

Konzeptstudie über die Ausgestaltung der kalorischen Innenkammern des Versuchsstandes zur Untersuchung von VRF-Systemen „Smart Climate Lab“

Verfasser:

**Forschungsgesellschaft
Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart mbH**

**Dipl.-Ing. Bernd Klein
Matthias Hartnagel, M.Sc.**

**Forschungsvorhaben VdF-2022-02
gefördert vom
Verein der Förderer der Forschung im Bereich
Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart e.V.**

Verein der Förderer
der Forschung im Bereich
Heizung • Lüftung • Klimatechnik
Stuttgart e.V.



Dezember 2022

Vorwort und Danksagung

An dieser Stelle möchten wir uns recht herzlich beim Verein der Förderer der Forschung im Bereich Heizung-Lüftung-Klimatechnik Stuttgart e.V. für die Förderung des Forschungsvorhabens bedanken.

Kurzfassung

Im Rahmen des Projektes „Konzeptstudie über den Aufbau eines Versuchstandes zur Untersuchung von VRF-Systemen“ (FKZ: VdF 2021-2) wurde der Aufbau eines Prüfstandes für Luft-/Luft-Wärmepumpen in VRF- und Multi-Split-Bauweise bis 50kW Leistung beschrieben. Voraussetzung für eine zuverlässige und reproduzierbare Messung von Leistungen und Effizienzen ist hierbei unter anderem, dass die Prüflinge homogen konditionierte Luft ansaugen. Der Zustand und die Homogenität sind maßgeblich von der Raumluftrömung abhängig. Daher muss die durch die Raumkonditionierer im Zusammenspiel mit den Prüflingen erzeugte Raumluftrömung für verschiedene räumliche Anordnungen untersucht und bewertet werden. Dies wird in dieser Studie durch eine dreidimensionale Strömungssimulation realisiert. Hierzu werden die verwendeten Umluftkonditionierer sowie typische ausgewählte Prüflinge dreidimensional modelliert und strömungstechnisch untersucht, so dass die resultierende Temperaturverteilung und Luftgeschwindigkeit an den relevanten Stellen bei unterschiedlichen Anordnungen bewertet werden können. Die Durchführung einer Variantenstudie zeigt, dass eine festpositionierte Anordnung der Konditionierer möglich ist. Hierbei muss die Positionierung der Prüflinge an das jeweilige Ansaug- und Ausströmprofil angepasst werden. Anhand mehrerer Beispiele wird gezeigt, dass mit dieser Herangehensweise einer festen Anordnung der Raumkonditionierer die gewünschten Randbedingungen an den Ansaugöffnungen der Prüflinge eingehalten werden können.

Abstract

In the context of the project "Concept Study on the Establishment of a Test Stand for the Investigation of VRF Systems" (Project Number: VdF 2021-2), the setup of a test rig for air-to-air heat pumps in VRF (Variable Refrigerant Flow) and Multi-Split configuration up to 50 kW capacity was described. One of the prerequisites for reliable and reproducible measurement of performance and efficiency is that the test subjects intake homogeneously conditioned air. The conditioning and homogeneity significantly depend on the room air flow. Therefore, the room air flow generated by the circulating air conditioners in conjunction with the test subjects for various spatial arrangements needs to be investigated and evaluated. This is achieved in this study through a three-dimensional flow simulation. For this purpose, the used recirculating air conditioners as well as typical selected test subjects are three-dimensionally modelled and analysed in terms of fluid dynamics, allowing for the assessment of resulting temperature distribution and air velocity at relevant locations for different arrangements. A variant study indicated that a stationary arrangement of the conditioners is feasible, with the positioning of the test subjects being adapted to the respective intake and exhaust profiles. In another variant study, it is demonstrated that with this approach, the stationary arrangement of room conditioners, the desired conditions at the intake openings of the test subjects can be maintained.

Inhalt

Formelzeichen und Abkürzungen	4
1 Einführung	6
1.1. Hintergrund und Motivation.....	6
1.2. Aufgabenstellung	6
1.3. Vorgehen	6
2 Konzept	7
2.1 Geometrische Randbedingungen	7
2.1.1 Prüfstand	7
2.1.2 Innenkammern.....	7
2.1.3 Umluftkonditionierer.....	8
2.1.4 Prüflinge.....	9
2.2 Anforderungen der Prüfnormen	12
2.2.1 Allgemeine Prüfbedingungen.....	12
2.2.2 Randbedingungen Heizbetrieb	13
2.2.3 Randbedingungen Kühlbetrieb	14
2.2.4 Randbedingungen Wärmerückgewinnung.....	15
2.2.5 Toleranzen.....	16
3 Simulation	17
3.1 Grundlagen CFD.....	17
3.1.1 Ablauf einer Strömungsberechnung	17
3.1.2 Erhaltungsgleichungen	20
3.1.3 Turbulente Strömungen	22
3.1.4 Numerische Diskretisierung.....	23
4 Bewertung der Ergebnisse	24
4.1 Anordnung der Umluftkonditionierer und Aufstellbereiche der Prüflinge	24
4.2 Auswertungsebenen	26
4.3 Ergebnisse ausgewählter Varianten	29
4.4 Bodentruhe	29
4.4.1 Bodentruhe Kühlfall	30
4.4.2 Bodentruhe Heizfall	34
4.5 Wandgerät	39
4.5.1 Wandgerät Kühlfall	39
4.5.2 Wandgerät Heizfall	44
4.6 Deckenkassette	49
4.6.1 Deckenkassette Kühlfall	50
4.6.2 Deckenkassette Heizfall	55

4.7	Variierende Anordnung der Prüflinge	60
4.7.1	Variierende Anordnung der Prüflinge Kühlfall.....	60
4.7.2	Variierende Anordnung der Prüflinge Heizfall.....	65
5	Fazit	70
6	Literaturverzeichnis	73

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
\vec{A}_i	Flächennormalvektor bzw. Oberflächenvektor	-
A	Fläche	m ²
\vec{c}_i	Vektor vom Mittelpunkt der Zelle zum Mittelpunkt der Fläche	-
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{kJ}{kg * K}$
\vec{f}_i	Vektor vom Mittelpunkt der Zelle zum Mittelpunkt der Nachbarzelle	-
h	Spezifische Enthalpie	$\frac{J}{kg}$
p	Druck	Pa
R	Universelle Gaskonstante	$\frac{J}{mol * K}$
Re	Reynolds-Zahl	-
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
u	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung	$\frac{m}{s}$
V	Volumen	m ³
v	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung	$\frac{m}{s}$
w	Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung	$\frac{m}{s}$
x	Kartesische Raumkoordinate	m
y	Kartesische Raumkoordinate	m
z	Kartesische Raumkoordinate	m

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
Δ	Differenzbildner	-
ε	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie	$\frac{m^2}{s^3}$
Θ	Winkel	°
ν	Kinematische Viskosität	$\frac{m^2}{s}$
ϑ	Temperatur	°C
μ	Dynamische Viskosität	$\frac{kg}{m * s}$
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
τ_{ij}	Schubspannung	$\frac{N}{m^2}$
ω	Charakteristische Frequenz der energiedissipierenden Wirbel	s^{-1}

Indizes

Symbol	Beschreibung
ges	Gesamt
i	Zählindex
j	Zählindex
max	maximal
min	Minimal
opt	Optimum

1 Einführung

1.1. Hintergrund und Motivation

Im Rahmen des Projekts "Entwicklung einer Konzeptstudie zur Einrichtung eines Versuchslabors für die Untersuchung von VRF-Systemen" mit dem Förderkennzeichen VdF 2021-2 (1) wurde das Konzept eines "Smart Climate Lab" erarbeitet. Die Studie fokussierte sich hauptsächlich auf die Dimensionierung und Planung des Versuchsstandes. Während der Konzipierung wurde deutlich, dass noch weiterer Forschungsbedarf im Zusammenhang mit der optimalen Raumluftrömung in den kalorischen Innenkammern besteht.

Für die Messung von Luft-/Luftwärmepumpen wird die Nutzleistung mithilfe eines kalorischen Verfahrens in einem speziellen Prüfraum ermittelt. Um sicherzustellen, dass die Messungen reproduzierbar sind, ist neben der exakten Erfassung der zugeführten Energie auch eine homogene Konditionierung des Raumes von entscheidender Bedeutung. Hierbei müssen insbesondere die unterschiedlichen Bauformen der Innenwärmeübertrager (Prüflinge) berücksichtigt werden. Aufgrund dieser unterschiedlichen Bauformen entstehen im Raum verschiedene Austrittsströmungen, die durch die Konditionierungseinrichtung so ausgeglichen werden müssen, dass an der Ansaugöffnung der Innenwärmeübertrager wieder homogene und definierte Bedingungen herrschen.

