W/m}^2\text{]}$



In alle 3 de gevallen kan de luchttemperatuur niet beïnvloed worden. Terwijl de temperatuur van het koudemiddel wel kan veranderd worden. De temperatuur van het koudemiddel verschilt best zo weinig mogelijk van de lucht voor een efficiëntere werking van de compressor en dus een betere COP. Maar dit impliceert een lagere warmteoverdracht die moet gecompenseerd worden.

Bij de geleiding kan de warmteoverdracht verbeterd worden door de factor k zo groot mogelijk en L zo klein mogelijk te maken. K is de thermische materiaal geleidbaarheid en L de materiaal dikte. Momenteel wordt er koper gebruikt en dit is 1 van de beter geleidende materialen dus hier valt niets aan te verbeteren. De wanddikte zal ook zo dun als mogelijk zijn uitgevoerd, waarbij er toch nog voldoende wandsterkte is om de drukken van het koudemiddel aan te kunnen.

Warmteoverdracht door convectie wordt gelimiteerd door h, de warmteoverdrachtcoëfficiënt. Deze factor komt voor aan beide kanten: lucht en koudemiddel. De factor h kan aan de luchtzijde geoptimaliseerd worden door verandering in luchtsnelheid, zie Bijlage H. Afhankelijk van de luchtsnelheid stijgt h, maar door te grote luchtsnelheden kan de h factor ook weer dalen. De h waarde van het koudemiddel kan ook verbeterd worden maar dit is een zeer complex fysisch proces.

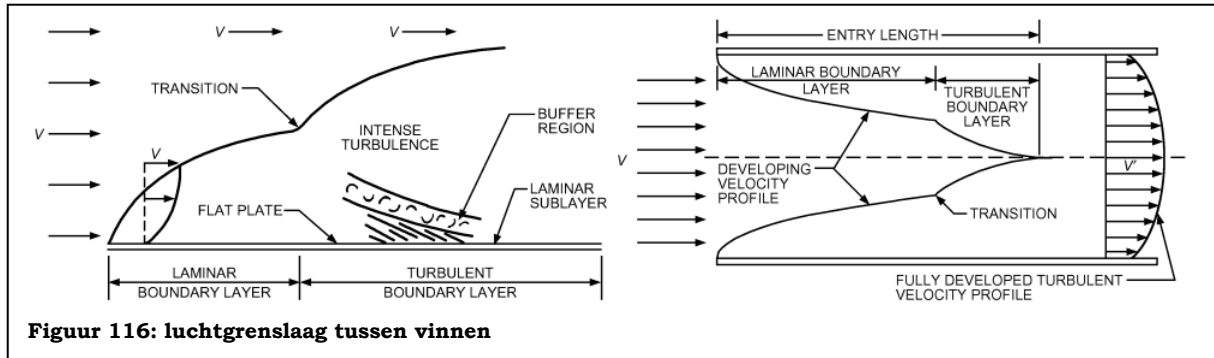
Straling vindt eigenlijk aan 2 zijden plaats, zowel de lucht als het koudemiddel. Door de kleine temperatuurverschillen is dit niet zinvol om te optimaliseren, zie Bijlage J waar er een berekening met een temperatuurverschil van 40 K wordt gedaan.

Eigenlijk vallen enkel de factor h, warmteuitwisselingsoppervlak en koudemiddel temperatuur te optimaliseren. Waarbij de factor h in deze toepassing sterk afhankelijk is van het oppervlak. Dit wordt in het volgende deel verder onderzocht.

8.3.2 Warmteoverdrachtcoëfficiënt

8.3.2.1 Lucht

Momenteel is er frontaal oppervlak van 570mm op 460 mm of 0.26m². De verdamper heeft in totaal 0.79 m² en de condensor 1.05 m².



$$\frac{\delta}{x} = \frac{4.92}{\sqrt{Re_x}}$$

Als δ klein is zal er een goede warmteoverdracht zijn, dus een hoge h . Voor een hoge luchtsnelheid is δ klein en is er een goede warmteoverdracht.

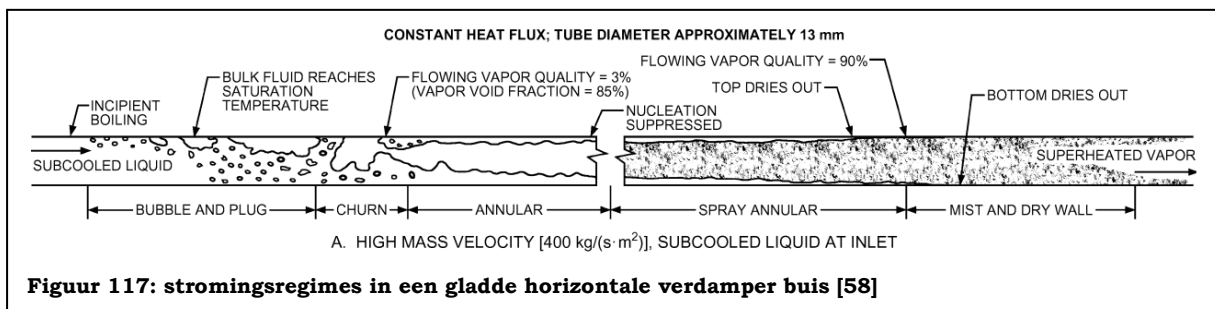
De spatie tussen de vinnen is echter 2 mm dus δ moet veel kleiner blijven dan 1 mm, anders is de doorstroming onvoldoende. In Figuur 116 is te zien hoe er zich een grenslaag opbouwt op een vin, de dikte van deze laag is beperkt door de afstand tussen de vinnen. Eens als de 2 lagen elkaar raken kan de luchtsnelheid niet meer verhogen.

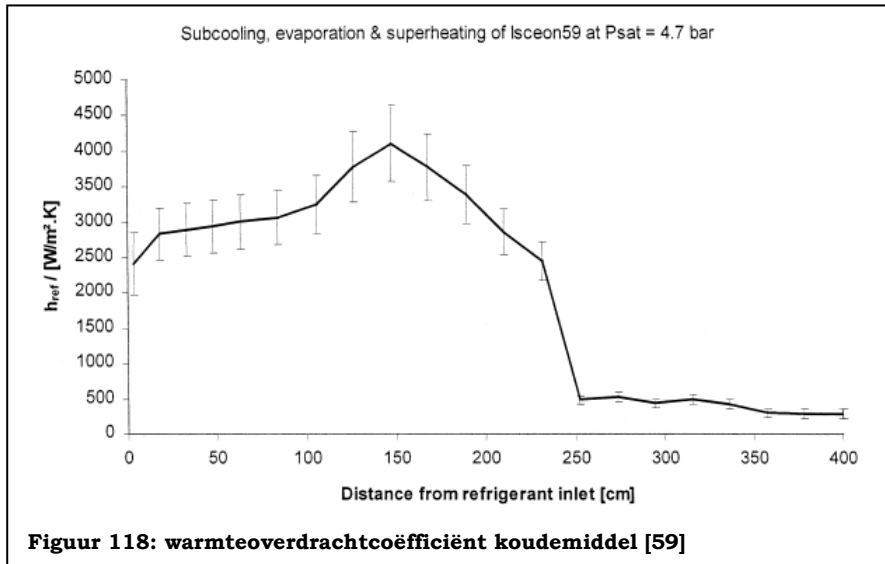
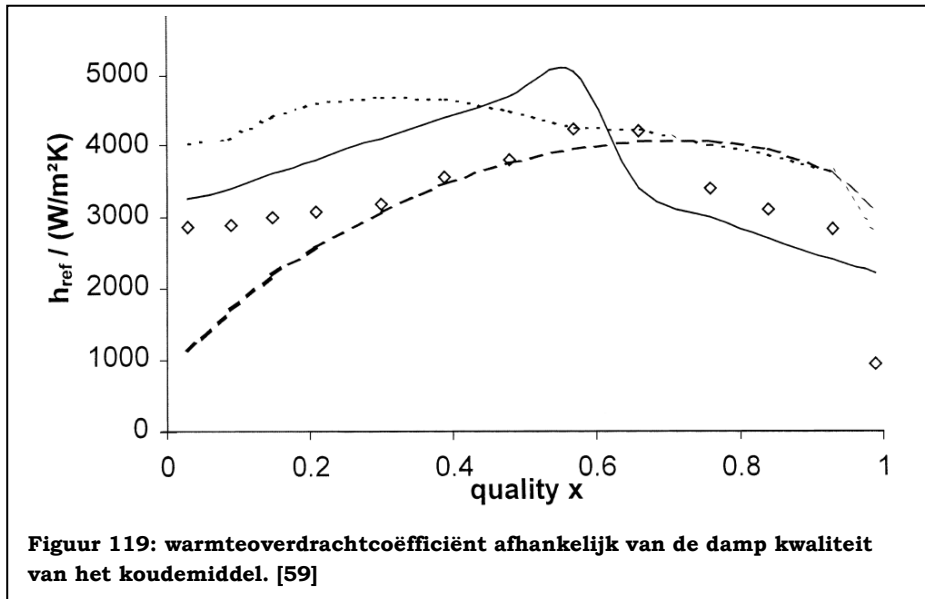
Op deze manier kan de warmteoverdrachtscoëfficiënt verlaagd worden aan de luchtzijde. Een verdere onderzoek naar de optimale luchtsnelheid wordt niet gedaan vanwege de complex bouw van de verdamper.

8.3.2.2 Koudemiddel

Het koudemiddel kan op sommige bestaan uit een 2 fasige stroming, namelijk vloeistof en gas. Dit is moeilijker om te begrijpen, onderzoeken en te berekenen dan enkel fasige stromen zoals lucht. Er zijn dan ook nog geen uitgebreide modellen om warmteoverdracht en drukval te berekenen.

2 Fasig warmtetransport wordt gekarakteriseerd door verschillende regimes, zie Figuur 117. De warmteoverdrachtcoëfficiënt, h is afhankelijk van het stromingsregime en de thermodynamische eigenschappen van zowel de vloeistof als het gas, natheid van het wandoppervlak en nog andere parameters. Figuur 118 toont de warmteoverdrachtcoëfficiënt van een koudemiddel in functie van de reeds afgelegde afstand, tijdens deze afstand gaat het koudemiddel over van vloeistof naar oververhitte damp en ondergaat de verschillende stromingsregimes. Figuur 119 toont een grafiek die aangeeft hoe de warmteoverdrachtcoëfficiënt anders afhankelijk van de kwaliteit van het vloeistof-damp mengsel.





Deze korte analyse toont dat het 2 fasig zijn van het koudemiddel de thermische analyse heel moeilijk maakt. Voor een kwalitatieve analyse te kunnen maken zou het nodig zijn om ieder kook en stromings regime afzonderlijk te behandelen. Hiervan zijn er modellen, maar er is geen zekerheid van de correlaties buiten het bereik van de testdata.

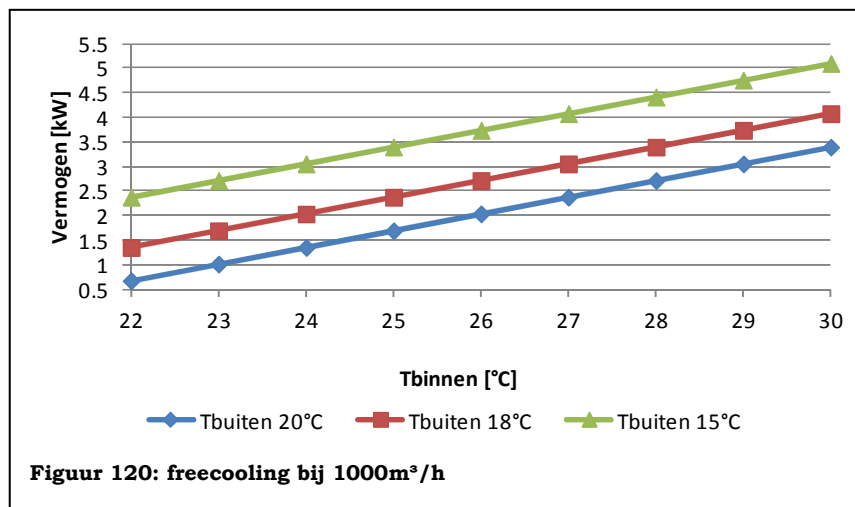
Daarom word er niet verder gegaan met het trachten op de verdamper te optimaliseren.

8.4 Bypass

Voor de EPB aangifte, het energieverbruik en het binnenklimaat dient er een bypass voorzien te worden. Deze bypass dient te voorkomen dat er nog warmte wordt uitgewisseld in de warmtewisselaar. Zo kan er frisse buitenlucht van buiten naar binnen worden geblazen als het nodig is dat de binnenlucht wordt afgekoeld. Deze situaties doen zich vooral voor in de zomer als het overdag heet is, het binnen opwarmt en het 's avonds buitenvoldoende koud word. Freecooling betekent eigenlijk de koude lucht van buiten naar binnenblazen en de warme lucht afzuigen. Het afkoelvermogen kan met de volgende formule berekend worden:

$$P_{\text{freecooling}} = \dot{m} * c_p * \Delta T = V * \rho * c_p * \Delta T$$

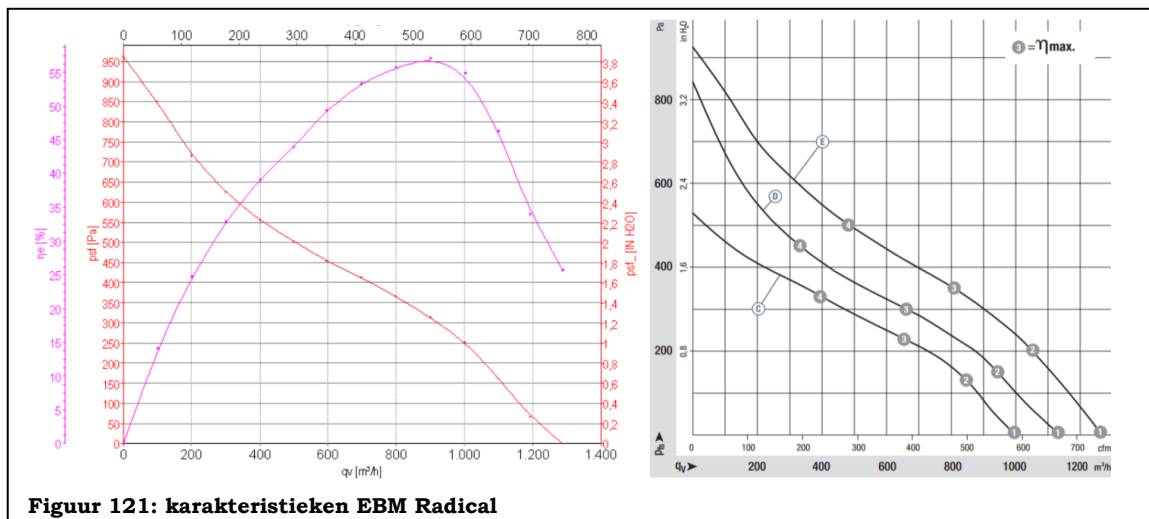
Figuur 120 geeft enkele voorbeelden van met hoeveel vermogen er kan gekoeld worden. Bijvoorbeeld als het binnen 30°C en buiten 15°C, dan kan freecooling bij 1000m³/h tot wel 5 kW afkoeling zorgen.



8.5 Ventilatoren

Momenteel worden er P.Lemmens TAC ventilatoren, met voorovergebogen schoepen gebruikt. Dit zijn ventilatoren die gebruik maken van DC-spanning en daardoor energie zuinig zijn. Maar toch zijn er ventilatoren die nog zuiniger kunnen zijn en daarboven op nog extra voordelen oplevert. Zo zijn de EBM Radical ventilatoren, die werken met achterovergebogen schoepen en ook DC-spanning, energiezuiniger. Bovendien is er veel breder bereik van ventilatiedebieten en kunnen er hogere drukken geleverd worden. Het lagere energieverbruik geeft dus ook een lagere SPF.

Als voorbeeld: bij 1000 m³/h en 300 Pa hebben deze ventilatoren slechts een SPF van 500 waar de huidige ventilatoren een SPF van 900 hebben.



8.6 Bijverwarming

Het prototype recupereert warmte en dus word de lucht maar voor een deel bijverwarmd. Hierdoor is er de mogelijkheid om de lucht nog extra bij op te warmen. Zo is het mogelijk dat er een gebouw via enkel de luchtaanvoer toch volledig in de warmtevraag kan voorzien worden.

Dit extra bijverwarmen van de lucht kan gebeuren op diverse manieren. Volgende 2 manieren zijn de meest gebruikelijke, namelijk elektrisch en een luchtwater batterij.

Energetisch gezien is elektrisch bijverwarmen enorm slecht. elektrische verwarming heeft namelijk maar een COP van 1, waardoor er per verbruikte eenheid elektrische energie 2.5 keer zoveel primaire energie nodig is.

De voorkeur gaat uit naar een luchtwater batterij, dit geeft de mogelijkheid om water met eender welk medium op te warmen. De mogelijkheden zijn: gas, stookolie, biomassa, houtkachel, zonneboiler,...

Hieronder word berekend hoeveel extra verwarmingsvermogen zo een lucht-water batterij kan leveren.