1.2. Aufgabenstellung

In dieser Studie soll untersucht werden, ob die im Konzept des Versuchsstandes vorgesehenen Raumluftkonditionierer ortsfest montiert werden können, oder ob die Montageorte variabel an die Prüflinge angepasst werden müssen.

Das Ziel dieser Studie ist es, eine Empfehlung für den optimalen Montageort der Umluftkonditionierer sowie der typischen Prüflinge unter Berücksichtigung deren Strömungsverhaltens zu erarbeiten.

1.3. Vorgehen

Die Untersuchungen werden mit Hilfe einer dreidimensionalen Strömungssimulationen in ANSYS Fluent durchgeführt. Hierbei sind folgende Schritte erforderlich:

- Modellierung der kalorischen Innenkammer
- Modellierung von ausgewählten typischen Prüflingen unter dem Aspekt der Luftströmung und Temperaturverteilung
- Modellierung von Umluftkonditionierern unter dem Aspekt der Luftströmung und Temperaturverteilung
- Simulation der Temperaturverteilung im Raum bei verschiedenen Anordnungen von Prüfling und Konditionierern
- Bewertung der Homogenität der Temperaturverteilung bei verschiedenen möglichen Platzierungen von Prüfling, Konditionierer und Lasten (Wärmeverluste der Prüflinge und Umluftkonditionierer)
- Bewertung von unterschiedlichen Montageorten der Konditionierer

- Empfehlung für einen optimalen Montageort von Prüfling und Konditionierer.

2 Konzept

2.1 Geometrische Randbedingungen

2.1.1 Prüfstand

Der Prüfstand besteht aus einer Außenkammer und zwei kalorischen Innenkammern. Die aus der Vorstudie (VdF 2021-2) resultierende Anordnung und die Abmaße des Prüfstandes sind in Abbildung 2-1 dargestellt.

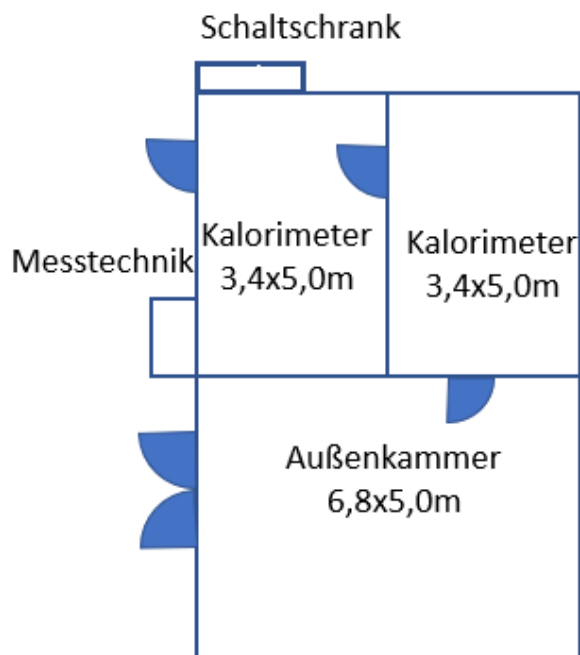


Abbildung 2-1: Geometrie der zu untersuchenden Klimakammer

Das Simulationsmodell bildet eine dieser Innenkammern mit den Maßen 5,0 m x 3,4 m x 5,0 m (LxBxH) ab. Da die beiden Innenkammern identisch sind, lassen sich alle Ergebnisse dieser Studie auf die zweite Innenkammer übertragen. Die Außenkammer wird im Zuge dieser Studie nicht betrachtet.

2.1.2 Innenkammern

Um die Leistung in mehrere Räume zu verteilen, werden an ein Außengerät mehrere Innengeräte angeschlossen. Aus der Erfahrung bei der Prüfung von Einzelgeräten sieht das Konzept für die kalorischen Innenkammern eine Aufteilung in fünf parallele Segmente vor, in denen jeweils ein Innengerät montiert werden kann. Jede Zone wird von einem Umluftkonditionierer konditioniert. Diese sollen nebeneinander so montiert werden, dass alle ausgewählten typischen Prüflingsvarianten optimal angeströmt werden.

Für die Montage der Konditionierer und der Prüflinge steht die gesamte Länge der beiden Innenwände zur Verfügung. Es muss keine Rücksicht auf Öffnungsbereiche der Tür genommen werden. Abbildung 2-2 zeigt z.B. resultierende Geometrie der kalorischen Innenkammer.

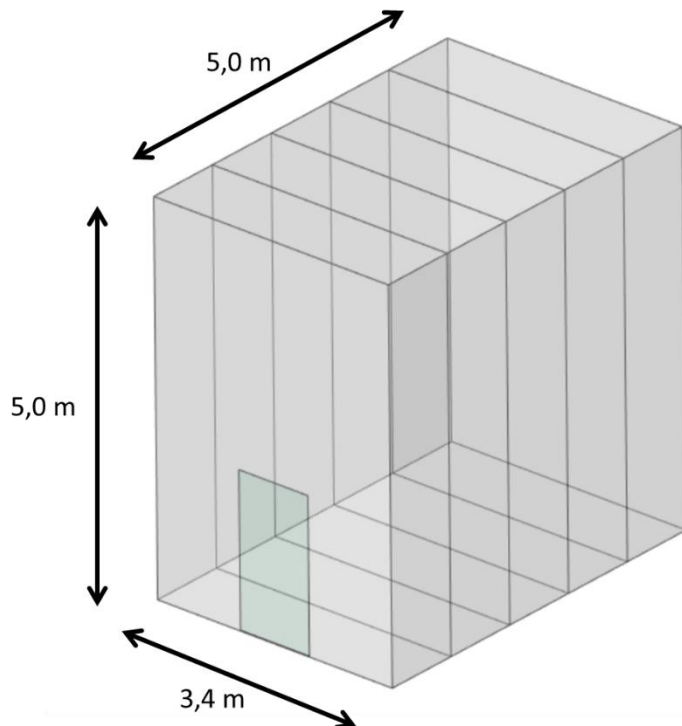


Abbildung 2-2: Resultierende Geometrie der kalorischen Innenkammer

Zu erkennen ist, dass der Prüfraum in insgesamt fünf Segmente unterteilt ist, in denen jeweils ein Innengerät einem Umluftkonditionierer zugeordnet ist. Da die maximale Leistung in der Innenkammer 25 kW betragen soll, muss jedes Segment ca. 5 kW abdecken.

2.1.3 Umluftkonditionierer

Zur Konditionierung der Raumluft der kalorischen Innenkammer sind hydraulisch beheizte oder gekühlte Umluftkonditionierer mit einem Axialventilator vorgesehen. Abbildung 2-3 zeigt das in der Simulation verwendete vereinfachte Modell eines solchen Umluftkonditionierers.

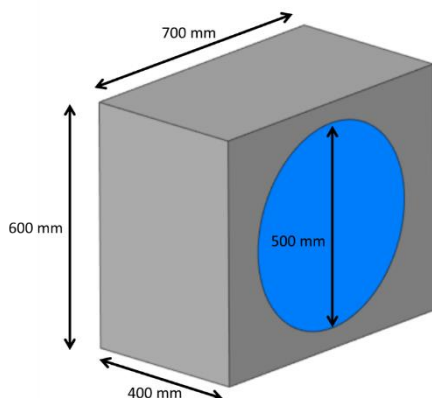


Abbildung 2-3: Vereinfachte Geometrie eines Umluftkonditionierers

Die blaue Fläche mit einem Durchmesser von 500 mm entspricht hierbei dem Luftaustritt aus dem Gerät. Die gleiche Fläche befindet sich auf der Rückseite des Geräts, welche als Ansaugöffnung dient.

2.1.4 Prüflinge

Im Zuge dieser Studie soll die Positionierung der Umluftkonditionierer in Abhängigkeit der Prüflingsgeometrie und deren Anordnung untersucht werden. Eine Auflistung der typischen Bauformen von Innengeräten kann dem Abschlussbericht der Vorstudie (FKZ: VdF 2021-2) in Kapitel 2.3.3 entnommen werden.

Innerhalb dieser Studie wurden die Bauformen der Wandgeräte, Bodentruhe und Deckenkassette berücksichtigt. Die resultierenden vereinfachten Geometrien werden in nachfolgenden Kapiteln erläutert. Die blau hinterlegten Flächen stellen hierbei die Auslässe aus den Geräten, die rot hinterlegten Flächen die Ansaugöffnungen dar.

Wandgeräte

Nachfolgende Abbildung zeigt stellvertretend ein Wandgerät der Firma Daikin. Typische Leistungsbereiche bei Daikin sind hier 1,7...8kW.



Abbildung 2-4: Wandgerät der Firma Daikin (2)

Für die Simulation werden Daten eines vergleichbaren Modells der Firma Mitsubishi Electric in ein vereinfachtes Simulationsmodell überführt (3). Bei den Leistungsdaten werden die technischen Daten des Modells PKFY-P40VLM-E zugrunde gelegt (3).

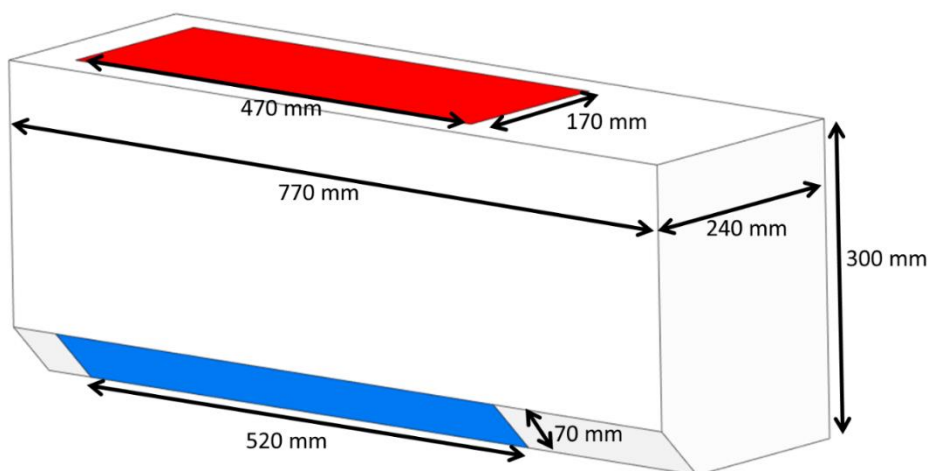


Abbildung 2-5: Simulationsmodell Wandgerät

Deckenkassetten

Nachfolgende Abbildung zeigt stellvertretend eine Deckenkassette der Firma Daikin. Typische Leistungsbereiche bei Daikin sind hier 1,7...16 kW.



Abbildung 2-6: Deckenkassette der Firma Daikin (2)

Für die Simulation werden Daten eines vergleichbaren Modells der Firma Mitsubishi Electric in ein vereinfachtes Simulationsmodell überführt (4). Bei den Leistungsdaten werden die technischen Daten des Modells PLFY-M40VEM-E zugrunde gelegt (4).

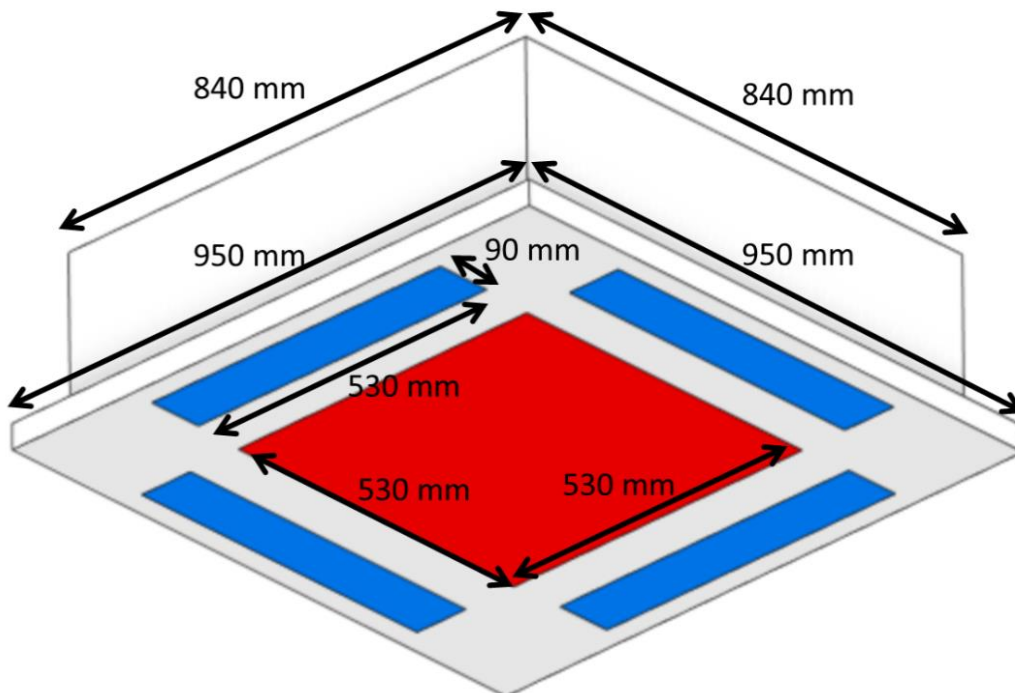


Abbildung 2-7: Simulationsmodell Deckenkassette

Truhengeräte

Nachfolgende Abbildung zeigt stellvertretend eine Bodentruhe der Firma Daikin. Typische Leistungsbereiche bei Daikin sind hier 2,2...8,0 kW.



Abbildung 2-8: Bodentruhe der Firma Daikin (2)

Für die Simulation werden Daten eines vergleichbaren Modells der Firma Mitsubishi Electric in ein vereinfachtes Simulationsmodell überführt (5). Bei den Leistungsdaten werden die technischen Daten des Modells PFFY-P40VCM-E zugrunde gelegt (5).

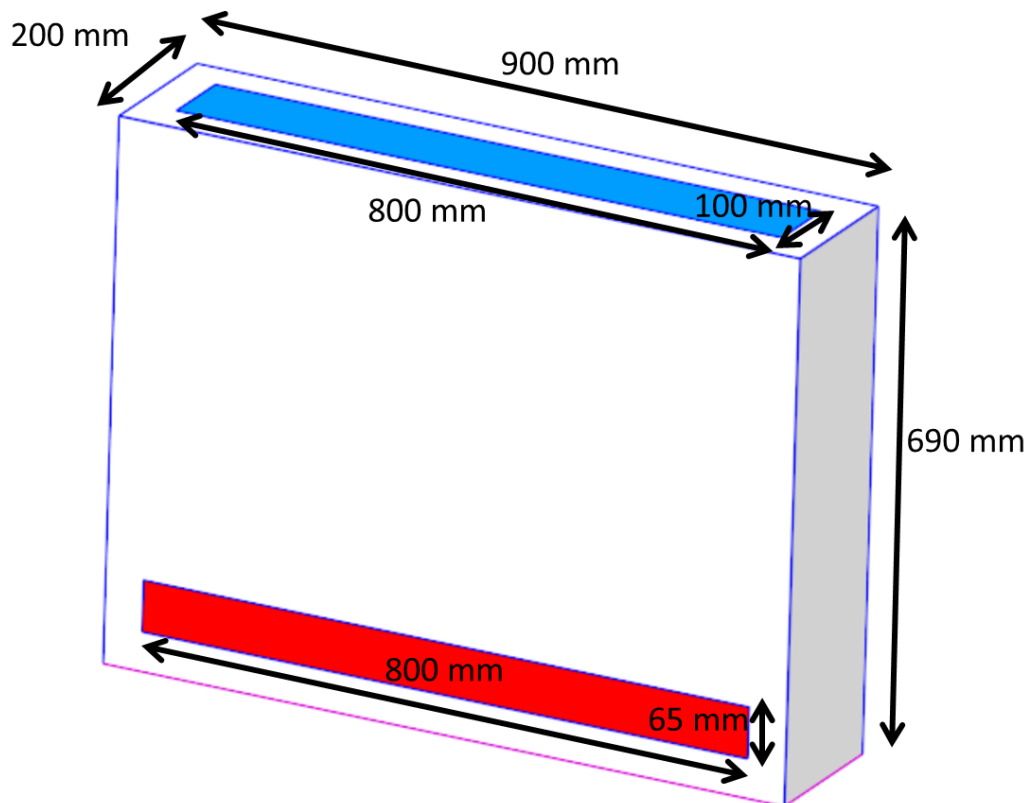


Abbildung 2-9: Resultierende Geometrie Bodentruhe

Die in der vorherigen Studie identifizierten Kanal- und Deckengeräte werden im Zuge dieser Studie nicht betrachtet. Da die Ansaugpunkte und resultierenden Strömungen mit denen des Wandgerätes nahezu übereinstimmen, können dessen Ergebnisse auf weitere Prüflinge übertragen werden.