- Lucht water batterij

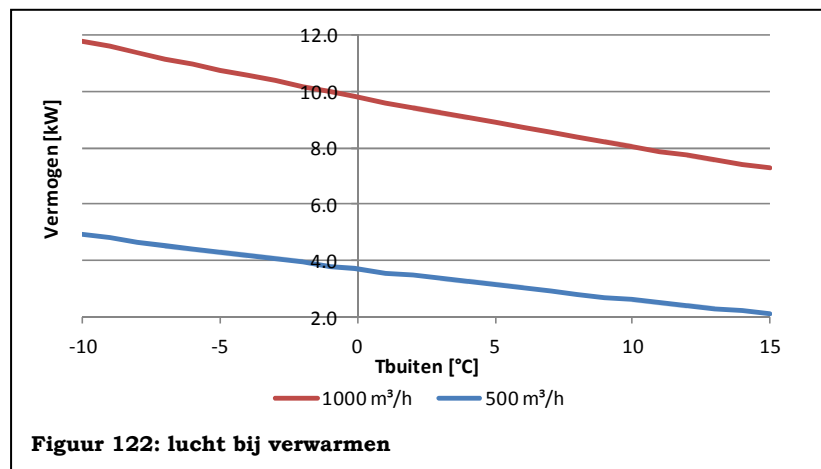
De ventilatie lucht kan extra bijverwarmd worden aan de hand van een water lucht warmtewisselaar, het water kan dan via diverse bronnen verwarmd worden.

Via deze formule kan het toe te voegen vermogen berekend worden:

$$\frac{P}{\dot{V} * \rho * c_p} + T_{SUP} = T_{inblaas\ ruimte}$$

Lucht mag maximaal tot 50°C verwarmd worden anders zal het stof in de lucht gaan verschroeien.[25]

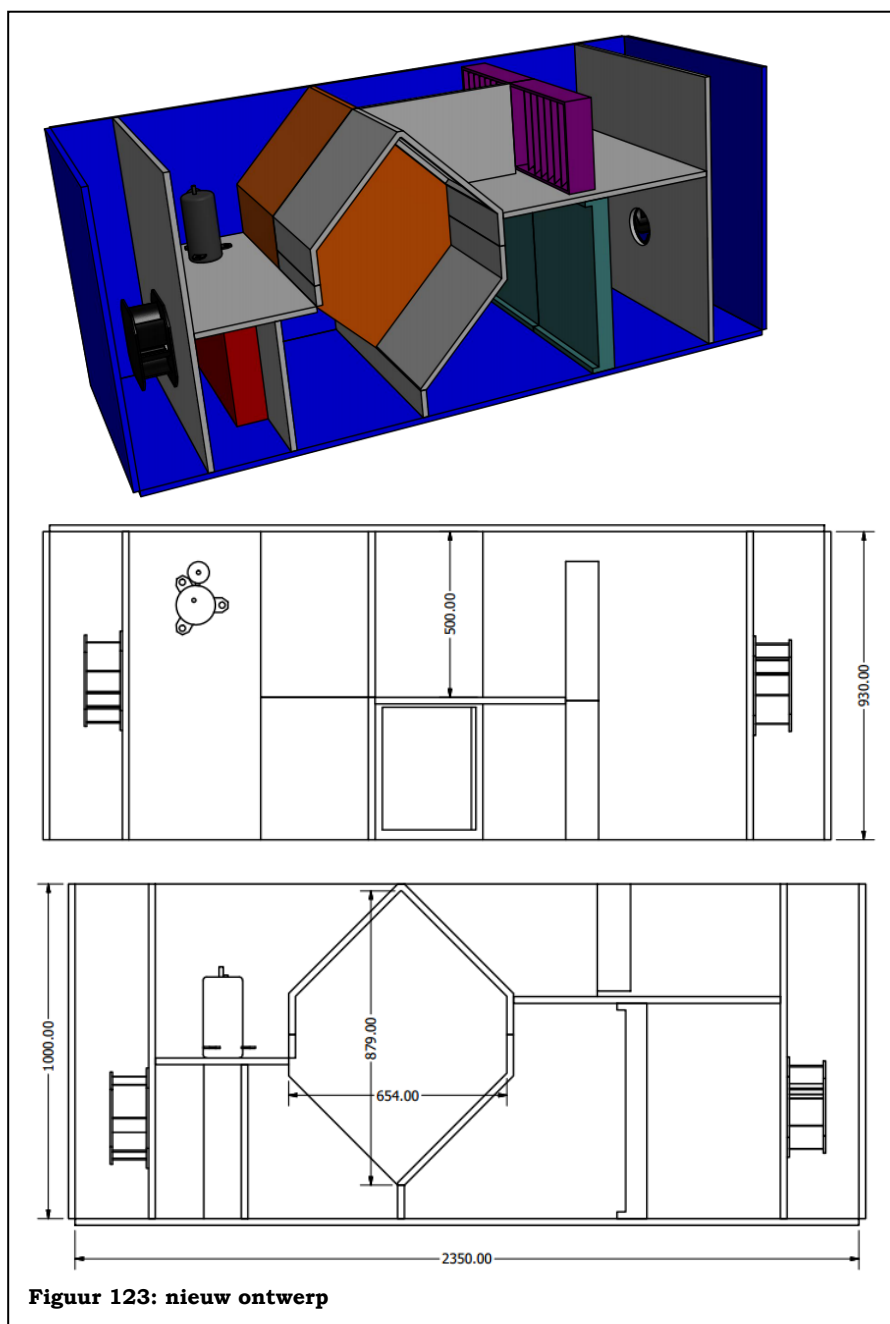
Figuur 122 toont hoeveel vermogen er kan bijverwarmd worden afhankelijk van de buitentemperatuur.



8.7 Ontwerp

Aan de hand van alle bovenstaande verbeteringen is er een nieuw ontwerp gemaakt. In Figuur 123 is dit ontwerp te zien. Hierin is er de nieuwe warmtewisselaar getekend met een bypass en ook de nieuwe ventilatoren.

Dit ontwerp biedt nog de flexibiliteit om de aansluitlocaties van de buizen te kiezen: of komt alles vanboven uit of aan de flanken in de lengte. Bij een kleine aanpassing is het ook mogelijk om de leidingen aan te sluiten aan de korte zijden van het toestel.



Hoofdstuk 9 Besluit

De literatuurstudie en de state of the art tonen aan dat het mogelijk is om een ventilatiesysteem D te combineren met een warmtepomp. In deze studies zijn zeer interessante COP's en besparingpercentages terug te vinden. Deze resultaten worden ook geverifieerd in deze masterproef door de metingen en het model.

Het prototype is ontwikkeld met een kruisstroomwarmtewisselaar, met een warmteterugwinningrendement van 66%, en een warmtepomp met een verwarmingsvermogen van ongeveer 2.5 kW. Dit prototype is getest met een ventilatiedebiet van 1000 m³/h en 500 m³/h. Tijdens het testen zijn de nodige meetgegevens verzameld. Deze meetgegevens zijn geëvalueerd en verwerkt tot bruikbare data. Vanwege de beperking in de meetopstelling en de meettoestellen wordt er een model gemaakt om zo de prestaties te kunnen berekenen. Dit model beperkt zich tot de verwarmingsmodus en houdt geen rekening met condensatie en de ontdooien cyclus van de warmtepomp.

Via het model worden de prestaties van het prototype en de warmtepomp berekend. Bij 1000m³/h, het nominaal debiet, ligt de COP tussen 4 en 5 en de SCOP tussen de 4.4 en 4.8. Als er een ventilatiedebiet is van 500 m³/h ligt de COP tussen 3.5 en 4 en de SCOP tussen de 3.3 en 4.

De energiebesparing van dit prototype wordt vergeleken met andere verwarming- en ventilatiemethoden voor verschillende typen gebouwen die voldoen aan de huidige EPB-eisen.

Het resultaat is een besparing op primaire energie van 16% tot 21% vergeleken met een ventilatietoestel type D met 80% WTW. De besparing in vergelijking met ventilatie type A, B of C ligt veel hoger namelijk tussen de 44 en 61%.

De prestaties tonen aan dat het hoofddoel van deze masterproef is bereikt, er kan op een efficiënte en zuinige manier tot 90% voorzien in de verwarming.

Aan de hand van het EPB onderzoek en de resultaten van het model is er een nieuw ontwerp gemaakt. Er kan een nieuwe warmtewisselaar van 85% geïnstalleerd worden om zo markt conform product te hebben. Dit heeft wel zijn weerslag op de prestaties van de warmtepomp, waardoor er terug onderzocht moet worden wat de prestaties zijn in de nieuwe configuratie.

Het doel van Condenscontrol om op termijn het prototype te commercialiseren is mogelijk. Alle belangrijke elementen die in dit toestel moeten voorzien worden om voldoende functionaliteit en performantie te bieden op de markt word uitvoerig besproken in deze masterproef.

Literatuurlijst

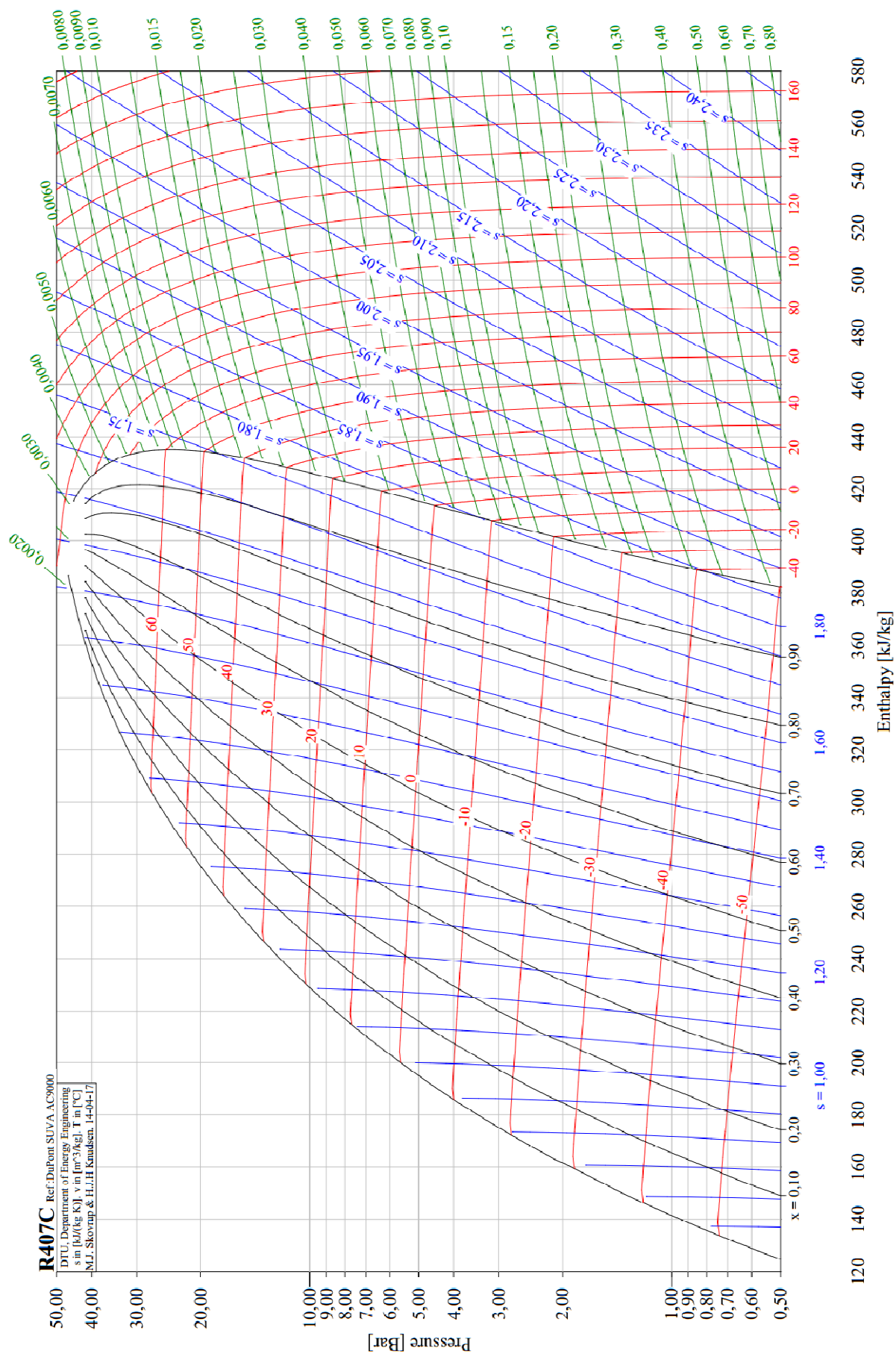
- [1] G. D. Pourcq, „Dimensionering en simulatie van het ventilatiesysteem,” Architectuur & Stedenbouw , Gent, 2007.
- [2] J. Laverge en A. Janssens, „Heat recovery ventilation operation traded off against natural and simple exhaust ventilation in europe by primary energy factor, carbon dioxide emission, household consumer price and exergy.,” Elsevier, Gent, 2012.
- [3] R. K. Calay en W. C. Wang, „A hybrid energy efficient building ventilation system,” Elsevier, Narvik Norway, 2013.
- [4] A. Nguyen, Y. Kim en Y. Shin, „Experimental study of sensible heat recovery of heat pump during heating and ventilation,” Elsevier, Korea, 2004.
- [5] A. Mardiana-Idayua en S. Riffat, „Review on heat recovery technologies for building applications,” Elsevier, 2001.
- [6] M. Braubach, D. E. Jacobs en D. Ormandy, „Environmental burden of disease associated with inadequate housing,” WHO, Europa, 2011.
- [7] S. Rosseel, „Optimalisatie van concepten voor vraaggestuurde residentiële ventilatie,” Universiteit Gent, Genu, 2008.
- [8] P. Wargocki en P. F. D.P. Wyon, „Productivity is affected by the air quality in offices,” Proceedings of Healthy Buildings, 2000.
- [9] V. e. agentschap, „energiesparen.be,” 14 11 2013. [Online]. Available: www.energiesparen.be.
- [10] T. Maier, M. Krzaczek en J. Teichman, „Comparison of physical performances of the ventilation system in low-energy residential houses,” Elsevier, Poland, 2008.
- [11] Y. E. Fouih, P. Stabat, P. Riviere, P. Hoang en V. Archambault, „Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings,” Elsevier, France, 2012.
- [12] M. Nyman en C. J. Simonson, „Life cycle assessment of residential ventilation units in a cold climate,” Elsevier, Canada, 2004.
- [13] A. Ginestet, „Air filters for balanced ventilation systems,” *Filtration + Separation*, pp. 30-34, 2013.
- [14] E. Juodis, „Extracted ventilation air heat recovery efficiency as a function of a building's thermal properties,” Elsevier, Litouwen, 2005.
- [15] C.-A. Roulet, F. heidt, F. Foradini en M.-C. Pibiri, „Real heat recovery with air handling units,” Elsevier, Zwitserland, 2001.
- [16] M. Fehrm, W. Reinert en M. Ungemach, „Exhaust air heat recovery in buildings,” Elsevier, Germany, 2001.
- [17] „epb regelgeving,” 16 11 2013. [Online]. Available: <http://www.livios.be/nl/bouwfases/duurzaam/epb-regelgeving/>.
- [18] „Energieprestatie­regelgeving (EPB) voor nieuwbouw en renovatie,” 16 11 2013. [Online]. Available: <http://www.vlaanderen.be/nl/bouwen-wonen-en-energie/energie/energienormen/energieprestatie­regelgeving-epb-voor-nieuwbouw-en-renovatie>.
- [19] WTCB, „Ventilatie van gebouwen,” 18 11 2013. [Online]. Available: <http://www.wtcbe.be/homepage/index.cfm?cat=publications&sub=infofiches&pag=42&art=1>.
- [20] epbd, „www.epbd.be,” 10 5 2014. [Online].
- [21] 17 11 2013. [Online]. Available: www.meeroverepb.be.
- [22] O. Vlaanderen, „Warmtepompen voor woningverwarming,” VEA.
- [23] „warmte uit de natuur,” 18 11 2013. [Online]. Available: http://www.meeroverepb.be/modules/ckfinder/userfiles/files/Warmte_uit_de_natuur_Waterpomp.pdf.
- [24] L. Silvia Fernandez de Retana, „Construction and calibration of an experimental setup to investigate the thermal characteristics of a stratified hot water tank,” Khlim, Diepenbeek, 2012.
- [25] Bouwunie, 4 11 2013. [Online]. Available: <http://www.duurzametechnieken.be/verwarming/cv-warmteafgiftesysteem/luchtverwarming/>.

- [26] M. Balan, „Simulation of the moist air thermodynamic properties,” http://www.termo.utcluj.ro/mb/moist_air/ma.html, 2014.
- [27] J. H. Lienhard, A Heat Transfer Textbook, Cambridge: Phlogiston Press, 2011.
- [28] B. Wischniewski, „peace software,” [Online]. Available: www.peacesoftware.de/einigewerte/luft_e.html. [Geopend 4 4 2014].
- [29] A. B. & A. D. Kraus, Heat Transfer Handbook, New Jersey: John Wiley & Sons INC., 2003.
- [30] 18 11 2013. [Online]. Available: www.energiesparen.be.
- [31] ASHRAE, „Standard 55,” in *ASHRAE standards*, 2004.
- [32] A. Camps, „HVAC warmtebelasting en koellastberekening,” Diepenbeek, 2012.
- [33] I. D. d. Rotte, „Behaaglijkheidstheorie,” 's Hertogenbosch, 1992.
- [34] P. d. i. a. G. Verbeeck, „Gastcollege duurzaam bouwen,” U Hasselt, 2014.
- [35] Auerhaan-klimaattechniek, *HRmural series 2014*, 2014.
- [36] Daikin, *VAM*, 2014.
- [37] Zehnder, *ComfoD 550*, 2014.
- [38] klimacomfort, *vallox se 280*, 2014.
- [39] LMF, *RFM*, 2014.
- [40] Nilan, *ventilatie series*, 2014.
- [41] Enervent, *Pegasos Greenair*, 2014.
- [42] Genvex, *ventilatieoestellen*, 2014.
- [43] frascold, *semi hermetic compressors met variablee snelheid*, 2014.
- [44] Parker, *TEV theory*, 2014.
- [45] http://climatizzazione.mitsubishielectric.it/en/informazioni-utili/images/eng/imm_1_new.gif, Artist, [Art].
- [46] <http://smg.photobucket.com/user/oceans777/media/cooling-cycle.gif.html>, Artist, [Art].
- [47] <http://www.datacenterknowledge.com/archives/2008/11/14/heat-wheel-could-cut-data-center-cooling-bills/>, Artist, [Art]. 2014.
- [48] Testo, Artist, [Art]. www.Testo.be, 2014.
- [49] A. Dodoo, L. Gustavsson en R. Sathre, „Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings,” Elsevier, Zweden, 2011.
- [50] N. Klepeis, W. Nelson, W. Ott, J. Robinson, A. Tsang en P. Switzer, „The National Human Activity Pattern,” *Journal Exposure Analysis and Environmental Epidemiology* 11, pp. 231-252, 2001.
- [51] ANSI/ASHRAE, *Ventilation for acceptable indoor air quality*, ASHRAE, 62-2001.
- [52] B. R.W. en S. C.J., „Air-to-air energy recovery,” in *ASHRAE HVAC System and Equipment*, 2008, pp. 15-16.
- [53] J. Dieckmann, K. W. Roth en J. Brodrick, „Air-to-Air Energy Recovery Heat Exchangers,” in *ASHRAE Journal*, 2003, pp. 57-58.
- [54] S.-M. Kim, J.-H. Lee, S. Kim, H. J. Moon en J. Cho, „Determining operation schedules of heat recovery ventilators for optimum energy savings in high-rise residential buidlings,” Elsevier, Korea, 2011.
- [55] S. Jaber en S. Ajib, „Energy recovery System in Mediterranean region,” Elsevier, Duitsland, 2012.
- [56] M. Rasouli, G. Ge, C. J. Simonson en R. W. Besant, „Uncertainties in energy and economic performance of HVAC systems and energy recovery ventilators due to uncertainties in building and HVAC parameters,” Elsevier, Canada, 2012.
- [57] J. Laverge en A. Janssens, „Optimization of design flow rates and component sizing for residential ventilation,” Elsevier, Gent, 2013.
- [58] ASHRAE, *Fundamentals:Heat transfer*, 2009.
- [59] M. H. R. J. X. Boissieux*, „Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube,” Elsevier, Brighton, 1999.

Bijlagenlijst

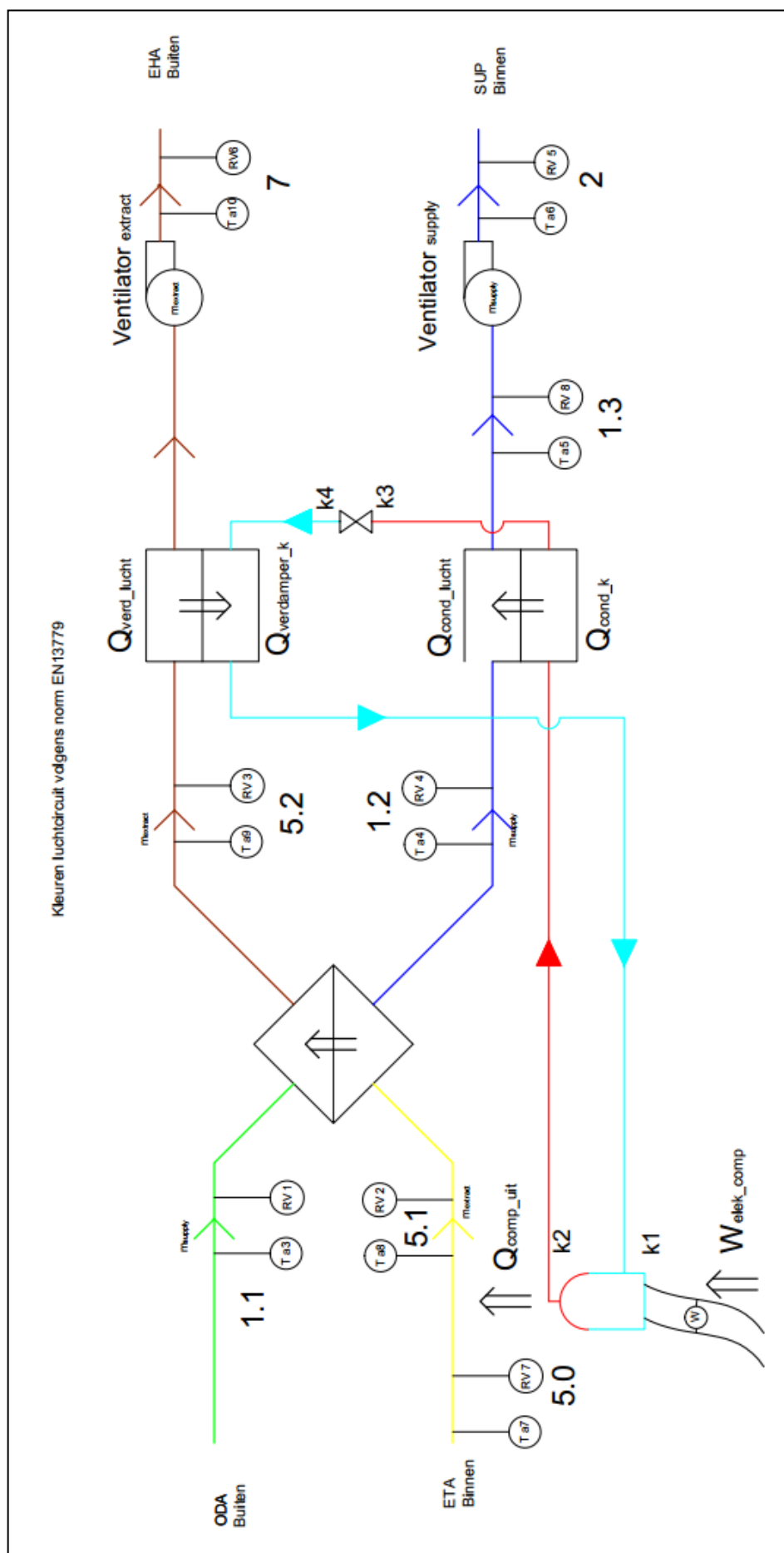
<u>BIJLAGE A</u>	<u>H-LOG-P DIAGRAM R407C</u>	121
<u>BIJLAGE B</u>	<u>SCHEMATISCHE VOORSTELLING</u>	123
<u>BIJLAGE C</u>	<u>KOELCOMPRESSOR</u>	125
<u>BIJLAGE D</u>	<u>EXPANSIE VENTIEL</u>	129
<u>BIJLAGE E</u>	<u>VENTILATOR</u>	131
<u>BIJLAGE F</u>	<u>FORMULES</u>	133
<u>BIJLAGE G</u>	<u>MOLLIER DIAGRAM</u>	135
<u>BIJLAGE H</u>	<u>WARMTEVERLIES VIA WANDEN</u>	137
<u>BIJLAGE I</u>	<u>MEETGEGEVENS WARMTEWISSELAAR</u>	139
<u>BIJLAGE J</u>	<u>WARMTEVERLIESCOMPRESSOR</u>	147
<u>BIJLAGE K</u>	<u>MEETRESULTATEN</u>	151
<u>BIJLAGE L</u>	<u>MODEL GEBOUWEN</u>	153

Bijlage A H-log-P diagram R407C



Figuur 124: h-log-p diagram R407C

Bijlage B Schematische voorstelling



Bijlage C Koelcompressor

Hitachi-highly rotatieve CG633GB1

- Eigenschappen

1 fase 220 Volt. 2650Watt koelvermogen met een COP van 2.95 en een verplaatsing van 16cm³ 2900 toeren per minuut. Minimum druk 0.41MPa en maximum druk 2.9 MPa

Qe [kJ/kg]:	170,687
Qc [kJ/kg]:	228,231
COP:	2,97
W [kJ/kg]:	57,543
Pressure ratio [-]:	3,782
Qe [kW]:	2,650
Qc [kW]:	3,543
m [kg/s]:	0,01552546
V [m ³ /h]:	2,6383
W [kW]:	0,893
Volumetric efficiency	
n_vol:	0,948
Displacement [m ³ /h]:	2,7830

Figuur 128: theoretische prestaties compressor

2: Data above are based on: Evap.Temp +7,2°C, Cond.Temp = +54,4°C
Ambient Temp.= 35°C, Liquid.Temp= 43,9, Suction Temp = 35°C

Figuur 127: test condities koelcompressor

			R 407C
Verdampfungs-temperatur	Evaporating-temperature	min. max.	-10°C +11°C
Kondensations-temperatur	Condensing-temperature	min. max.	+28°C +61°C
Druckgastemperatuur	Dischargetemp	max.	+120°C
Druckverhältnis	Compression Ratio		<= 5.6
Sauggastemperatuur	Suction temperature		>= 0°C
Motorwickungs-temperatur	Motorwinding temperature	max.	127°C
Spannungstolerance	Voltage rated		-15%~+10%
Anläufe (h)	Starts on/off		≥ 3 min
Betriebszyklen	Operation Cycles		<170000
Umgebungs-temperatur	Ambient temperature	max.	43°C

Figuur 126: Werkingscondities koelcompressor

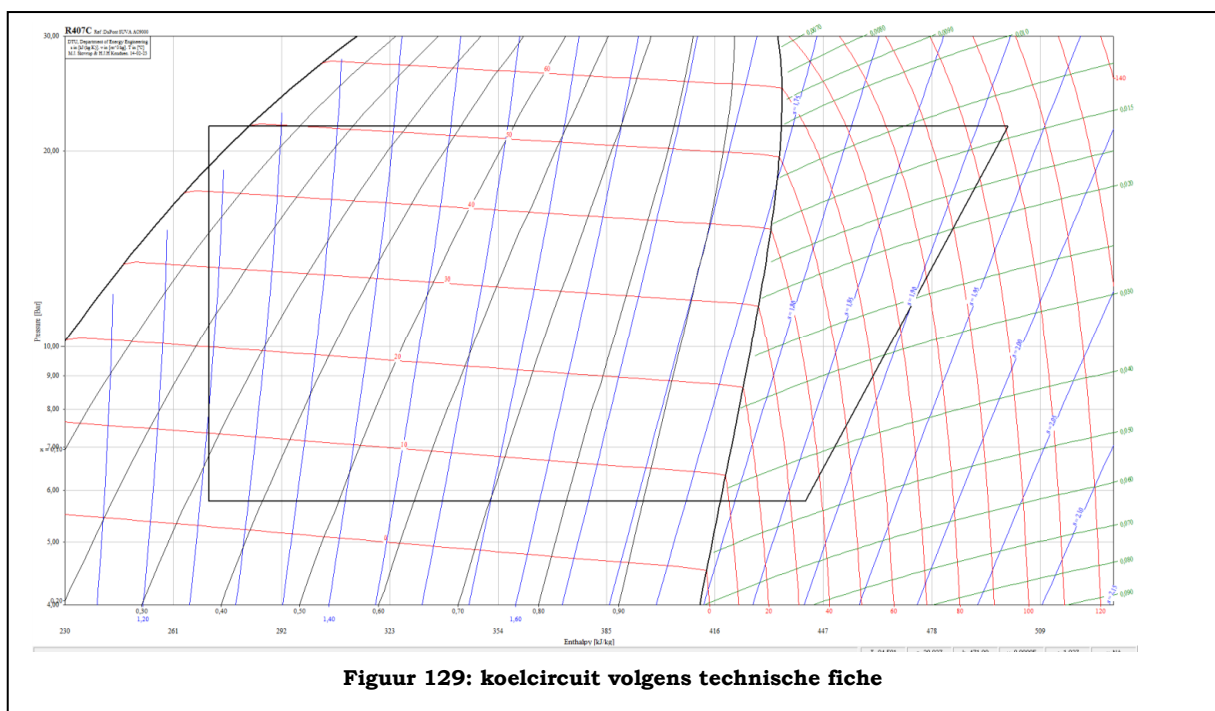
Compressieverhouding max = $5,6 = \frac{V_1}{V_2}$

Maximum druk verhouding: $PR = \frac{P_1}{P_2}$

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

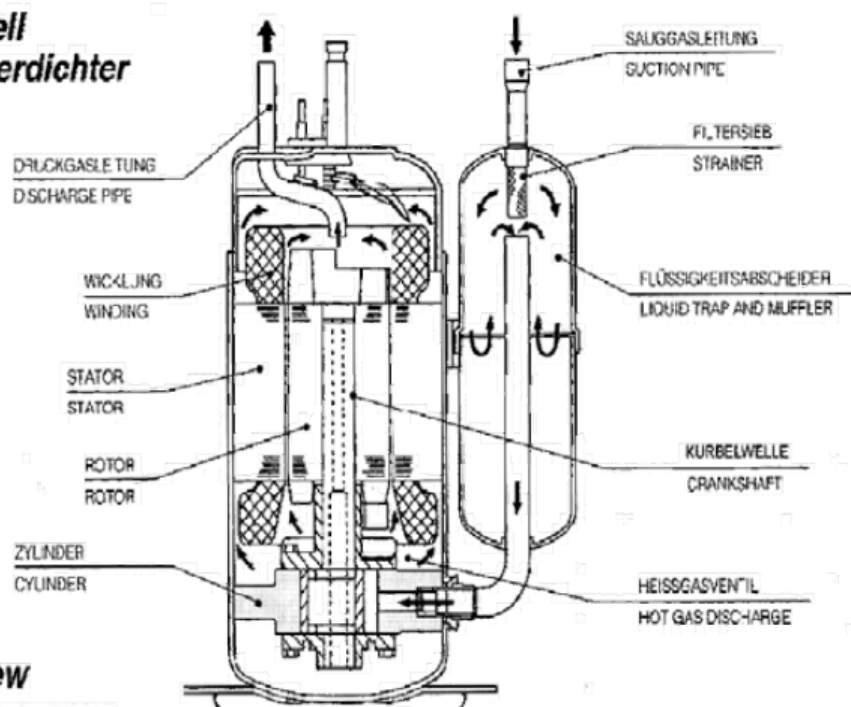
$$PR = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = (5,6)^{1,295} = 9,3$$

$$\gamma = \frac{cp}{cv} = \frac{1,35+1,24}{2} = 1,295$$





Schnittmodell
Rollkolbenverdichter



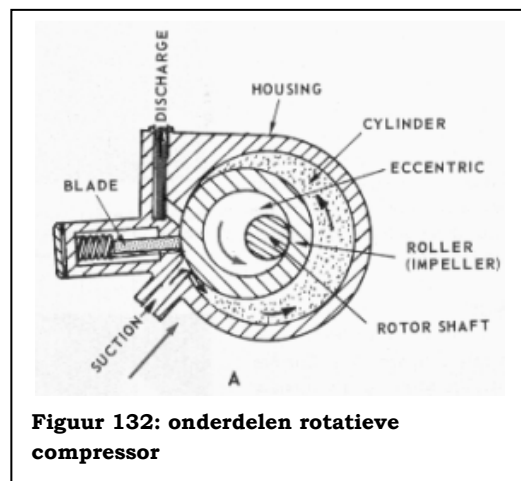
Cutaway View
Rotary Compressor

Figuur 130: koelcompressor CG633

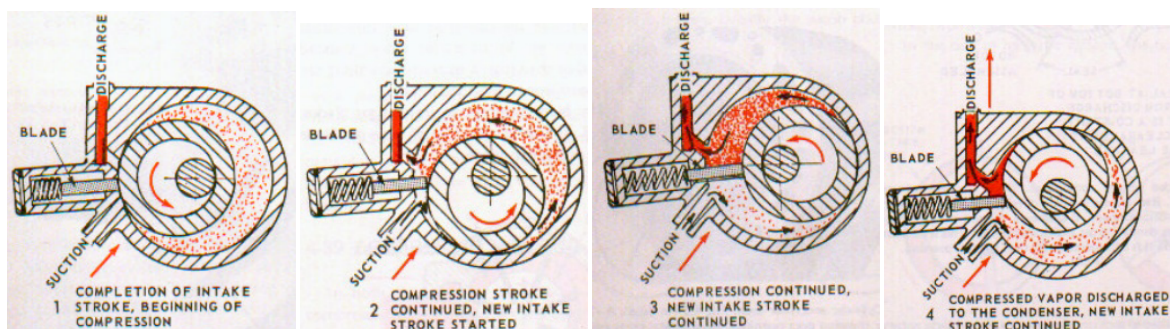
- Werking

Het zuiggas komt via de zuigleiding binnen in de vloeistof accumulator en van hieruit wordt het gas onmiddellijk in de compressiekamer gezogen. Het doel van de accumulator is het compenseren van de omgekeerde cyclus door het volumetrisch verschil tussen de condensor en verdamper. De accumulator zorgt er ook voor dat er geen vloeistof in de zuigkamer komt.

In de zuigerkamer draait een a-centrische as rond in een cilinder. Er wordt geen afdichting gebruikt omdat er extreem kleine toleranties van 0.01mm worden toegepast. Als de impeller rond draait wordt er een volume gas ingesloten en dan gecomprimeerd in een steeds kleiner wordende ruimte waardoor de druk en temperatuur wordt opgedreven. Uiteindelijk wordt het gas via de uitgangspoort in de behuizing geduwd. Hier koelt het gas de elektrische windingen en olie af. Door deze manier van werken wordt er maar zeer weinig olie het koelcircuit in gebracht. Bijkomend zal de vloeistof die via de condensor kan terugstromen verhit zodat er zo goed als mogelijk voorkomen wordt dat er zich vloeistof in de motor kan bevinden.