2.2 Anforderungen der Prüfnormen

Die Normenreihe EN 14511 (6) ist eine Sammlung von europäischen Normen, die sich mit der Prüfung und Bewertung von Luftkonditionierern, Flüssigkeitskühlsätzen und Wärmepumpen für Raumheizung, Raumkühlung und Prozesskühlung befassen. Diese Normenreihe umfasst mehrere Teile, darunter Begriffsdefinitionen, Prüfbedingungen, Prüfverfahren und Mindestanforderungen für die Leistung von Wärmepumpen. Sie dient als grundlegende Richtlinie für die einheitliche Bewertung und Zertifizierung von Wärmepumpen und gewährleistet deren Vergleichbarkeit auf dem europäischen Markt. Die Normenreihe legt auch die Messung der Leistungszahl (Coefficient of Performance, COP) und die entsprechenden Prüfbedingungen fest, um sicherzustellen, dass Wärmepumpen effizient und umweltfreundlich arbeiten (6).

In den nachfolgenden Kapiteln 2.2.1, 2.2.2 und 2.2.3 werden die für die Simulation der kalorischen Innenkammer relevanten Prüfbedingungen aufgeführt. Die Prüfbedingungen werden als Randbedingungen zur Erstellung der Simulationsmodelle und als Anforderungen an die Ergebnisse der Simulationen übernommen.

2.2.1 Allgemeine Prüfbedingungen

Nachfolgende Randbedingungen sind in DIN EN 14511-3 Absatz 4.2.1.2 für den Prüfraum und die im Prüfraum vorherrschenden Bedingungen definiert:

- Durch die Größe des Prüfraums darf der Luftstrom an den Lufteintritts- und Luftaustrittsöffnungen des Prüfbjektivs nicht behindert werden.
- Durch die im Prüfraum wirksame Raumluftrömung darf kein Kurzschluss zwischen den beiden Öffnungen des Prüflings ausgelöst werden.
- Bei ausgeschaltetem Prüfling darf eine Luftgeschwindigkeit von 1,5 m/s an den beiden Öffnungen nicht überschritten werden.
- Die Luftgeschwindigkeit im Prüfraum darf die mittlere Geschwindigkeit an der Ansaugstelle des Prüflings nicht überschreiten.
- Lufteintritts- bzw. Luftaustrittsöffnungen müssen mindestens einen Abstand von 1 m zu den Oberflächen des Prüfraums haben, sofern vom Hersteller nicht anders vorgegeben.
- Jegliche direkte Wärmeabstrahlung von Heizeinrichtungen im Prüfraum auf das Gerät oder auf die Temperaturmesspunkte muss vermieden werden.

Diese Randbedingungen werden als Bedingungen der Strömungssimulation herangezogen.

2.2.2 Randbedingungen Heizbetrieb

Folgende Prüfbedingungen sind in DIN EN 14511 Teil 2 für den Heizbetrieb von Luft/Luft Wärmepumpen vorgegeben (für VRF-Geräte sind hierbei die Prüfpunkte Außenluft/Umluft relevant):

		Außenwärmeübertrager		Innenwärmeübertrager	
		Trocken- kugel- temperatur am Eintritt °C	Feucht- kugel- temperatur am Eintritt °C	Trocken- kugel- temperatur am Eintritt °C	Feuchtkugel- temperatur am Eintritt °C
Norm-Nenn- bedingungen	Außenluft/Umluft (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	7	6	20	max. 15
	Abluft/Umluft (z. B. Einkanal-Wärmepumpe)	20	12	20	12
	Abluft/Außenluft	20	12	7	6
Betriebs-Nenn- bedingungen	Außenluft/Umluft (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	2	1	20	max. 15
	Außenluft/Umluft (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	-7	-8	20	max. 15
	Außenluft/Umluft (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	-15	—	20	max. 15
	Außenluft/Umluft (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	12	11	20	max. 15
	Abluft/Außenluft	20	12	2	1
	Abluft/Außenluft	20	12	-7	-8

Abbildung 2-10: Prüfanforderungen Luft-/Luft-Geräte - Heizbetrieb (6)

Zusätzlich sind in der Norm in Tabelle 19 Messbedingungen für „luftgekühlte Multisplit-Systeme“ definiert, die sich in den Bedingungen jedoch nicht unterscheiden.

2.2.3 Randbedingungen Kühlbetrieb

Die Effizienz im Kühlbetrieb wird in der Norm mit „Energy Efficiency Ratio“ (EER) bezeichnet. Für den Kühlbetrieb sind folgende Bedingungen definiert:

		Außenwärmeübertrager		Innenwärmeübertrager	
		Trocken- kugel- temperatur am Eintritt	Feuchtkugel- temperatur am Eintritt	Trocken- kugel- temperatur am Eintritt	Feuchtkugel- temperatur am Eintritt
		°C	°C	°C	°C
Norm-Nenn- bedingungen	Komfortgeräte (Außenluft/Umluft) (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	35	24 ^a	27	19
	Komfortgeräte (Abluft/Umluft)	27	19	27	19
	Komfortgeräte (Abluft/Außenluft)	27	19	35	24
	Einkanal-Geräte ^{b,c}	35	24	35	24
	Schaltschrank	35	24	35	24
	Verfahrens- Luftkonditionierer	35	24	24	17
Betriebs-Nenn- bedingungen	Komfortgeräte (Außenluft/Umluft) (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	27	19 ^a	21	15
	Einkanal-Geräte ^{b,c}	27	19	27	19
	Komfortgeräte (Außenluft/Umluft) (z. B. Fenster, Zweikanal-Geräte, Split-Geräte)	46	24 ^a	29	19
	Schaltschrank	50	30	35	24
	Verfahrens- Luftkonditionierer	27	19	21	15

Abbildung 2-11: Prüfanforderungen Luft-/Luft-Geräte - Kühlbetrieb (6)

Zusätzlich sind in der Norm in Tabelle 19 Messbedingungen für „luftgekühlte Multisplit-Systeme“ definiert, die sich in den Bedingungen jedoch nicht unterscheiden.

2.2.4 Randbedingungen Wärmerückgewinnung

Für Geräte die durch gleichzeitiges Heizen und Kühlen Wärmerückgewinnung ermöglichen, sind in Tabelle 21 folgende Prüfbedingungen angegeben:

			Drei-Raum-Kalorimeter oder Luft-Enthalpie		Zwei-Raum- Luft-Enthalpie	
			Trocken- kugel- temperatur °C	Feucht- kugel- temperatur °C	Trocken- kugel- temperatur °C	Feucht- kugel- temperatur °C
Betriebs- Nenn- bedingungen	Außen- seite		7	6	7	6
	Innen- seite	Heizen	20	—	20	19
		Kühlen		27	19	20

Abbildung 2-12: Prüfbedingungen Wärmerückgewinnung aus DIN EN 14511-3 (6)

Eine Bewertung des Betriebes bei Wärmerückgewinnung ist in der Norm nicht abgebildet.

2.2.5 Toleranzen

Nachfolgende Abbildung zeigt die in DIN EN 14511-3 aufgeführten, zulässigen Prüfgrenzwertabweichungen bei der Prüfung von Luft-/Luftwärmepumpen.

Messgröße	Zulässige Abweichung der arithmetischen Mittelwerte von den Einstellwerten	Zulässige Abweichungen der einzelnen Messwerte von den zeitlich gemittelten Messwerten
Flüssigkeit		
— Eintrittstemperatur	$\pm 0,2$ K	$\pm 0,5$ K
— Austrittstemperatur	$\pm 0,3$ K	$\pm 0,6$ K
— Volumenstrom	± 1 %	$\pm 2,5$ %
— statische Druckdifferenz	—	± 10 %
Luft		
— Eintrittstemperatur (Trockenkugel) ^a	$\pm 0,3$ K	± 1 K
— Eintrittstemperatur (Feuchtkugel) ^a	$\pm 0,4$ K	± 1 K
— (Trockenkugel — Feuchtkugel) Temperaturdifferenz ^b	$\pm 0,3$ K	—
— Volumenstrom	± 5 %	± 10 %
— statische Druckdifferenz	—	± 10 %
Kältemittel		
— Flüssigkeitstemperatur	± 1 K	± 2 K
— Gesättigte Flüssigkeit/Siedepunkttemperatur	$\pm 0,5$ K	± 1 K
Spannung	± 4 %	± 4 %
^a Bei Geräten, bei denen die Oberflächen des Außenwärmeübertragers mehr als 5 m ² betragen, wird die zulässige Abweichung verdoppelt. Bei der Prüfung von Einkanal-Geräten sollte der arithmetische Mittelwert der Differenz zwischen der Trockenkugeltemperatur des Innenraums und der vom Außenraum zugeleiteten Luft eine höchstzulässige Abweichung von 0,3 K aufweisen. Diese Anforderung gilt gleichermaßen für die Differenz der Feuchtkugeltemperatur.		
^b Diese Abweichung gilt für die Einstellung der Temperaturdifferenz. Wenn diese gleich 1 K ist, darf die Temperaturdifferenz somit zwischen 0,7 K und 1,3 K schwanken.		