Figuur 132: onderdelen rotatieve compressor



Figuur 131: Werkingsfasen rotatieve compressor

Bijlage D Expansie ventiel

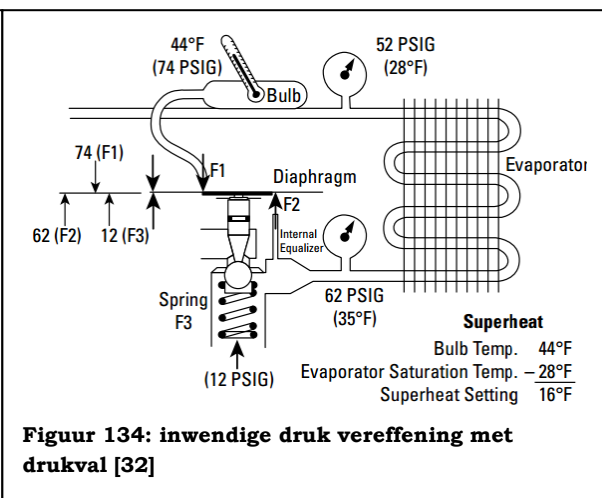
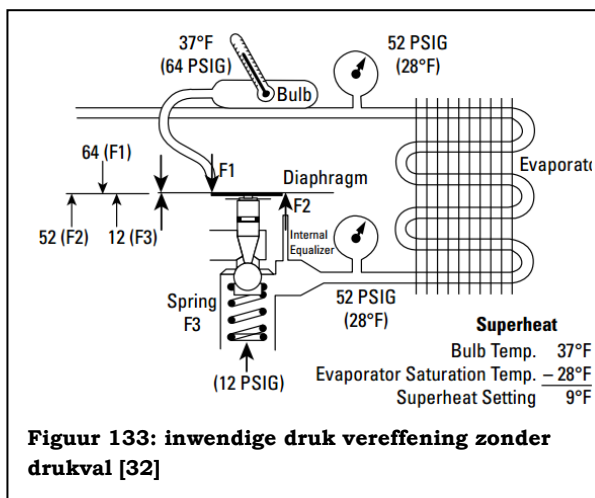
- Uitwendige druk vereffening

De uitwendige drukvereffening is nodig omdat er een niet te verwaarlozen drukval is over de verdamper.

In Figuur 133 is te zien hoe een expansieventiel zijn oververhitting regelt. Er is een membraan waaraan een veer gemonteerd is en deze veer regelt een opening waardoor het koelgas kan lopen. Op dit membraan werken verschillende krachten, F_1 , F_2 en F_3 .

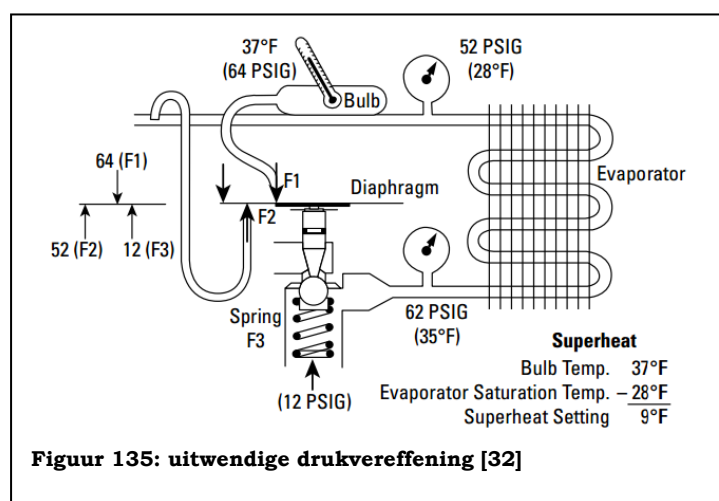
De kracht F_1 werkt in bovenop het membraan en wordt bepaald door de temperatuur gemeten na de verdamper. F_3 is de kracht afhankelijk van de condensordruk en F_2 is de kracht van het koelgas juist na het expansieventiel.

Voor de normale werking is dit evenwicht: $F_1 = F_2 + F_3$. Als de oververhitting te groot wordt en er is te weinig koelgas stroom, dan zal F_1 groter worden en voor een grotere doorstroom opening zorgen. Als de oververhitting te klein is, te veel koelgas, zal F_1 kleiner worden en de doorstroomopening kleiner maken.



Figuur 134 geeft een voorbeeld als er wel drukval is in een verdamper. De oververhitting zal dan veel groter zijn want er staat extra druk bij het begin van de verdamper tenopzichte van het einde van de verdamper. Opdat de oververhittingdruk dit drukverschil kan overwinnen moet er meer oververhitting zijn.

In Figuur 135 is te zien dat F_1 terug kleiner mag zijn om toch in evenwicht te zijn met F_1 en F_2 .



- Dimensionering

In een expansieventiel kan een orrifice gestoken worden, dit is een hol buisje. Afhankelijk van de diameter kan er meer of minder massa doorstromen, dat direct afhankelijk is van het koelvermogen van de verdamper.

Wegens mechanische beperkingen van een expansie ventiel mag de belasting maar liggen tussen 25 en 125%

Drukverschil van condensor en verdamper als het buiten 0°C, 15°C en -10°C is

0°C: $P_{cond}=10.5\text{bar}$, $p_{verd}=5\text{bar}$

Orrifice=2	110%
Orrifice=2.5	76%

15°C: $P_{cond}=13.3$ $p_{verd}=5.6$

Orrifice=2	90%
Orrifice=2.5	62%

-10°C: $p_{cond}=8.7$ $p_{verd}=4.1$

Orrifice=2	115%
Orrifice=2.5	80%

Bijlage E Ventilator

 P. LEMMENS AIR MOVEMENT COMPANY	COMPANY		
	TO		
	FROM		
	Chaussée de Tillemont 102 5030 Gembloux - Belgium http://www.lemmens.com		29/08/2013

FAN TECHNICAL DATA SHEET

CODEID	720054
FAN NAME	DD 9-7 TH TAC 1/2
SUPPLY	230 V - 50 Hz
MOTOR	ECM 2.3 1/2
IP CLASS	44
THERMAL CLASS	B
RANGE	100 - 2000 m³/h
CONFORMITY	CE

NOMINAL INSTALLATION DATA (P1-P2)

	INTENSITY (A)	ABS. POWER (W)	MAX AIR T° (°C)
MAXIMUM	3,6	600	55

SPECIFICATIONS AT WORKING POINT

AIRFLOW (A)	1000	m³/h
STATIC PRESSURE (A)	350	Pa
RESIDUAL STATIC PRESSURE (B-A)	18	Pa
DYNAMIC PRESSURE (A)	71	Pa
ROTATION SPEED (A)	1633	RPM
ABSORBED POWER (A)	292	W
INTENSITY (A)	1.87	A
MOTOR EFFICIENCY (A)	84.1	%
STAT. AERAILIC EFFICIENCY (A)	39.6	%
TOT. AERAILIC EFFICIENCY (A)	47.6	%

ELECTRICAL PROTECTION

Curve of release of the type D - capacity breaking 10.000A - AC3.

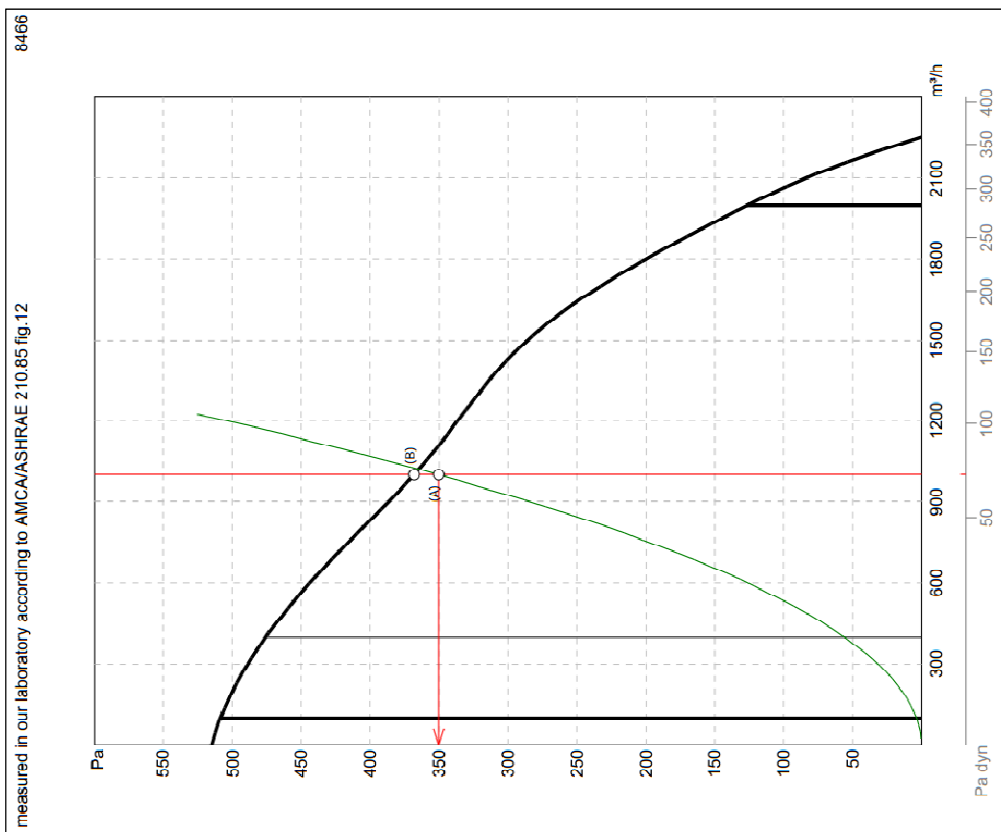
We recommend a class AM protection device.

Protection calibre 4 A

We are constantly working to make our products better and more reliable. Therefore we reserve ourselves the right to modify those without preliminary opinions. Also, although we put a lot of care in the making of our technical data sheet, we cannot be held responsible for any error and/or omissions that could have slipped in.

PERFORMANCE CURVES

measured in our laboratory according to AMCA/ASHRAE 210.85 fig.12



Figuur 136: technische fiche ventilator

Bijlage F Formules

- Mollier diagram

- Condensatie: relatie luchtvochtigheid en temperatuur

$$T_{db} = 62.38 * x^{0.1655} + 77.42$$

Tabel 35: enthalpie en temperatuur

Tabel 36: relatie vochtigheid en temperatuur

x	T
g/kgdl	°C
1	-15
2	-7.5
4	1
6	6.5
8	10.5
10	14
12	16.8
14	19
16	21.5
18	23
20	25

h	T
kJ/kgdl	
76	25
58	20
42	15
32	11
26	8.5
14	2.5
6	-2
0	-6
-6	-10
-10	-13

- Condensatie: relatie enthalpie en temperatuur

$$T_{db} = -33.8 * e^{-0.01765 * h} + 27.95 * e^{0.002519 * h}$$

- Grootheden luchtcondities

- Verzadigingsdruk

Voor temperaturen tussen de -100°C en 0°C kan de verzadigingsdruk van de waterdamp in de lucht berekend worden met de volgende formule:

$$\ln(p_{sat}) = \frac{C1}{T} + C2 + C3 * T + C4 * T^2 + C5 * T^3 + C6 * T^4 + C7 * \ln(T)$$

$$C1 = -5.674535 * 10^3$$

$$C2 = 6.392524 * 10^0$$

$$C3 = -9.677843 * 10^{-3}$$

$$C4 = 6.221570 * 10^{-7}$$

$$C5 = 2.074782 * 10^{-9}$$

$$C6 = -9.484024 * 10^{-13}$$

$$C7 = 4.163501 * 10^0$$

Bij temperaturen tussen 0 en 200°C wordt volgende formule gebruikt:

$$\ln(p_{sat}) = \frac{C8}{T} + C9 + C10 * T + C11 * T^2 + C12 * T^3 + C13 * \ln(T)$$

$$C8 = -5.800220 * 10^3$$

$$C9 = 1.391499 * 10^0$$

$$C10 = -4.864023 * 10^{-2}$$

$$C11 = 4.176476 * 10^{-5}$$

$$C12 = 1.445209 * 10^{-8}$$

$$C13 = 6.545967 * 10^{00}$$

- Partieeldruk

De partieeldruk van de waterdamp in de lucht kan berekend worden met volgende formule:

$$p_w = \phi * p_{sat}$$

- Absolute temperatuur

Een temperatuur in graden Celsius kan omgerekend worden naar de absolute temperatuur in Kelvin:

$$T_{abs} = T + 273.15$$

- Absoluut vochtgehalte

Het vochtgehalte in de lucht kan berekend worden met volgende formule:

$$x = 0,621945 \frac{p_w}{p_{atm} - p_w}$$

Er wordt altijd gerekend met een atmosfeer druk van 101,3 kPa = p_{atm} .

- Enthalpie vochtige lucht

De energetische waarde van lucht kan berekend worden aan de hand van de drogebol temperatuur en het absolute vochtgehalte

$$h = 1,006 * T_{db} + x * (2501 + 1,86 * T_{db})$$

- Specifiek volume

Het specifiek volume van lucht wordt als volgt berekend:

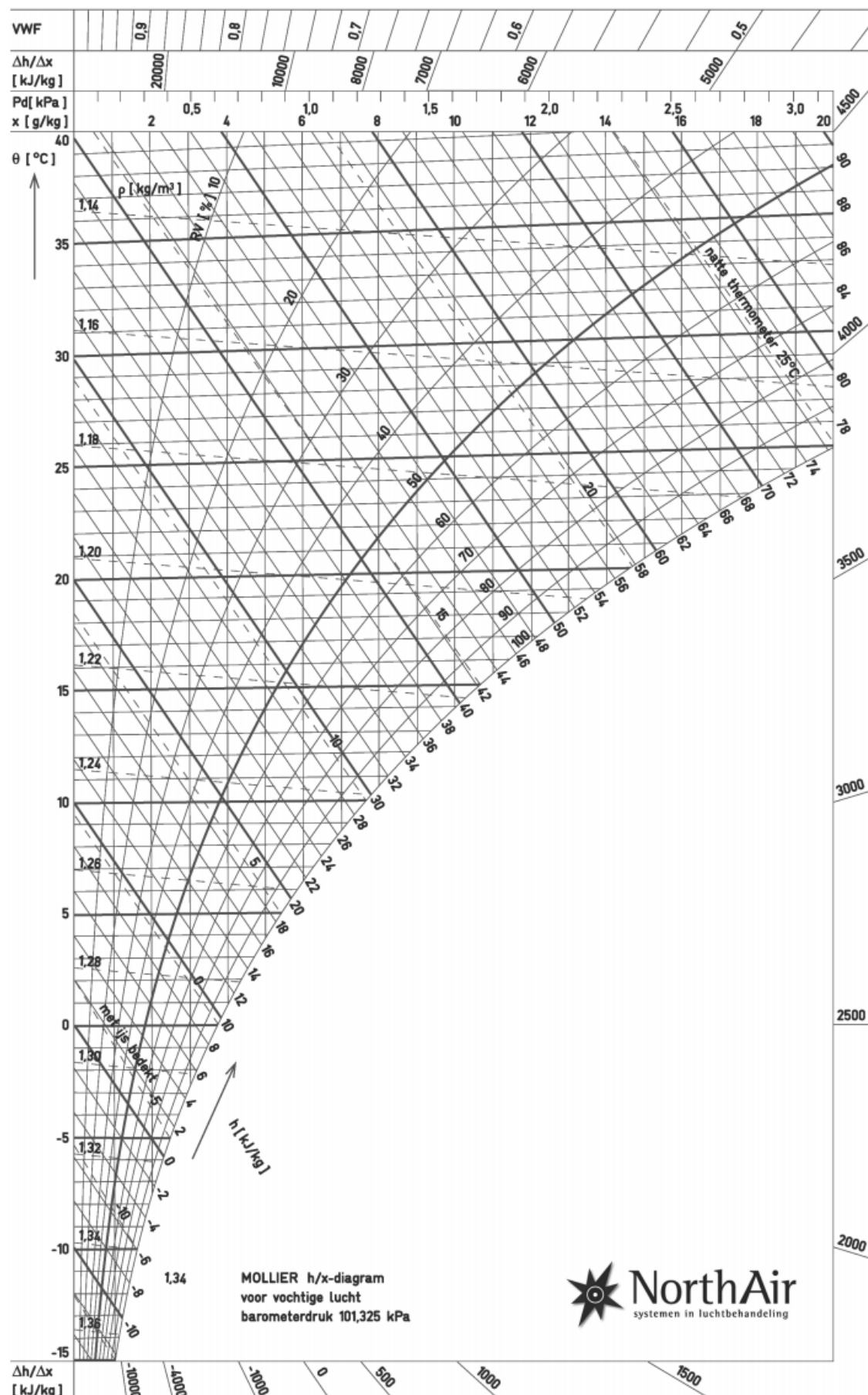
$$v = \frac{0,287042 * (T + 273,15) * (1 + 1,607858 * x)}{p_{atm}}$$

- Specifieke warmte capaciteit

Deze formules dienen om de specifieke warmte van de lucht te berekenen waarin rekening wordt gehouden met het vochtgehalte. Bron [26]

$$\begin{aligned} c_p &= c_{pa} + x * c_{pv} \\ c_{pa} &= 1.005 + 1.35 * 10^{-8} * (T_{db} + 30)^2 \\ c_{pv} &= 1.8684 + 0.0095 * \frac{T_{db}}{100} + 0.00373 * \left(\frac{T_{db}}{100}\right)^2 \end{aligned}$$