Abbildung 2-13: Prüfgrenzwertbedingungen aus Tabelle 4 DIN EN 14511-3 (6)

Hierbei wird über einen Zeitraum von 30 Sekunden ein arithmetischer Mittelwert gebildet. Die Abweichung des arithmetischen Mittelwerts darf um $\pm 0,3$ K von den Einstellwerten abweichen. Einzelne Messwerte dürfen nach Norm um bis zu ± 1 K von den Einstellwerten abweichen.

3 Simulation

3.1 Grundlagen CFD

Die Strömungssimulation ist ein entscheidendes Werkzeug in der modernen Ingenieurs- und wissenschaftlichen Forschung. Sie ermöglicht die Untersuchung und Analyse von Fluidbewegungen in realen oder virtuellen Systemen, ohne aufwendige und teure experimentelle Tests durchführen zu müssen. Dieses Kapitel stellt die Grundlagen der Strömungssimulation vor, darunter die zugrundeliegenden Prinzipien, die mathematischen Modelle und die numerischen Verfahren.

3.1.1 Ablauf einer Strömungsberechnung

Zur Lösung einer rechnergestützten Strömungssimulation bedarf es mehrerer aufeinanderfolgender Schritte. Die einzelnen Schritte einer Strömungssimulation bzw. die einzelnen Funktionen einer CFD-Software sind in nachfolgender Abbildung dargestellt

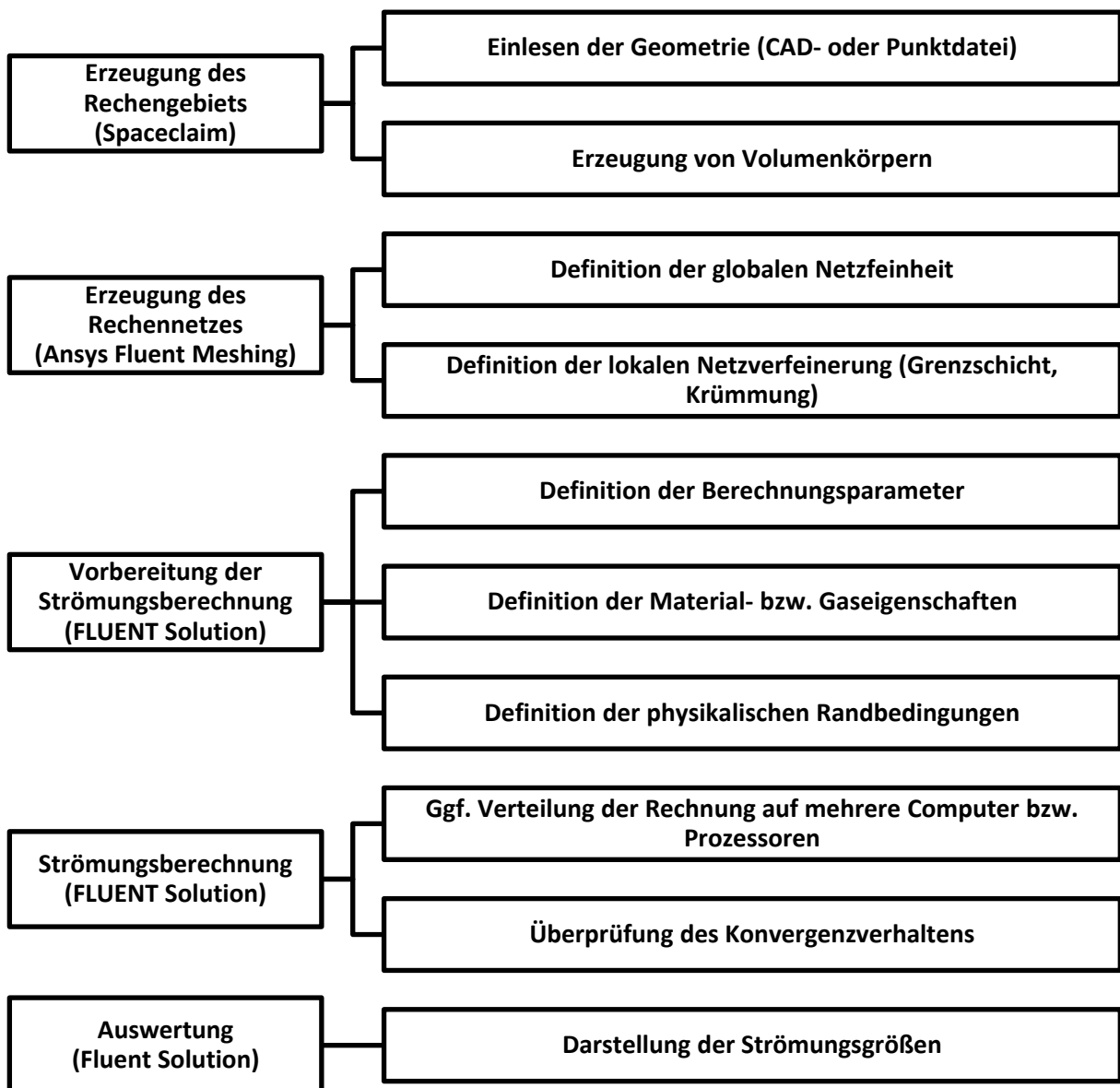


Abbildung 3-1: Übersicht des typischen Ablaufs einer Strömungsberechnung (7)

Wie in Abbildung 3-1 zu sehen, ist der erste Schritt einer numerischen Strömungssimulation die Erstellung des Rechengebiets. Das Rechengebiet ist der Bereich, in dessen Inneren die Strömung berechnet werden soll, somit bilden die Flächen der verwendeten Geometrie die Grenzen des Rechengebiets. Auf diesen Rändern werden im späteren Verlauf die Randbedingungen vorgegeben, daher ist es wichtig jede Fläche separat zu definieren. Die Geometrie kann dabei auf unterschiedliche Art bereitgestellt bzw. erzeugt werden (7):

- Üblicherweise wird die Geometrie in einem 3D CAD-Format bereitgestellt
- Einlesen von Koordinaten aus einer Text- oder Exceldatei. Diese Daten kommen in der Regel aus Auslegungsprogrammen oder von Lasermessungen
- Die Geometrie kann direkt in einem CAD-Programm wie beispielsweise dem in ANSYS inbegriffenem DESIGN MODELER oder SolidWorks erzeugt werden

Anschließend wird mit der Erzeugung eines Rechengitters das Berechnungsvolumen durch ein numerisches Netz in endlich kleine Elemente, auch finite Elemente genannt, unterteilt. Die Qualität dieses Rechnetzes ist ausschlaggebend für die Genauigkeit und das Konvergenzverhalten der numerischen Lösung. Die Netzerzeugung läuft dabei in mehreren Stufen ab (7):

1. Überprüfung der CAD-Topologie, um Fehler im Geometriemodell auszuschließen
2. Erzeugung eines Standardnetzes durch das verwendete Programm
3. Globale Netzverfeinerung
4. Lokale Netzverfeinerung

Zur Überprüfung des Rechnetzes wird im Allgemeinen eine Netzunabhängigkeitsstudie vorgenommen. Hierzu werden Rechnungen auf unterschiedlich feinen Rechnetzen durchgeführt und die Lösungen miteinander verglichen. Gibt es dabei trotz zunehmender Netzelemente keine bzw. nur sehr geringe Abweichungen der Lösung, steht ein ausreichend feines Rechnetze zur Verfügung. Abbildung 3-2 zeigt beispielhaft den Verlauf einer solchen Netzunabhängigkeitsstudie.

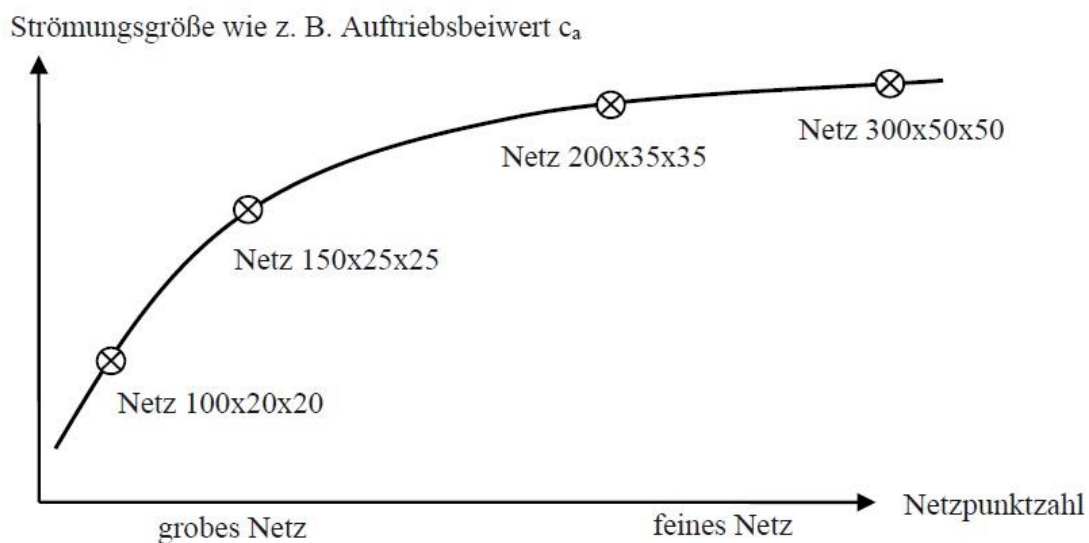


Abbildung 3-2: Schema einer Netzunabhängigkeitsstudie (7)

Bei der Vorbereitung der Strömungsberechnung erfolgt die Eingabe aller Parameter, die zur Lösung notwendig sind. Nachfolgend sind einige dieser Parameter aufgeführt:

- Strömungsart (stationär oder instationär)
- Materialeigenschaften (Fluid oder Festkörper, Stoffwerte)
- Turbulenzmodell
- Randbedingungen (Temperatur, Druck, Geschwindigkeit, ...)

Die Definition der Randbedingungen für die Randflächen erfordert dabei einige Vorüberlegungen. Um nun die Strömungsberechnung zu starten, ist eine erste Startlösung von Nöten. Diese wird meist durch das CFD-Programm aus den eingegebenen Randbedingungen berechnet. Um Rechenzeit zu sparen, kann das Rechengebiet auf mehrere Prozessoren verteilt werden. Die Verteilung wird durch die meisten Programme automatisch übernommen. Zur Auswertung der numerischen Strömungsberechnung stehen mehrere Auswertungsmöglichkeiten zur Verfügung:

- Pathlines (Strömungslinien), eine Visualisierung der Strömung in Form von Partikeln
- Darstellung von Strömungsgrößen auf Flächen
- Diagramme
- Tabellen

Tabelle 3-1 zeigt die im Zuge dieser Arbeit verwendeten Programme bezüglich der in diesem Kapitel aufgeführten Schritte der numerischen Strömungssimulation

Tabelle 3-1: Verwendete Programme im Zuge dieser Studie

Phase	Programm
Erzeugung des Rechengebiets	Spaceclaim
Erzeugung des Rechennetzes	ANSYS Fluent Meshing
Vorbereitung der Strömungsberechnung	ANSYS Fluent
Strömungsberechnung	ANSYS Fluent
Auswertung	ANSYS Fluent

3.1.2 Erhaltungsgleichungen

Strömungen von Flüssigkeiten und Gasen werden durch die Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie beschrieben. Dies erfolgt mithilfe der Navier-Stokes-Gleichungen (instationär, kompressibel). Dabei wird die Massen-, Impuls-, und Energiebilanz an einem infinitesimal kleinen Volumenelement beschrieben. Bei numerischen Berechnungen von Strömungen werden an jedem Gitterelement diese Gleichungen gelöst (8).

Strömende Gase können bei einer Machzahl (Ma) $< 0,3$ als inkompressibel betrachtet werden (9). Die Machzahl ist definiert als der Quotient von Strömungsgeschwindigkeit zu Schallgeschwindigkeit. Bei $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ beträgt die Schallgeschwindigkeit in der Luft ca. 343 m/s. Da die Strömungen innerhalb des Orgelsystems Geschwindigkeiten kleiner 100 m/s aufweisen, ergeben sich deutlich niedrigere Werte als 0,3 Ma . Infolgedessen werden die Navier-Stokes Gleichungen in der inkompressiblen Schreibweise, bei der $\rho = \text{const.}$ gilt, für laminare Strömungen dargestellt. Die Kontinuitätsgleichung für die Massenerhaltung lautet (9):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

Die Impulsgleichungen für die Kräftebilanz am Fluidelement:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3-2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3-3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3-4)$$

Wird der Dissipationsterm vernachlässigt lautet die Energiegleichung :

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3-5)$$

Zusammen mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase

$$p = \rho * R * T \quad (3-6)$$

Mit: $p = \text{Druck in Pa}$

$\rho = \text{Dichte in kg/m}^3$

$R = \text{Universelle Gaskonstante}$

$T = \text{Temperatur in K}$

und der kalorischen Zustandsgleichung

$$\partial h = c_p * \partial T \quad (3-7)$$

Mit: $h = \text{spezifische Enthalpie in J/kg}$

$c_p = \text{spezifische Wärmekapazität in kJ/(kgK)}$

stehen für die sieben Unbekannten (ρ , u , v , w , p , T , h) insgesamt sieben Gleichungen zur Verfügung ((3-1);(3-2);(3-4);(3-5);(3-6);(3-7)). Auf diese Weise ist das Gleichungssystem geschlossen. Oft ist eine kompaktere Schreibweise der Navier-Stokes-Gleichungen vorteilhaft. Statt den Richtungsvektoren x , y , z und den dazugehörigen Geschwindigkeitskomponenten u , v , w werden x_1 , x_2 , x_3 und u_1 , u_2 , u_3 verwendet, wodurch eine Indexschreibweise möglich wird. Zusätzlich können die Summationszeichen weggelassen werden, indem die Summationskonvention angewendet wird, nach der über gleiche Indizes in einem Term (im 3D jeweils von 1 bis 3) summiert werden kann. Dies führt zur sogenannten Tensornotation der Navier-Stokes-Gleichungen.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3-8)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3-9)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3-10)$$

Streng genommen gelten die hier vorliegenden Formulierungen der Navier-Stokes Gleichungen nur für Newtonsche, isotrope Fluide, da in ihnen bereits das Stokesche Reibungsgesetz, die dreidimensionale Verallgemeinerung des Newtonschen Reibungsgesetzes, angewendet wurde. Da alle Gase zu diesen Fluiden zählen, können die oben genannten Formeln im Zuge dieser Arbeit angewandt werden. Das Stokesche Reibungsgesetz lautet in Index-Notation:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \sum_{k=1}^3 \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3-11)$$

3.1.3 Turbulente Strömungen

In der Realität sind die meisten Strömungen nicht laminar, sondern turbulent. Daher hängt die Genauigkeit der Lösung einer numerischen Strömungssimulation vom Turbulenzmodell ab. Die Bandbreite der heutzutage verwendeten Turbulenzmodelle reicht von einfachen algebraischen Gleichungen bis zu Differentialgleichungssystemen 2. Ordnung (7).

- Das laminare Modell für rein laminare Strömungen, bei dem die Reynolds-Spannungen verschwinden.
- Die Wirbelviskositätsmodelle, die die Reynolds-Spannungen durch eine turbulente Zähigkeit oder Wirbelviskosität ersetzen:
 - Beim Null-Gleichungsmodell wird die Wirbelviskosität durch eine einfache algebraische Gleichung angenähert und keine Differentialgleichung für den Wirbeltransport gelöst. Typischer Vertreter ist das Baldwin-Lomax-Modell
 - Beim Ein-Gleichungsmodell wird die Wirbelviskosität mit einer Differentialgleichung für den Transport der turbulenten kinetischen Energie berechnet. Typischer Vertreter ist das Spalart-Allmaras-Modell.
 - beim Zwei-Gleichungsmodell wird die Wirbelviskosität aus zwei Differentialgleichungen bestimmt. Hierzu gehören die zurzeit für industrielle Anwendungen üblicherweise verwendeten k - ϵ -, k - ω - und SST- (Shear Stress Transport) Modelle.
- Die Reynolds-Spannungsmodelle, welche einzelne Komponenten des Reynolds-Spannungstensors berechnen und die Richtungsabhängigkeit der Turbulenz berücksichtigen.
- Die Wirbelsimulationsmodelle, die auf die Reynolds-Mittelung verzichten und die vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen instationär lösen, wie zum Beispiel das LES-Modell (Large Eddy Simulation), das DES-Modell (Detached Eddy Simulation) sowie das DNS-Modell (Direct Numerical Simulation).