Bijlage G Mollier diagram

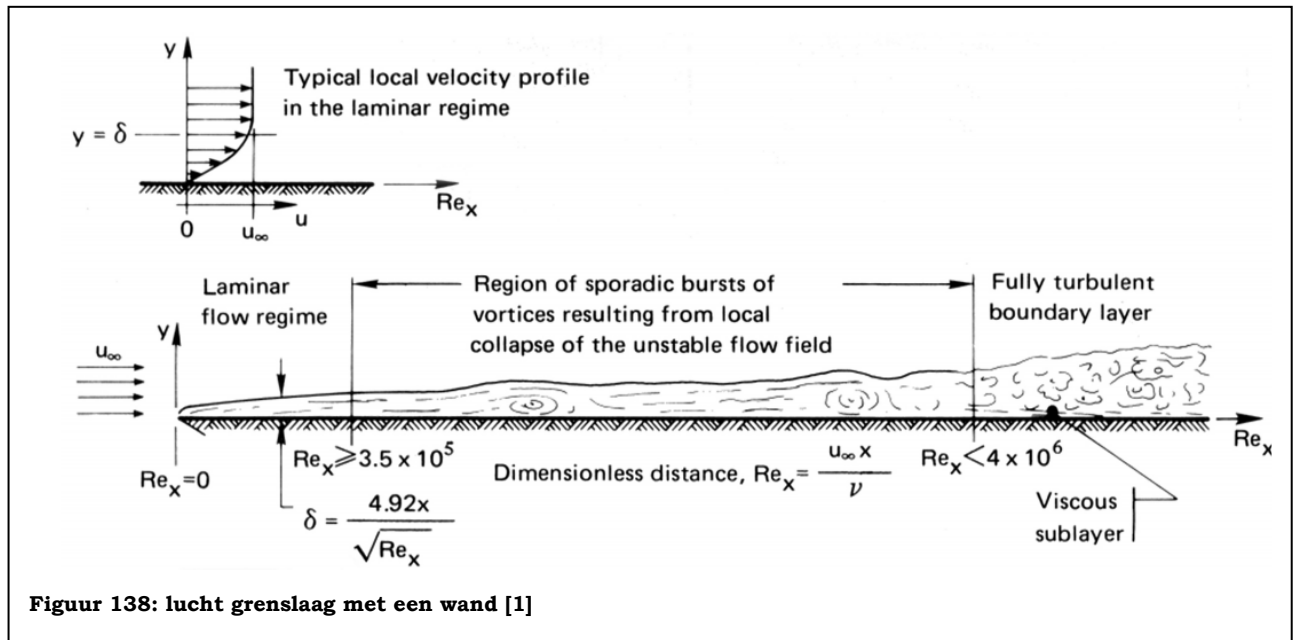


Figuur 137: mollier diagram

Bijlage H Warmteverlies via wanden

- Theorie

Aan een wand waar stroming langsgaat, ontstaat een grenslaag waar de snelheid van 0 varieert naar de eigenlijke snelheid u_∞ van het fluïdum. Afhankelijk van de snelheid en het soort fluïdum zal er een zekere overdracht coëfficiënt zijn tussen het fluïdum en de wand, deze coëfficiënt wordt uitgedrukt in "h". Hier is het fluïdum lucht, de volgende formules komen uit [27].



De snelheid van de lucht, u_∞ , is bij 500 m³/h:

$$v = \frac{\phi}{A} = \frac{500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{540 \times 450 \times 3600 \times 10^{-6}} = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ met de oppervlakte van 1 segment}$$

Het reynoldsgetal is een dimensiloos getal dat bepaald of de stroming laminair of turbulent is.

$$Re_x = \frac{\rho * u_\infty * x}{\mu} = \frac{u_\infty * x}{\nu}, \text{ met } \mu = \text{dynamische viscositeit en } \nu = \text{kinematische viscositeit}$$

Afhankelijk van het Reynoldsgetal kunnen we bepalen of de grens laag in verhouding tot de wand lengte dik is.

$$\frac{\delta}{x} = \frac{4.92}{\sqrt{Re_x}} \text{ met } x = \text{lengte wand}$$

x=400mm

- Gegevens lucht[28]

T lucht [°C]	v, kinem viscositeit [m ² /s]
13	14.478 10 ⁻⁶
15	14.66 10 ⁻⁶
18	14.94 10 ⁻⁶

T lucht	Reynoldsgetal		
	0,5 m/s	0,75 m/s	1 m/s
13 °C	13812	20718	27624
15 °C	13642	20463	27285
18 °C	13386	20080	26777

Bij deze waarden veronderstellen we dat de stroming laminair blijft.

- Warmte uitwisseling tussen supply en extract air

De scheidingswand bestaat uit 1,5mm aluminium

Het Nusselt getal:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} * L}{k} = 0.332 * Re_L^{1/2} * Pr^{1/3} = 0.332 * 25000^{0.5} * 0.7^{1/3} = 46.$$

Met k de geleidbaarheid van lucht

$$\bar{h} = \frac{46 * k}{0.4 m} = \frac{46 * 0.025 \frac{W}{m} * K}{0.4 m} = 2.9$$

$$U = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_{supply} - T_{extract}}{\frac{1}{\bar{h}_{binnen}} + R_{aluminium} + \frac{1}{\bar{h}_{buiten}}} = \frac{20^\circ C - 10^\circ C}{\frac{1}{3} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{3}} = \frac{10}{\frac{1}{3} + \frac{0.0015}{200} + \frac{1}{3}} = 15 W/m^2$$

$$Q = U * A = 15 * (0.45 * 0.54) = 4 W$$

- Warmteuitwisseling van in het toestel naar omgeving

De buitenwanden waaruit de kast is opgebouwd bestaat uit 2,5 cm PIR met aan de buitenzijde metaal.

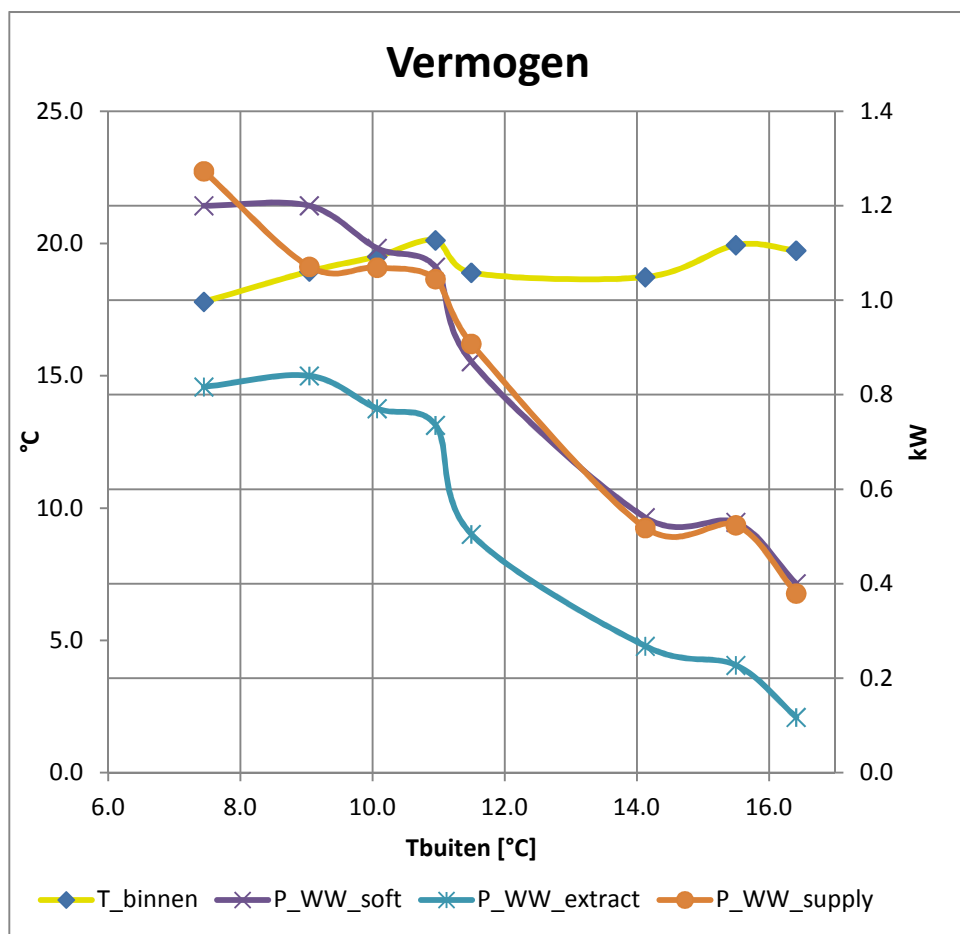
$$U = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_{buiten} - T_{binnen}}{\frac{1}{\bar{h}_{binnen}} + R_{PIR} + 2 * R_{metaal} + \frac{1}{\bar{h}_{buiten}}} = \frac{19^\circ C - 5^\circ C}{\frac{1}{3} + \frac{0.025}{0.026} + 2 * \frac{0.001}{50} + \frac{1}{8}} = 10.6 \frac{W}{m^2}$$

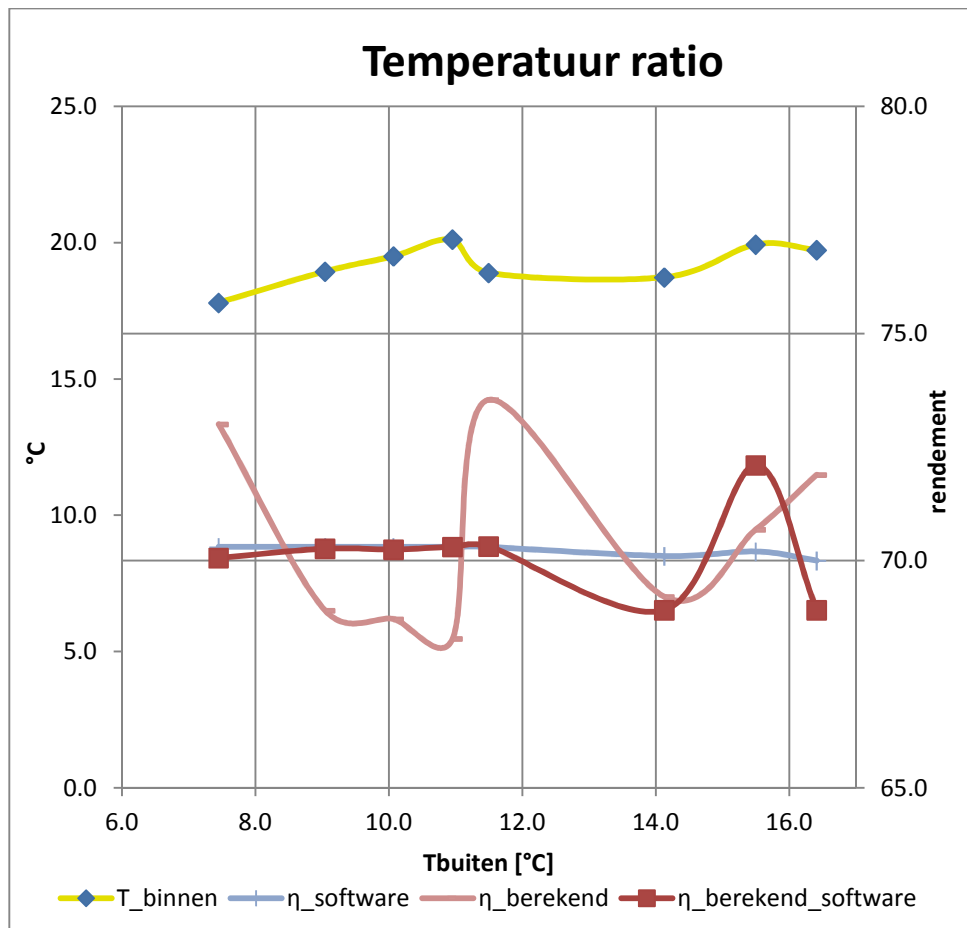
$$Q = U * A = 10.6 * (2 * 326000 mm^2 + 540 mm * 450 mm + 840 mm * 450 mm) = 14 W$$

Bijlage I Meetgegevens warmtewisselaar

- 500 m³/h

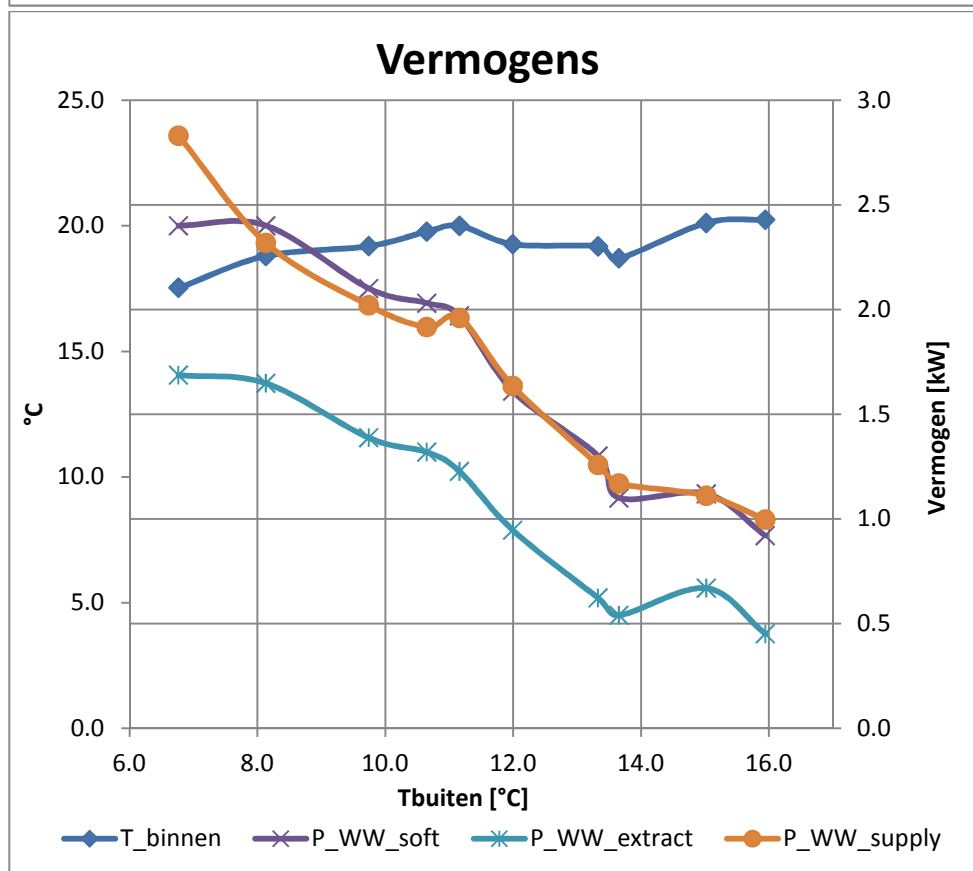
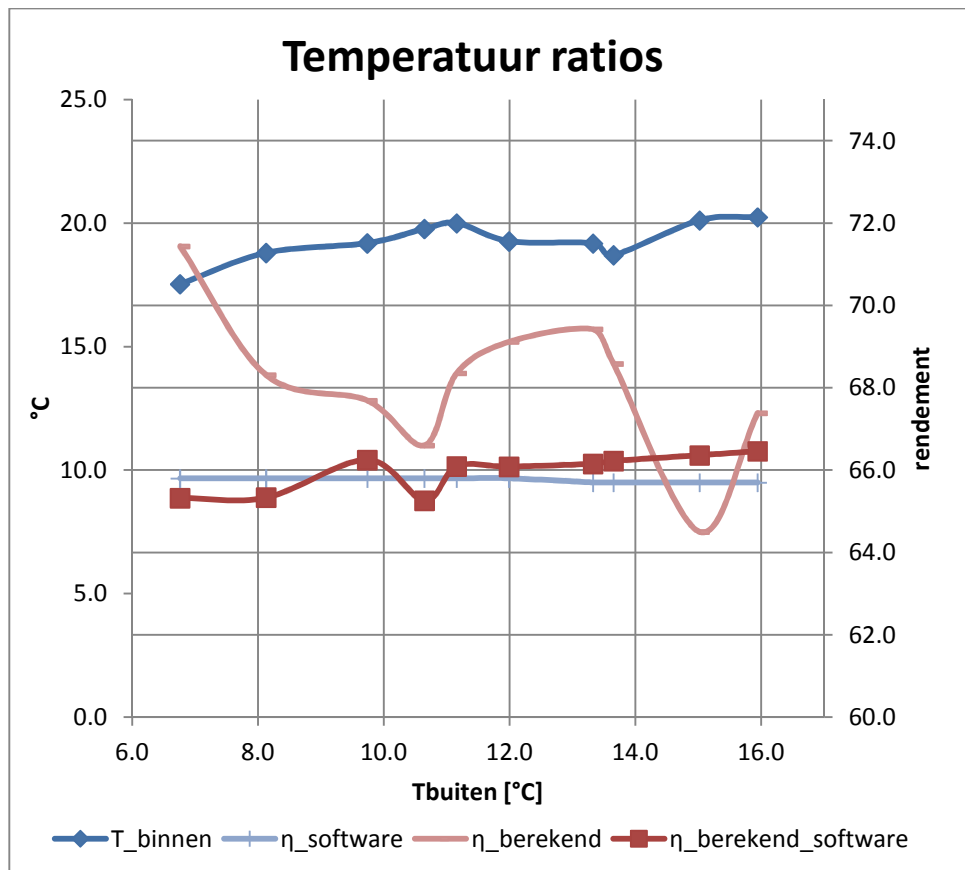
T_buiten	RV_buiten	T_binnen	RV_binnen	T7_extract	RV 7	T7_extract_softw	RV 7_softw	T2_supply	RV 2	T2_supply_softw	RV 2_software	P_WW_soft	P_WW_extract	P_WW_supply	η_software	η_berekend_software	η_berekend	T7 verschil	P extract verschil	P extract relatieve fout
°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	kW	kW	kW	%	%	%	°C	kW	%
7.4	88.5	17.8	39.6	12.9	55.3	10.6	63.5	15.0	53.1	14.7	54.3	1.2	0.8	1.3	70.3	70.1	73.0	2.3	0.4	32.0
9.0	88.3	18.9	38.7	13.8	54.6	12.0	60.4	15.9	54.4	16.0	55.7	1.2	0.8	1.1	70.3	70.3	68.9	1.8	0.4	30.0
10.1	82.2	19.5	38.3	14.7	53.0	12.9	58.5	16.6	53.1	16.7	53.0	1.1	0.8	1.1	70.3	70.2	68.7	1.8	0.3	30.6
11.0	78.2	20.1	37.6	15.5	51.6	13.7	56.5	17.2	51.7	17.4	51.3	1.1	0.7	1.0	70.3	70.3	68.3	1.8	0.3	31.3
11.5	76.8	18.9	40.4	15.3	53.0	13.7	56.4	16.9	53.6	16.7	54.6	0.9	0.5	0.9	70.3	70.3	73.5	1.6	0.4	42.0
14.1	62.5	18.7	42.9	16.5	51.8	15.5	52.7	17.3	50.5	17.3	50.7	0.5	0.3	0.5	70.1	68.9	69.2	1.0	0.3	50.5
15.5	57.6	19.9	39.6	17.8	47.7	16.9	48.3	18.6	47.1	18.7	47.0	0.5	0.2	0.5	70.2	72.1	70.7	0.9	0.3	57.1
16.4	54.9	19.7	40.3	18.2	47.2	17.4	46.3	18.8	46.8	18.7	47.4	0.4	0.1	0.4	70.0	68.9	71.9	0.8	0.3	70.7