Die Genauigkeit der numerischen Lösungen erhöht sich mit zunehmender Komplexität der Turbulenzmodelle. Jedoch steigt im gleichen Zuge auch die Rechenzeit stark an. Die in der Praxis üblicherweise eingesetzten Turbulenzmodelle werden nachfolgend beschrieben (7):

Das **laminare Modell** wird für rein laminare Strömungen verwendet. Hier reicht die direkte Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen aus, es wird also kein Turbulenzmodell benötigt. Bedingung ist, dass kleine Reynoldszahlen vorliegen, ansonsten wird eine unphysikalische Lösung erzielt.

Das **Baldwin-Lomax-Modell** wird Null-Gleichungs-Modell genannt, da es keine Transportgleichungen und nur eine algebraische Gleichung verwendet. Nachteil dieses Modells ist die Ungenauigkeit bei abgelösten Strömungen. Die Ablösung wird zu spät und die Größe der Ablösezone zu gering berechnet. Das Modell ist für strukturierte Rechennetze mit orthogonalen Netzlinien an der Wand entwickelt worden, was bei unstrukturierten Netzen zusätzlich ein strukturiertes Hintergrundnetz nötig macht.

Das **k - ϵ -Modell** verwendet zwei zusätzliche Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipation ϵ . Es war aufgrund seiner Stabilität und der Tatsache, dass es kaum zusätzlichen Rechenaufwand benötigt lange Zeit der Industriestandard. Es ist für die Berechnung der Strömung im Inneren des Strömungsfeldes gut geeignet, hat allerdings Probleme bei der Berechnung von Strömungen, die aufgrund von Druckgradienten an der

Wand ablösen. Der Ablösebeginn wird zu spät und das Ablösegebiet wird zu klein berechnet. Das $k-\varepsilon$ -Modell liefert deshalb meistens zu optimistische Ergebnisse bei Strömungen, die an der Wand ablösen.

Das **$k-\omega$ -Modell** als zweiter Vertreter der Zwei-Gleichungsmodelle liefert in Wandnähe genauere Ergebnisse als das $k-\varepsilon$ -Modell. Erreicht wird dies, durch die Verwendung der turbulenten Frequenz ω anstatt der turbulenten Dissipation ε . Sie liefert schon bei geringerer Grenzschichtauflösung genauere Ergebnisse bei abgelösten Strömungen. Im Inneren des Strömungsfeldes ist es allerdings in der Genauigkeit dem $k-\varepsilon$ -Modell unterlegen.

Um die guten Eigenschaften des $k-\omega$ -Modells in Wandnähe mit den guten Eigenschaften des $k-\varepsilon$ -Modells im restlichen Strömungsfeld zu vereinigen, wurde das sog. SST-Modell (Shear-Stress-Transport) entwickelt. Hierdurch liefert es im gesamten Strömungsfeld auch für abgelöste Strömungen genauere Ergebnisse. Zudem ist es robust und die Rechenzeiten sind akzeptabel. Das SST-Modell wird als das neue Standard-Turbulenzmodell für industrielle Anwendungen angesehen.

Das **Reynolds-Stress-Modell** sollte eingesetzt werden, wenn die Turbulenz anisotrop, d. h. richtungsabhängig ist oder Nicht-Gleichgewichtseffekte auftreten. Bei diesem Modell werden anstelle der isotropen Wirbelviskosität direkt die Reynolds-Spannungen algebraisch oder über Transportgleichungsmodelle berechnet. Es ist für komplexe Strömungen mit starken Sekundärströmungen am genauesten, jedoch sind die Rechenzeiten deutlich höher als bei den Wirbelviskositätsmodellen (7).

3.1.4 Numerische Diskretisierung

Für die Grundgleichungen der Strömungsmechanik, die in Kapitel 3.1.2 bereits näher erläutert wurden, sind abgesehen von Sonderfällen wie der ebenen Platte keine analytischen Lösungen bekannt (7). Daher muss das Differentialgleichungssystem für technisch relevante Probleme numerisch gelöst werden. Dies bedeutet, dass die partiellen Ableitungen (Differentialiale) in endliche Differenzen umgewandelt werden müssen. Dieser Vorgang wird Diskretisierung genannt. Diskretisierte Differentialgleichungen werden als Differenzgleichungen bezeichnet. Diese Gleichungen können mit Hilfe eines Rechennetzes gelöst werden. Bei der numerischen Lösung liegen die Zahlenwerte an den Netzpunkten vor. Abbildung 3-3 zeigt ein zweidimensionales Rechennetz mit 9 Netzpunkten. Nur an diesen Netzpunkten wird die Lösung berechnet.

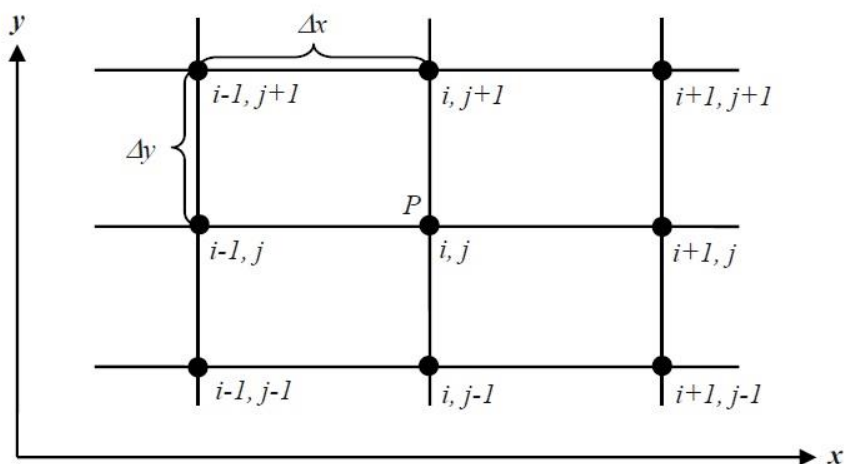


Abbildung 3-3: Schema eines Rechennetzes um den Punkt P (7)

4 Bewertung der Ergebnisse

Im Rahmen dieser Untersuchung werden zahlreiche Szenarien mittels Computational Fluid Dynamics (CFD)-Simulationen analysiert. Innerhalb dieser Szenarien erfolgt die Variation verschiedener Parameter, darunter die Positionierung der Umluftkonditionierer und/oder die Anzahl und Verteilung der Prüflinge.

Die Variation der Anordnung der Umluftkonditionierer umfasst unter anderem die Veränderung ihrer Höhenpositionen und Ausrichtungen in der kalorischen Prüfkammer. Ebenso werden die Positionen der Prüflinge in unterschiedlichen Raumtiefen und Höhen im Versuchsraum variiert.

Diese umfassende Untersuchung zielt darauf ab, ein vertieftes Verständnis für die Strömungsverhältnisse und thermischen Bedingungen im betrachteten Prüfraum zu gewinnen.

4.1 Anordnung der Umluftkonditionierer und Aufstellbereiche der Prüflinge

Basierend auf der in Kapitel 2.2 erläuterten Prüfbedingung, dass an den Ein- und Austrittsöffnungen der Prüflinge eine Raumlufgeschwindigkeit $<1,5$ m/s herrschen muss, werden verschiedene Anordnungen der Umluftkonditionierer strömungstechnisch untersucht und die Raumlufgeschwindigkeit ausgewertet. Das Ziel ist es, eine Anordnung der Umluftkonditionierer zu identifizieren, die eine feste hydraulische Installation zulässt und gleichzeitig die Wartung und Bedienbarkeit sicherstellt.

Bezüglich der Zugänglichkeit und einer möglichen verbleibenden hydraulischen Anbindung wurde die Anordnung der Umluftkonditionierer an der Außenwand (längs) der kalorischen Innenkammer als ideal identifiziert. Dies ermöglicht eine Verrohrung außerhalb der Kammer und, aufgrund des gewonnenen Platzes im Innenbereich, eine gute Zugänglichkeit der Konditionierer in der Kammer.