- 1000 m³/h

T _{buiten}	RV _{buiten}	T _{binnen}	RV _{binnen}	T _{7_extract}	RV ₇	T _{7_extract_softw}	RV _{7_softw}	T _{2_supply}	RV ₂	T _{2_supply_softw}	RV _{2_software}	P _{WW_soft}	P _{WW_extract}	P _{WW_supply}	η _{software}	η _{berekend_software}	η _{berekend}	T _{7_verschil}	P _{extract_verschil}	P _{extract_relatieve_fout}
°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	kW	kW	kW	%	%	%	°C	kW	%
6.8	83.8	17.5	40.2	12.8	54.2	10.5	63.7	14.5	52.3	13.8	52.0	2.4	1.7	2.8	65.8	65.3	71.4	2.3	0.7	29.7
8.1	90.3	18.8	39.0	13.8	54.3	11.8	61.3	15.4	53.9	15.1	56.5	2.4	1.6	2.3	65.8	65.3	68.3	2.0	0.8	31.3
9.7	83.8	19.2	38.6	14.6	53.5	13.0	57.5	16.1	53.4	16.0	55.5	2.1	1.4	2.0	65.8	66.3	67.7	1.6	0.7	33.9
10.6	80.1	19.8	37.8	15.3	52.0	13.8	55.4	16.7	52.4	16.6	53.8	2.0	1.3	1.9	65.8	65.3	66.6	1.5	0.7	35.0
11.2	77.5	20.0	37.6	15.8	51.0	14.2	54.5	17.2	51.5	17.0	52.8	2.0	1.2	2.0	65.8	66.1	68.4	1.6	0.7	37.7
12.0	73.3	19.3	40.1	15.9	51.8	14.5	54.3	17.0	52.2	16.8	53.6	1.6	0.9	1.6	65.8	66.1	69.1	1.4	0.7	41.2
13.3	66.2	19.2	39.6	16.5	49.9	15.3	50.7	17.4	49.8	17.2	51.3	1.3	0.6	1.3	65.7	66.2	69.4	1.2	0.7	52.1
13.7	63.6	18.7	42.4	16.4	51.5	15.4	52.3	17.1	50.8	17.0	52.3	1.1	0.5	1.2	65.7	66.2	68.6	1.0	0.6	50.9
15.0	59.2	20.1	39.9	17.7	48.0	16.8	49.3	18.3	48.0	18.4	47.6	1.1	0.7	1.1	65.7	66.4	64.5	0.9	0.5	40.2
15.9	55.0	20.2	39.4	18.3	46.4	17.4	46.8	18.8	46.0	18.8	46.1	0.9	0.5	1.0	65.7	66.5	67.4	0.9	0.5	50.9



- Warmtewisselaar effectiviteit

De effectiviteit van een warmtewisselaar kan met de volgende formule berekend worden.

$$\varepsilon = \frac{\text{werkelijke warmte overgedragen}}{\text{maximum over te dragen warmte}} = \frac{C_h * (T_{h_{in}} - T_{h_{out}})}{C_{min} * (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} = \frac{C_c * (T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{min} * (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})}$$

Met Cmin de kleinste van Ch en Cc

Cc en Ch berekend aan de hand van de inkomende lucht.

$$Q = \varepsilon * C_{min} * (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})$$

Deze berekening wordt gedaan voor de meetreeks waar het buiten 10.6°C is en 1000 m³/h.

$$T_{h_{in}} = 19.8^\circ\text{C} ; T_{c_{in}} = 10.6^\circ\text{C} ; x = 6.37 \text{ g/kgdl}$$

$$\dot{m}_{supply} = \frac{1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \text{ s}} * \rho = 0.277 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0.335 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{extract} = \frac{1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \text{ s}} * \rho = 0.277 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1.22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0.339 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} c_{p_{supply_in}} &= 1.005 + 1.35 * 10^{-8} * (10.6 + 30)^2 + \frac{6.37 \frac{\text{g}}{\text{kg dl}}}{1000 \text{ g}} * \left(1.8684 + 0.0095 * \frac{10.6}{100} + 0.00373 * \left(\frac{10.6}{100} \right)^2 \right) \\ &= 1.01693 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_{p_{extract_in}} &= 1.005 + 1.35 * 10^{-8} * (19.8 + 30)^2 + \frac{5.39 \frac{\text{g}}{\text{kg dl}}}{1000 \text{ g}} * \left(1.8684 + 0.0095 * \frac{19.8}{100} + 0.00373 * \left(\frac{19.8}{100} \right)^2 \right) \\ &= 1.01512 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \end{aligned}$$

$$C_h = (\dot{m} * c_p)_h = \left(0.335 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.01693 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right) = 0.34067 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$C_c = (\dot{m} * c_p)_c = \left(0.339 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.01512 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right) = 0.3439 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c * (T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{min} * (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} = \frac{0.3439 * (16.72 - 10.6)}{0.34067 * (19.8 - 10.6)} = 0.67$$

De technische data van de warmtewisselaar geeft een effectiviteit van 65,6% en de berekening geeft 67%.

Deze afwijking valt te verwaarlozen en valt ook te verklaren doordat de software telt met rho=1.2kg/m³.

$$Q = \varepsilon * C_{min} * (T_{h_{in}} - T_{c_{in}}) = 0.67 * 0.34067 * (19.8 - 10.6) = 2.1 \text{ kW}$$

- LMTD, NTU

In de kruisstroom warmtewisselaar wordt er over ieder oppervlak warmte overgedragen tussen de 2 stromen. Bij een kruisstroomwarmtewisselaar is dat niet constant over de oppervlakte.

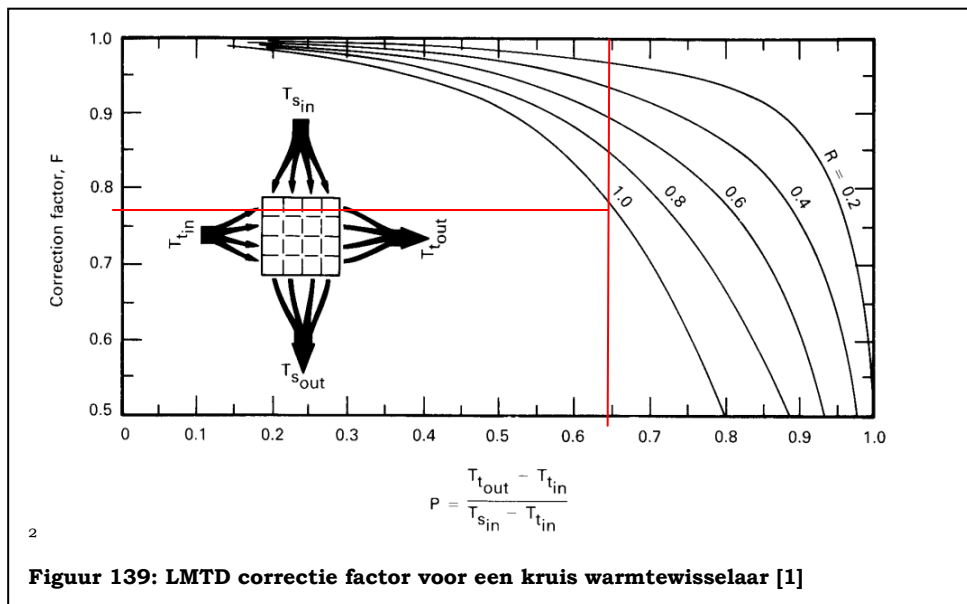
Via de LMTD (logarithmic mean temperature difference) kan er toch bepaald worden wat de overdrachtcoëfficiënt is van de warmtewisselaar.

De overgedragen warmte: $Q = U * A * F * (LMTD) = (\dot{m} * c_p)_h * dT_h$ met U de waardeoverdrachtcoëfficiënt

Doordat U niet constant is, word er de factor F gebruikt deze kan een waarde van 0 tot 1 aannemen

$$F = \left(\frac{T_{t,out} - T_{t,in}}{T_{s,in} - T_{t,in}}, \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{T_{t,out} - T_{t,in}} \right)$$

Waarin het eerste deel de temperatuursverdeling weergeeft en altijd kleiner dan 1 is. Het tweede deel geeft de verhouding tussen de warmtecapaciteit van de twee stromingen.



Uit deze afbeelding kunnen we de correctie factor F aflezen.

Neem de data van Tbuiten 10.6°C en 1000m³/h.

$$P = \frac{T_{t,out} - T_{t,in}}{T_{s,in} - T_{t,in}} = \frac{16.7^\circ\text{C} - 10.6^\circ\text{C}}{19.8^\circ\text{C} - 10.6^\circ\text{C}} = 0.663$$

$$R = \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{T_{t,out} - T_{t,in}} = \frac{19.8^\circ\text{C} - 13.8^\circ\text{C}}{16.7^\circ\text{C} - 10.6^\circ\text{C}} = 0.984$$

De LMTD kan dankzij de correctiefactor F berekend worden volgens een counterflow warmtewisselaar.

$$LMTD = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} = \frac{(19.8 - 16.7) - (13.8 - 10.6)}{\ln \left(\frac{19.8 - 16.7}{13.8 - 10.6} \right)} = 3.15$$

De WW bestaat uit 41 scheidingslagen, hieruit kan dan het uitwisselingoppervlak A bepaalt worden. Een vlak is 600mm op 600mm

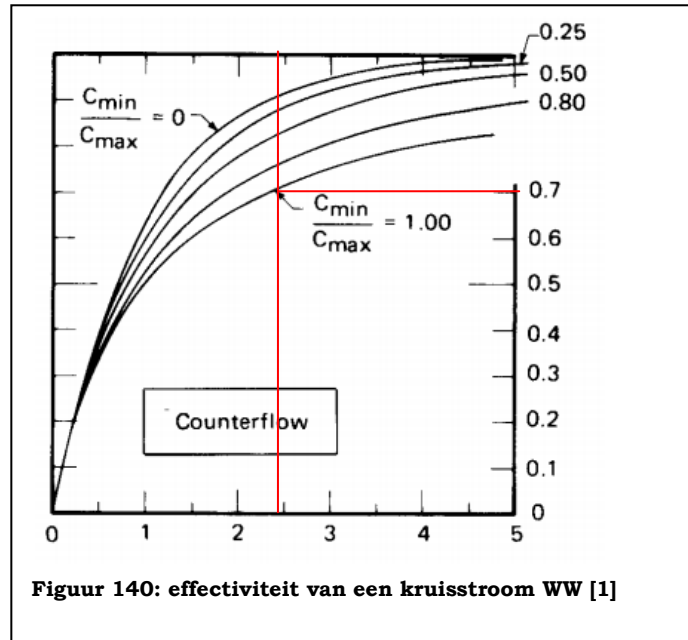
$$A = 0.6\text{m} * 0.6\text{m} * 41 = 14.76 \text{ m}^2 \text{ en } F = 0.775 \text{ en } \dot{Q} = 2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$U = \frac{Q}{A * F * LMTD} = \frac{2000}{14.76 * 0.77 * 3.15} = 55.86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

Aan de hand van NTU (number of transfer units) kan via de grafiek de effectiviteit van de warmtewisselaar berekend worden.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} = \frac{55.86 \cdot 14.76}{340.67} = 2.42$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.34067}{0.3439} = 0.99$$



Via deze berekening komen we uit bij een effectiviteit van 70%, dit ligt zeer dicht bij de eerder berekende effectiviteit, namelijk 67%.

- NBN EN 308

Dit is een Europese norm die ervoor zorgt dat het rendement van alle warmtewisselaars met vergelijkbare testcondities getest worden. Hierdoor ontstaat er een getal waardoor warmtewisselaars eerlijk vergeleken kunnen worden.

De norm verdeelt de warmtewisselaars in 4 categorieën. De huidige gebruikte WW valt in categorie IIa, tussen liggend warmteoverdracht medium zonder fase verandering.

Het rendement of de temperatuur ratio wordt met deze formule berekend:

$$\eta_t = \frac{T_2 - T_{1.1}}{T_{5.0} - T_{1.1}}$$

De temperaturen waarbij getest moeten worden zijn:

Tabel 37: test condities NBN EN 308

Temperatuur afvoerlucht	25°C
Natte bol temperatuur afvoer lucht	< 14°C
Temperatuur buitenlucht	5°C

Men schrijft ook enkele test vereisten voor:

- Meet onzekerheid droge bol T, $\pm 0.2K$ of natte bol $0.3K$
- Maximum verschil in het meetvlak, $0.05(T_2 - T_{1.1})$
- Luchtsnelheid tussen 3.5 – 10m/s
- Onzekerheid luchtstroom: q_{supply} en $q_{extract} \pm 3\%$

De warmtebalans dient tussen deze intervallen te liggen: $0.95 \leq \frac{P_1}{P_2} \leq 1.05$

In de vorige tabellen van de metingen op de warmtewisselaar zijn de berekeningen terug te vinden onder het symbool η .

- EPB

De EPB schrijft ook een methode voor om het thermisch rendement van een warmteterugwinningapparaat te berekenen. Dit is deels gebaseerd op de norm NBN EN 308. Bij deze methode dient men ook het elektrische verbruik van de ventilatoren te meten.

Het rendement wordt gegeven door:

$$\eta_{test} = \frac{(\eta_{t,sup} + \eta_{t,cha})}{2}$$

De temperatuursverhoudingen langs de toevoorzijde ($\eta_{t,sup}$) en langs de afvoorzijde ($\eta_{t,cha}$) worden berekend aan de hand van de gemeten temperaturen en met de correctie voor de warmte afkomstig van het elektrisch energieverbruik:

$$\eta_{t,sup} = \frac{T_2 - \Delta T_2 - T_{1,1} - \Delta T_{1,1}}{T_{5,0} + \Delta T_{5,0} - T_{1,1} - \Delta T_{1,1}} \text{ en } \eta_{t,cha} = \frac{T_{5,0} - \Delta T_{5,0} - T_7 + \Delta T_7}{T_{5,0} + \Delta T_{5,0} - T_{1,1} - \Delta T_{1,1}}$$

Voor de verschillende waarden van ΔT_x zijn er formules afhankelijk van de positie van de ventilatoren. Bij dit prototype staan de ventilatoren op positie 7 en 2 dat geeft de volgende formules:

$$\begin{aligned} \Delta T_7 &= \frac{0.5 * P_{elec,ahu,test}}{0.34 * q_{v11}} \\ \Delta T_2 &= \frac{0.5 * P_{elec,ahu,test}}{0.34 * q_{v22}} \\ \Delta T_{1,1} &= \Delta T_{5,0} = 0 \end{aligned}$$

De debieten in m³/h

Het elektrische vermogen worden bij 500m³/h is 30 Watt per ventilator en bij 1000m³/h is dat 90 Watt per ventilator.

- NBN EN 13053

De norm NBN EN 13053 baseert zich ook op NBN EN 308 maar voegt nog enkele zaken toe om een duidelijker beeld te krijgen over de effectiviteit of rendement.

Coëfficiënt van prestatie, ε :

$$\varepsilon = \frac{Q_{HRS}}{P_{el}}$$

Energie efficiëntie:

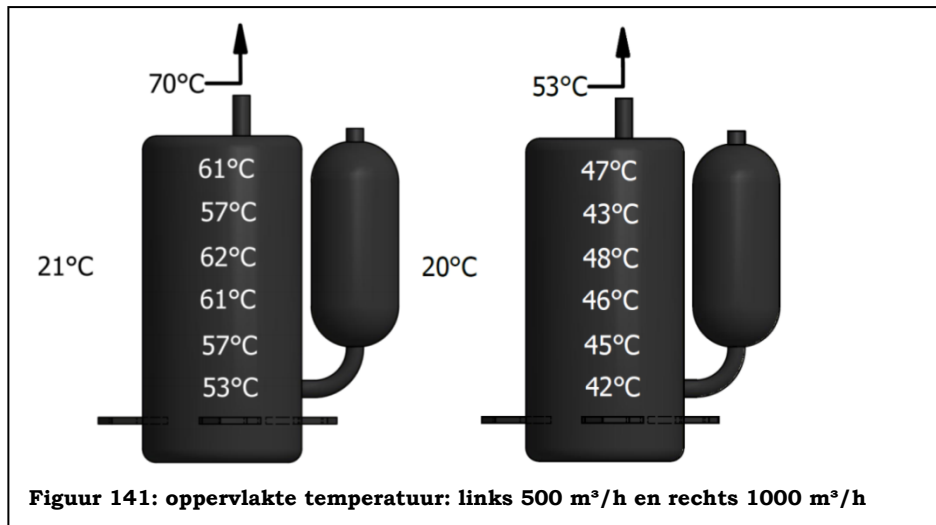
$$\eta_e = \eta_{test} * \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right)$$

Deze formules mogen enkel gebruikt bij perfecte balans van de massa stromen

Class	η_e (%)
H1	≥ 71
H2	≥ 64
H3	≥ 55
H4	≥ 45
H5	≥ 36
H6	Geen vereisten

Bijlage J Warmteverliescompressor

De persgastemperatuur en de manteltemperatuur van de compressor werden opgemeten, zie Figuur 138.



- Natuurlijke convectie Verticale cilinder

Formules komen uit dit boek, [29], pagina 545.

- Formules

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} * L}{k} = \frac{4}{3} * \left[\frac{7 * Gr * Pr^2}{5 * (20 + 21 * Pr)} \right]^{\frac{1}{4}} + \frac{4 * (272 + 315 * Pr) * L}{35 * (64 + 63 * Pr) * D}$$

$$Gr = \frac{\rho^2 * \beta * g * L^3 * \Delta T}{\mu^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_k} = \frac{1}{273.15 + T_c}$$

- Gegevens

Temperatuur lucht = 20°C bij 1,013bar atmosfeer druk

Pr=0.71486

$\mu=18.232 \cdot 10^{-6}$ Pa

g=9.81

$\rho=1.205$ kg/m³

L=hoogte cilinder= 240mm

$\Delta T=(T_{comp}-T_c)=30/40/50^\circ\text{C}$

Tcomp= 50/60/70°C

D=120 mm

K=0.02568 W//mK

$$\beta = \frac{1}{T_k} = \frac{1}{273.15 + T_c} = 0.003411$$

$$Gr = \frac{\rho^2 * \beta * g * L^3 * \Delta T}{\mu^2} = \frac{1.2^2 * 0.0034 * 9.81 * 240 * 10^{-3} * \Delta T}{18.232 * 10^{-6}} = 19030 \text{ of } 25371 \text{ of } 31715$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} * L}{k} = \frac{4}{3} * \left[\frac{7 * 20000 * 0.715^2}{5 * (20 + 21 * 0.715)} \right]^{\frac{1}{4}} + \frac{4 * (272 + 315 * 0.715) * 0.24}{35 * (64 + 63 * 0.715) * 0.12} = 7 \text{ of } 7.7$$

$$\frac{\overline{Nu} * k}{L} = \bar{h} = \frac{7 * 0.02568}{0.24} = 0.75 \text{ of } 0.83$$

$$U = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_{comp} - T_{lucht}}{\frac{1}{\bar{h}_{lucht}}} = \frac{(60 - 20)}{\frac{1}{0.75}} = 30 \frac{W}{m^2}$$

$$Q = U * A = 30 * \left(\frac{0.12^2 * \pi}{4} * 2 + 2 * \pi * \frac{0.12}{2} * 0.24 \right) = 3.4 W$$

- Stroming over cylinder

Heat transfer textbook [27], paragraaf 7.6

Er wordt geen luchtsnelheid rond de compressor gemeten. Hierdoor is een snelheid mogelijk tussen de 0 en 0.6 m/s.

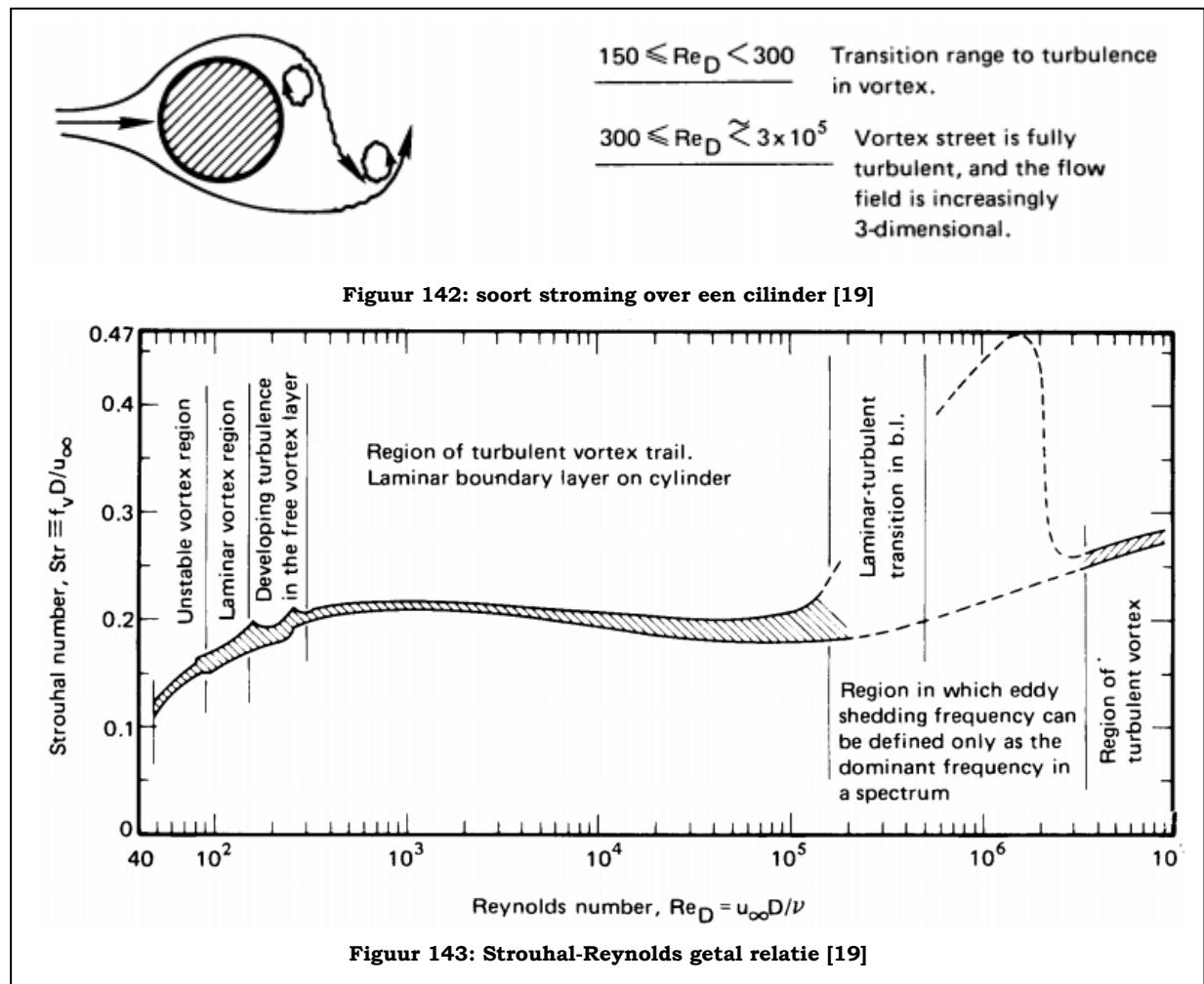
$$v_{max} = 0,5 \frac{m}{s}$$

Het Reynolds getal is een dimensieloos getal dat bepaald of de stroming laminair of turbulent is.

$$Re_D = \frac{\rho * u_{\infty} * D}{\mu} = \frac{u_{\infty} * D}{\nu}, \text{ met } \mu = \text{dynamische viscositeit en } \nu = \text{kinematische viscositeit}$$

$$\nu = 15.1314 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re_D = \frac{0.5 * 0.12}{15.1314 * 10^{-6}} = 4000$$



$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} = 0.3 + \frac{0.62 * 4000_D^{1/2} * 0.714^{1/3}}{[1 + (0.4/0.714)^{2/3}]^{1/4}} = 31$$

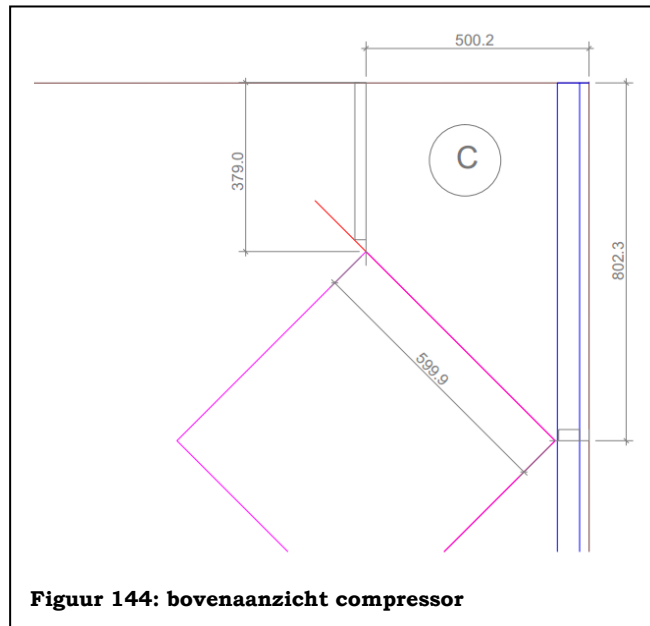
$$\frac{\overline{Nu}_D * k}{D} = \bar{h} = \frac{31 * 0.02568}{0.12} = 6.6$$

$$U = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_{comp} - T_{lucht}}{\frac{1}{\bar{h}_{lucht}}} = \frac{(60 - 20)}{\frac{1}{6.6}} = 260 \frac{W}{m^2}$$

$$Q = U * A = 260 * \left(2 * \pi * \frac{0.12}{2} * 0.24 \right) = 23 W$$

- Straling

Veronderstel een emissiviteit van $\varepsilon_2 = 0.5$ en $\varepsilon_1 = 0.5$



Figuur 144: bovenaanzicht compressor

De energie door een lichaam uitgezonden is door Stefan-Boltzmann beschreven. De uitgestraalde energiestroom van een lichaam wordt uitgedrukt in $e(T) \text{ W/m}^2$. De wet van Stefan-boltzmann is:

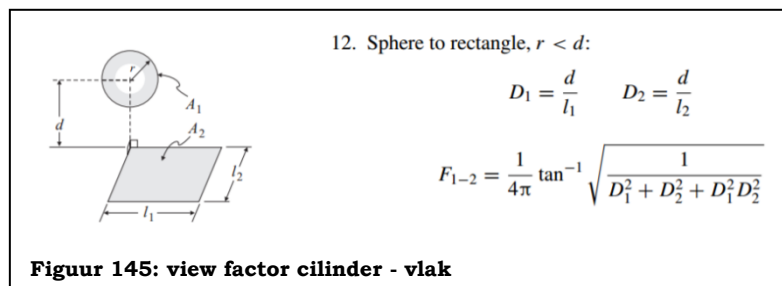
$$e_b(T) = \sigma * T^4$$

Met de Stefan Boltzman constante $\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$ en T de absolute temperatuur.

De energie uitgewisseld tussen twee blakbodies wordt beschreven met volgende formule:

$$Q_{net} = A_1 * e_b(T_1) - A_1 * e_b(T_2) = A_1 * \sigma * (T_1^4 - T_2^4)$$

Indien voorwerp 1 meer ziet den alleen voorwerp 2 is er een correctie factor F_{1-2} , de view factor. Deze factor geeft aan hoeveel energie er nog bij voorwerp 2 aankomt.



Figuur 145: view factor cilinder - vlak

$$Q_{net} = A_1 * F_{1-2} * \sigma * (T_1^4 - T_2^4)$$

Een werkelijk lichaam met een temperatuur T gaat minder straling uitzenden dan een zwart lichaam. De mate waarin het voorwerp zal stralen wordt gegeven door ε , de emissiviteit. ($\varepsilon < 1$)

Straling binnen een meerwandige structuur kan opgelost worden aan de hand van deze formule

$$Q_{net_{1-2}} = A_1 * \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} * \sigma * (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= 0.9 * \frac{1}{\frac{1}{0.9} + \frac{(0.12)^2 * \pi}{4} (0.5 + 0.8 + 0.6 + 0.38) \left(\frac{1}{0.5} - 1 \right)} * \sigma * ((60 + 273)^4 - (20 + 273)^4) = 2.5 \text{ W}$$

Bijlage K Meetresultaten

- 1000 m³/h

T_buiten	RV_buiten	T_binnen	RV_binnen	T 5.1	RV 5.1	T 5.2	RV 5.2	T 7	RV 7	T 1.2	RV 1.2	T 2	RV 2	P_WW	P_comp	P_venti	p_verd	p_cond	OH	OK	Δpe-pc	VR	PR	N_isentr	T pers
°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	kW	kW	kW	bar	bar	K	K	bar			%	°C
0.6	90	17.3	33	17.7	35	6.9	71	2.4	84	12.1	40	21.4	23	3.8	0.59	0.09	4.3	10.5	5	9	6.1	2.2	2.4	0.7	51
0.6	92	18.2	32	18.9	34	7.3	72	2.7	89	13.0	39	22.2	21	4.1	0.60	0.09	4.3	10.5	4	8	6.2	2.2	2.5	0.6	53
1.4	94	18.5	33	19.2	34	7.9	72	3.5	88	13.0	39	22.3	23	4.0	0.59	0.09	4.2	10.6	3	8	6.4	2.2	2.5	0.6	52
1.9	93	18.8	32	19.3	34	8.3	70	4.1	85	13.7	41	22.3	24	3.9	0.59	0.09	4.1	10.6	3	10	6.5	2.3	2.6	0.7	51
4.4	89	19.7	32	20.2	34	10.2	65	4.7	85	15.1	43	24.6	25	3.5	0.63	0.09	5.0	11.9	5	13	6.9	2.2	2.4	0.8	47
5.1	86	19.2	32	20.1	34	10.6	64	4.6	85	15.3	43	24.9	24	3.3	0.64	0.09	4.7	11.6	4	11	6.9	2.2	2.5	0.7	53
6.0	83	19.9	32	20.6	34	11.4	61	5.3	84	15.9	43	25.6	23	3.2	0.64	0.09	4.8	11.8	3	11	7.0	2.2	2.5	0.7	53
7.0	79	20.4	32	20.9	34	12.5	58	5.8	84	16.3	44	26.4	23	3.1	0.66	0.09	4.9	12.0	4	11	7.1	2.2	2.5	0.7	55
9.1	72	20.8	32	21.4	34	13.6	56	6.8	82	17.4	41	27.6	22	2.7	0.68	0.09	4.9	12.4	3	12	7.5	2.3	2.5	0.7	56
9.7	62	20.3	33	20.8	34	13.8	54	6.8	85	17.2	38	28.1	19	2.4	0.67	0.09	5.1	12.7	5	8	7.6	2.2	2.5	0.6	60
10.8	65	20.6	33	21.4	35	14.7	53	7.4	83	18.0	41	28.7	21	2.3	0.68	0.09	5.0	12.8	4	12	7.8	2.3	2.6	0.6	61
11.3	63	20.4	34	21.1	35	14.9	52	7.6	81	17.9	41	28.5	21	2.2	0.69	0.09	5.0	12.8	4	12	7.7	2.3	2.5	0.7	57
12.7	48	21.4	31	21.7	33	16.0	47	8.3	77	18.8	32	29.5	17	2.0	0.64	0.09	5.2	13.2	4	10	8.0	2.3	2.5	0.7	56
12.9	59	20.2	35	20.9	36	15.8	50	8.4	80	18.3	41	29.0	22	1.8	0.70	0.09	5.3	13.0	4	12	7.7	2.2	2.5	0.7	58
14.8	40	20.3	34	20.7	35	17.0	44	8.8	77	18.8	31	30.1	16	1.3	0.71	0.09	5.3	13.4	5	10	8.1	2.3	2.5	0.7	60
15.3	53	20.3	35	21.0	36	17.4	46	9.0	78	19.2	42	29.8	21	1.2	0.69	0.09	5.4	13.3	5	12	7.9	2.3	2.5	0.7	58
15.8	38	20.7	34	21.1	35	17.7	43	9.5	75	19.4	30	30.8	15	1.2	0.74	0.09	5.3	13.8	5	11	8.5	2.4	2.6	0.7	61
19.1	39	20.2	36	20.6	37	19.6	40	10.7	74	20.1	37	31.2	19	0.3	0.72	0.09	5.6	13.9	5	11	8.4	2.3	2.5	0.7	59

- 500 m³/h

T_buiten	RV_buiten	T_binnen	RV_binnen	T 5.1	RV 5.1	T 5.2	RV 5.2	T 7	RV 7	T 1.2	RV 1.2	T 2	RV 2	P_WW	P_comp	P_venti	p_verd	p_cond	OH	OK	Δpe-pc	VR	PR	N_isentr	T pers
°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	kW	kW	kW	bar	bar	K	K	bar			%	°C
0.4	92	17.8	33	18.8	34	6.6	76	-1.0	81	13.9	36	29.5	14	2.2	0.670	0.030	4.2	12.5	5	16	8	2.7	3.0	0.8	55
0.7	92	18.8	32	19.6	33	7.1	75	-0.6	82	14.6	35	30.0	14	2.3	0.670	0.030	4.0	13.4	3	16	9	3.1	3.4	0.9	54
8.4	70	19.9	33	20.5	34	12.5	57	1.9	86	17.3	39	35.1	13	1.4	0.740	0.030	4.4	14.9	3	13	11	3.0	3.4	0.7	65
9.9	69	20.7	33	22.0	33	14.0	55	4.0	86	18.9	38	37.2	13	1.4	0.770	0.030	4.5	16.2	4	15	12	3.2	3.6	0.8	69
13.9	44	20.5	33	21.3	34	16.4	46	5.2	82	19.4	31	40.0	9	0.9	0.840	0.030	4.9	17.4	4	14	13	3.2	3.6	0.8	71
15.2	38	20.8	33	21.4	34	17.3	44	5.7	80	19.7	29	39.8	9	0.7	0.840	0.030	4.9	16.9	4	16	12	3.2	3.4	0.8	68
16.3	36	20.8	34	21.4	35	18.0	43	6.5	81	20.1	29	40.6	9	0.6	0.840	0.030	5.0	17.5	4	14	12	3.2	3.5	0.8	69

- Koelcyclus 1000 m³/h

T_buiten	T_binnen	h1	h2	v1	PR	T pers	volume debiet compressor	volumetrisch rendement	massadebiet	P_comp_elektr	Pcomp	Pcomp_warmte
°C	°C	kJ/kg	kJ/kg	m ³ /kg		°C	m ³ /s		kg/s	kW	kw	kw
0.6	17.3	417	450	0.056	2.4	51	0.00077	0.95	0.013	0.59	0.43	0.16
0.6	18.2	416	453	0.057	2.5	53			0.013	0.60	0.48	0.12
1.4	18.5	414	452	0.057	2.5	52			0.013	0.59	0.48	0.11
1.9	18.8	414	451	0.059	2.6	51			0.012	0.59	0.45	0.14
4.4	19.7	419	445	0.049	2.4	47			0.015	0.63	0.40	0.23
5.1	19.2	417	452	0.052	2.5	53			0.014	0.64	0.49	0.15
6.0	19.9	418	451	0.051	2.5	53			0.014	0.64	0.46	0.18
6.1	19.1	418	450	0.051	2.4	52			0.014	0.62	0.46	0.16
7.0	20.4	418	453	0.050	2.5	55			0.015	0.66	0.51	0.15
8.1	19.6	418	452	0.050	2.5	55			0.015	0.66	0.51	0.15
9.1	20.8	418	453	0.049	2.5	56			0.015	0.68	0.53	0.15
9.7	20.3	419	456	0.048	2.5	60			0.015	0.67	0.56	0.11
10.8	20.6	418	457	0.049	2.6	61			0.015	0.68	0.58	0.10
11.3	20.4	418	454	0.048	2.5	57			0.015	0.69	0.54	0.15
12.7	21.4	420	453	0.047	2.5	56			0.016	0.64	0.52	0.12
12.9	20.2	420	454	0.047	2.5	58			0.016	0.70	0.55	0.15
14.8	20.3	420	456	0.046	2.5	60			0.016	0.71	0.57	0.14
15.3	20.3	420	453	0.044	2.5	58			0.017	0.69	0.54	0.15
15.8	20.7	420	454	0.046	2.6	61			0.016	0.74	0.55	0.19
19.1	20.2	421	454	0.044	2.5	59			0.017	0.72	0.55	0.17

- Koelcyclus 500 m³/h

T_buiten	T_binnen	h1	h2	v1	PR	T pers	volume debiet compressor	volumetrisch rendement	massadebiet	P_comp_elektr	Pcomp	Pcomp_warmte
°C	°C	kJ/kg	kJ/kg	m ³ /kg		°C	m ³ /s		kg/s	kW	kw	kw
0.4	9.3	416	452	0.058	3.0	55	0.00077	0.95	0.013	0.670	0.452	0.218
0.7	9.9	415	449	0.061	3.4	54			0.012	0.670	0.419	0.251
8.4	20.3	416	459	0.055	3.4	65			0.013	0.740	0.580	0.160
9.9	23.0	417	460	0.054	3.6	69			0.014	0.770	0.586	0.184
13.9	25.0	418	461	0.050	3.6	71			0.015	0.840	0.626	0.214
15.2	25.7	419	458	0.050	3.4	68			0.015	0.840	0.575	0.265
16.3	27.0	419	458	0.049	3.5	69			0.015	0.840	0.589	0.251

Bijlage L Model gebouwen

- Residentieel

De lucht dient in de droge ruimten aangevoerd te worden en vandaar doorgevoerd naar de vochtige ruimten om daar te worden afgevoerd. De manier waarop de luchtdoorvoer gebeurt mag rechtstreeks of via doorstroom ruimten zoals een hal, trapzaal,...

In zowel de droge en natte ruimten dient er minstens één doorstroomopening te zijn voor de vrije luchtdoorvoer.

Het benodigde luchtdebiet in natte ruimtes mag afkomstig zijn van de droge ruimtes. Dat zorgt ervoor dat in feite minder lucht dient aangevoerd te worden door het mechanische ventilatiesysteem. In het beste geval is een halvering van het toe- en af te voeren ventilatiedebiet ten opzichte van het totale nodige ventilatiedebiet.

Het aanvoerdebiet staat los van het afvoerdebiet. Bij het ontwerp dient er wel rekening gehouden te worden met het feit dat men evenveel lucht dient aan te voeren als af te voeren. Anders zal het gebouw in over of onderdruk komen te staan. De effecten van onbalans zijn:

- een hogere druk in het gebouw dan buiten,
- een verminderd toevoerdebiet;
- de ontwikkeling van een bijkomend luchtlekdebiet doorheen de gebouwschil (exfiltraties).

OVERZICHT VENTILATIE-EISEN VOOR WOONGEBOUWEN				
	nominaal debiet		debiet mag beperkt worden tot	minimale spleet onder de deur
	algemene regel minimum-debiet	absoluut minimaal debiet		
Toevoer				
woonkamer	3,6 m³/hm²(*)	75 m³/h	150 m³/h	n.v.t.
slaapkamer		25 m³/h	72 m³/h	
studeerkamer				
speelkamer				
Doorstroom als afvoer uit de ruimte				
woonkamer	n.v.t.	25 m³/h	n.v.t.	70 cm²
slaapkamer				
studeerkamer				
speelkamer				
Doorstroom als toevoer naar de ruimte				
badkamer	n.v.t.	25 m³/h	n.v.t.	70 cm²
was- en droogplaats		50 m³/h		140 cm²
keuken		25 m³/h		70 cm²
WC				
Afvoer				
keuken	3,6 m³/hm²	50 m³/h	75 m³/h	n.v.t.
badkamer				
was- en droogplaats		75 m³/h		
open keuken				
WC	25 m³/h	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.
(*) of 45 m³/h per lopende meter ramen die vervangen worden. De kleinste waarde van de 2 berekeningsmethodes geldt als minimaal debiet. Dit is van toepassing bij gebouwen met vergunningsaanvraag of melding vanaf 8 september 2011.				

- Niet residentieel

In niet-residentiële gebouwen hangt het door de EPB-regelgeving opgelegde minimum ontwerpdebiet af van het gebruik en de voorziene bezettingsgraad van de ruimte:

- ruimten voor menselijke bezetting, waar mensen vrij lang verblijven, (kantoor, vergaderzaal, leslokaal, ...);
- ruimten niet bestemd voor menselijke bezetting, waar mensen bij normaal gebruik slechts een vrij beperkte tijd verblijven (archiefruimten, gangen, trapzalen, toiletten, ...);
- speciale ruimten waarvoor andere bijzondere eisen van toepassing kunnen zijn, (stookplaats, 'clean room' van een ziekenhuis, laboratorium, ...). De ventilatie van deze ruimten valt niet onder de EPB maar moet aan andere regelgevingen, normen of specifieke eisen voldoen.

Het vereiste minimum ontwerpdebiet moet in elke ruimte bereikt worden, zowel voor de luchttoevoer als voor de luchtafvoer. Hier kan geen gebruik gemaakt worden van lucht hergerbuik zoals bij residentiële ventilatie.

Voor ruimten bestemd voor menselijke bezetting is het ontwerpdebiet afhankelijk van de bezettingsgraad van de ruimte. De bezettinggraad wordt bepaald door de ontwerper, met als minimum de referentiewaarden in tabel 1 van de 'Ventilatiebijlage niet residentieel' van de EPB-regelgeving

Alhoewel luchtdoorvoer tussen ruimten niet verplicht is, is dit onder bepaalde voorwaarden wel toegelaten:

In ruimten bestemd voor menselijke bezetting kan er slechts voldaan worden aan het vereiste minimum ontwerpdebiet door de aanvoer van buitenlucht. Bijkomende debieten mogen wel gerealiseerd worden met doorgevoerde, gerecycleerde of verse lucht.

Alleen ruimten die niet bestemd zijn voor menselijke bezetting mogen volledig gevoed worden met lucht uit andere ruimten om aan het vereiste minimum ontwerpdebiet te voldoen.

De aldus doorgevoerde lucht moet afkomstig zijn van ruimten met een laag tot matig verontreinigingsniveau (luchtkwaliteitsklassen ETA1 of ETA2, zie tabel 2).

Bijgevolg moet de lucht uit bepaalde ruimten (al dan niet bestemd voor menselijke bezetting) met een hoog tot zeer hoog verontreinigingsniveau (luchtkwaliteitsklassen ETA3 of ETA4, zie tabel 2) zoals keuken, toilet en garage rechtstreeks naar buiten afgevoerd worden.

Deze luchtdoorvoer tussen ruimten mag gerealiseerd worden met vrije ventilatie via doorstroomopeningen ofwel mechanisch.

De ETA-luchtkwaliteitsklassen hangen af van de mate van vervuiling in de betrokken ruimte. Ze worden gedetailleerd beschreven in de norm NEN EN 13779 [2] en kunnen als volgt samengevat worden:

ETA 1 en ETA 2: laag tot matig verontreinigingsniveau. De bronnen van vervuiling zijn voornamelijk de emissies van bouwmaterialen en structuren en de menselijke stofwisseling.

ETA 3 en ETA 4: hoog tot zeer hoog verontreinigingsniveau. Er worden andere pollutanten afgegeven zoals vocht, bepaalde stoffen uitgestoten door chemische processen of stoffen, bepaalde geuren of onzuiverheden die schadelijk zijn voor de gezondheid.

Tabel 2 geeft enkele typische voorbeelden van ruimtes die tot deze ETA-klassen behoren. Voor meer bijzondere gevallen, verwijzen we naar de norm NBN EN 13779.

De EPB bepaalt eveneens een drukvoorwaarde ter beperking van het onevenwicht tussen het totaal van de ontwerpdebieten voor de toevoer ($q_{v,supply}$) en het totaal van de ontwerpdebieten voor de afvoer ($q_{v,extract}$) op niveau van het gebouw. Deze voorwaarde kan als volgt uitgedrukt worden:

als het toevoerdebiet groter is dan het afvoerdebiet,
dus als $q_{v,supply} > q_{v,extract}$, dan $(q_{v,supply} - q_{v,extract}) \leq 0,35 \cdot V$

als het toevoerdebiet kleiner is dan het afvoerdebiet,
dus als $q_{v,supply} < q_{v,extract}$, dan $(q_{v,supply} - q_{v,extract}) \leq 0,22 \cdot V$

waarbij V het volume van het gebouw op basis van de buitenafmetingen (m^3) is. De debieten worden uitgedrukt in m^3/h . [19]

Niet residentiële gebouwen dienen de ventilatie op een totaal andere manier te dimensioneren dan residentiële gebouwen. De dimensionering gebeurt op basis van de menselijke bezetting. Afhankelijk van de te bereiken luchtkwaliteit kan er een ander luchtdebiet genomen worden. De EPB vereist minimum een IDA 3.

Klasse	Eenheid	Ventilatievoud met buitenlucht per persoon in niet rokerszone	
		<i>Typische waarde</i>	<i>Standaardwaarde</i>
IDA 1	m ³ /h persoon	>54	73
	l/s persoon	>15	20
IDA 2	m ³ /h persoon	36-54	45
	l/s persoon	10-15	12.5
IDA 3	m ³ /h persoon	22-36	29
	l/s persoon	6-10	8
IDA 4	m ³ /h persoon	<22	18
	l/s persoon	<6	5

- **K-peil**

Via de norm NBN EN 62-301 kan het K-peil bepaald worden of ook via de EPB software. Voor deze berekening zijn ook de warmtedoorgangscoefficienten nodig die berekend kunnen worden aan de hand van de norm NBN B 62-002.

Het K-peil is de uitdrukking voor een gebouw bij een compactheid C (=V/At) de warmte-isolatieprestatie uit door middel van een gemiddelde warmtedoorgangscoefficiënt $U_{m,T}$ van alle wanden van de gebouwschil.

Volume compactheid: $C = \frac{V}{A_T}$ met A_T =totale warmteverliesoppervlakte

$$H_T = H_G + H_U + H_D$$

$$H = U * A$$

$$U_{m,T} = \frac{H_T}{A_T}$$

Het globaal warmte isolatie peil K(X) van een gebouw met volumecompactheid C wordt uitgedrukt als het honderdvoud van de verhouding van de gemiddelde warmtedoorgangscoefficient $U_{m,T}$ van dat gebouw tot de corresponderende gemiddelde $U_{m,T}$ -waarde uitgedrukt als de functiewaarde f_C) van het basis bij K100 berekend bij dezelfde volumecompactheid C:

$$X = \frac{U_{m,T}}{f_C} * 100$$

f_C = functie waarde van de lijn van gelijk isolatiepeil k100 volgens compactheid C

De factor f_C :	
$C \leq 1$ m	$f_C=1$
$1 \text{ m} < C < 4$ m	$f_C=(C+2)/3$
$C \geq 4$ m	$f_C=2$

Volgens EPB en EN 13779 vloeroppervlak per persoon in een gebouw of ruimte.
Korte samenvatting met relevante ruimten om een model van te kunnen maken.

Type ruimte	Vloeroppervlak (m ²)/persoon
Horeca: cafetaria	1.5
Hotel: slaapkamer	10
Vakantiecentra: slaapzaal	5
Kantoor	15
Verkoopruimte	7
Supermarkt	10
Leslokaal	4

- Woongebouw

Als residentiële gebouw is er volgende woning ontworpen:

Een vierkant met 3 verdiepingen en een gevel breedte van 13 meter.

verdiep hoogte	2.5	m
# verdiepen	3	
breedte gevel	13	m
opp verdiep	169	m ²
woonopp	507	m ²
woon volume	1267	m ³
beglazing	0.3	%
At	728	m ²
Hvloer	51	W/K
Hdak	41	W/K
Hraam	176	W/K
Hmuur	109	W/K
Ht	376	W/K
Umt	1	W/m ² K
C	1.7	m
fc	1.2	W/m ² K
Kpeil	41	

type ruimte	debiet	min oppervlak
	m ³ /h	m ²
woonkamer 1	150	42
woonkamer 2	150	42
slaap 1	72	20
slaap 2	72	20
slaap 3	72	20
slaap 4	72	20
keuken	75	21
bad 1	75	21
bad 2	75	21
waskamer	75	21
wc	25	2
wc	25	2
totaal	938	251

Het benodigde debiet 938m³/h mag door 2 gedeeld zodat de totale aanvoer en afvoer 470 m³/h is. De bij behorende vloer oppervlakte is dan 250 m² wat de helft is van het model huis. Let wel dit is de minimum oppervlakte en minimum debiet. Dus voor dit debiet kan er perfect een dubbel zo groot huis. Of In dit huis kan men afhankelijk van de luchtvervuiling meer debiet nodig hebben.

- Niet residentieel

Voor niet residentiële gebouwen zijn er 3 types genomen om een model van op te stellen, namelijk een kantoor, warenhuis en een hotel.

	Kantoor		Warenhuis		Hotel		
	groot	klein	groot	klein	klein	groot	
totaal debiet	1000	500	1000	500	500	1000	m ³ /h
ventilatie debiet	30	30	30	30	30	30	m ³ /persoon
aantal personen	33	17	33	17	17	33	personen
oppervlak per persoon	15	15	4	4	10	10	m ² /persoon
gebouw oppervlak	500	250	133	67	167	333	m ²
verdiepen	2	1	1	1	1	1	
hoogte verdiep	3	3	3	3	3	3	m
breedte gevel	15.8	15.8	12	8	13	18	m
volume	1500.0	750.0	400.0	200	500	1000	m ³
ramen	30.0	30.0	30	30	30	30	%
At	879.5	689.7	405	231	488	886	m ²
Ht	446.2	273.5	160.4	108	185	310	W/K
Umt	0.5	0.4	0.4	0.5	0.4	0.3	W/m ² K
C	1.7	1.1	0.99	0.86	1.02	1.13	m
fc	1.2	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	W/m ² K
Kpeil	41	39	39.8	49	38	34	

Auteursrechtelijke overeenkomst

Ik/wij verlenen het wereldwijde auteursrecht voor de ingediende eindverhandeling:

Ontwikkeling van een ventilatietoestel met passieve en actieve warmteterugwinning

Richting: **master in de industriële wetenschappen: energie-elektrotechniek**

Jaar: **2014**

in alle mogelijke mediaformaten, - bestaande en in de toekomst te ontwikkelen - , aan de Universiteit Hasselt.

Niet tegenstaand deze toekenning van het auteursrecht aan de Universiteit Hasselt behoud ik als auteur het recht om de eindverhandeling, - in zijn geheel of gedeeltelijk -, vrij te reproduceren, (her)publiceren of distribueren zonder de toelating te moeten verkrijgen van de Universiteit Hasselt.

Ik bevestig dat de eindverhandeling mijn origineel werk is, en dat ik het recht heb om de rechten te verlenen die in deze overeenkomst worden beschreven. Ik verklaar tevens dat de eindverhandeling, naar mijn weten, het auteursrecht van anderen niet overtreedt.

Ik verklaar tevens dat ik voor het materiaal in de eindverhandeling dat beschermd wordt door het auteursrecht, de nodige toelatingen heb verkregen zodat ik deze ook aan de Universiteit Hasselt kan overdragen en dat dit duidelijk in de tekst en inhoud van de eindverhandeling werd genotificeerd.

Universiteit Hasselt zal mij als auteur(s) van de eindverhandeling identificeren en zal geen wijzigingen aanbrengen aan de eindverhandeling, uitgezonderd deze toegelaten door deze overeenkomst.

Voor akkoord,

Palmers, Yves

Datum: **6/06/2014**