Die Untersuchung der Strömungsgeschwindigkeiten und der Raumlufströmung in der kalorischen Innenkammer bei unterschiedlichster Anordnung der Umluftkonditionierer (Raumhöhe) ergab, dass eine Anordnung auf mittlerer Raumhöhe eine gute Durchmischung der Raumluf und somit homogene Bedingungen schafft.

Gleichzeitig wird der Prüfraum strömungstechnisch in zwei Bereiche geteilt (horizontale „Teilung“ bei 50% der Raumhöhe), was die Anordnung von Prüflingen in zwei Ebenen der Prüfkammer ermöglicht, ohne dass diese sich beeinflussen.

Nachfolgende Abbildung zeigt hierbei beispielhaft die Anordnung der fünf Umluftkonditionierer an der Außenwand auf halber Höhe der Prüfkammer (2,5 m über Prüfkammerboden). Dargestellt ist eine Iso-Fläche für die Luftgeschwindigkeit von 1,5 m/s. D.h., die Prüfbedingung der Raumlufgeschwindigkeit $<1,5$ m/s ist außerhalb der Iso-Fläche erfüllt.

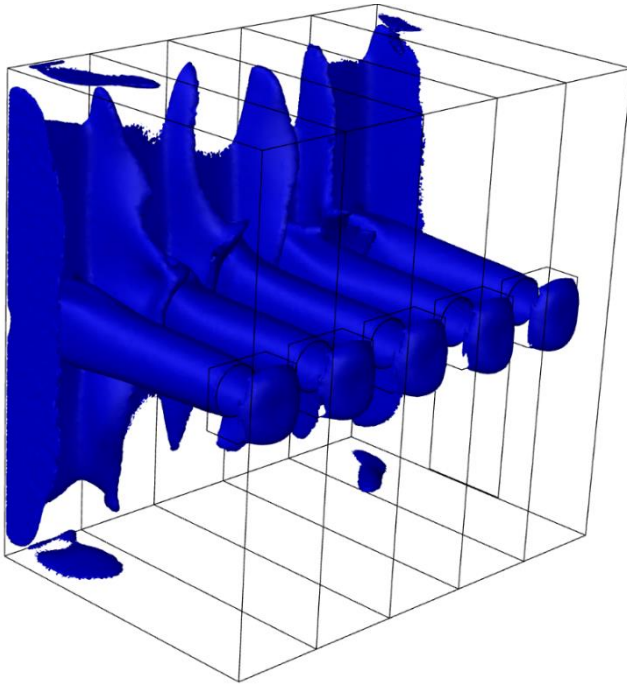


Abbildung 4-1: Iso-Fläche der Raumlufthgeschwindigkeit mit 1,5 m/s

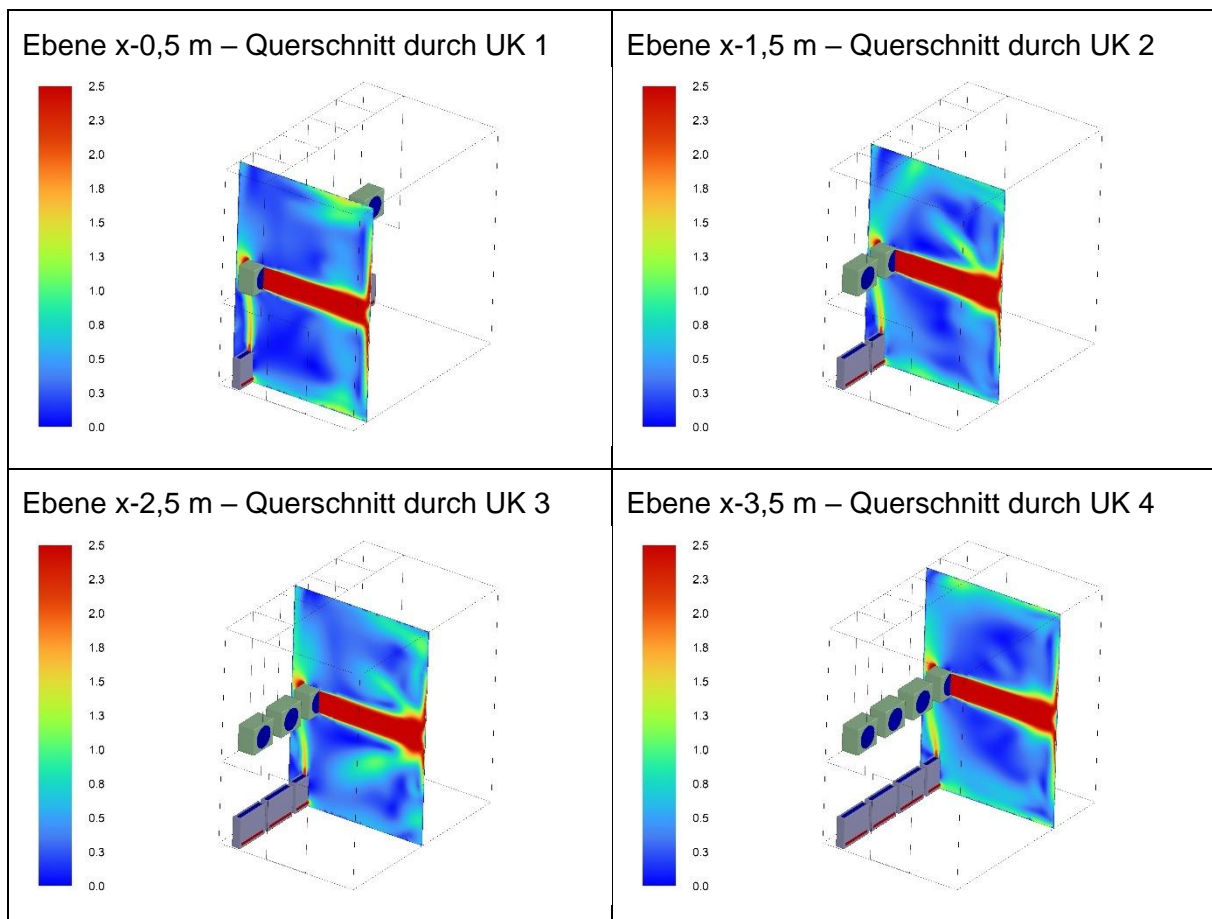
4.2 Auswertungsebenen

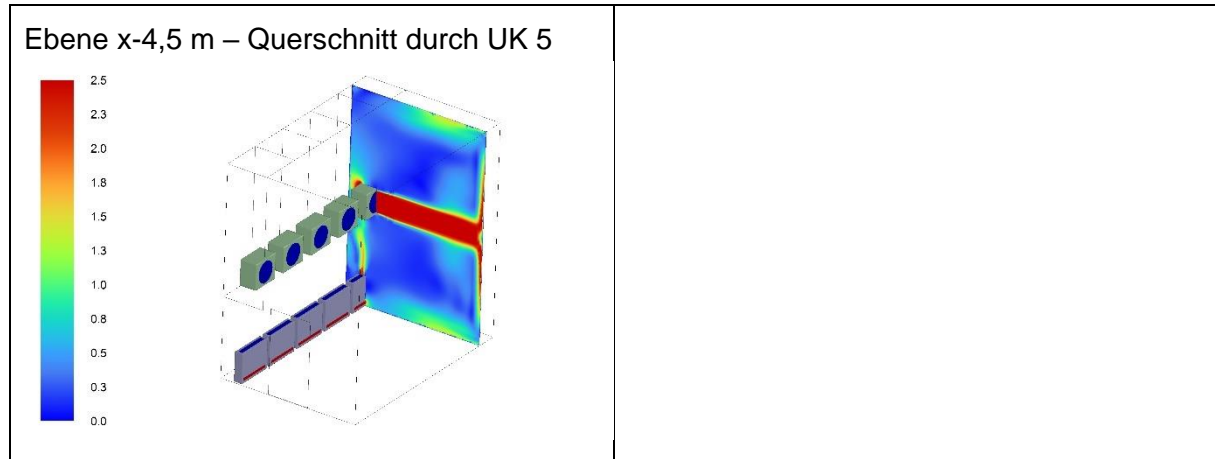
Die Darstellung der Ergebnisse wird für jede Variante mittels nachfolgender Auswertungsebenen veranschaulicht. Nachfolgende Aufstellung zeigt hierbei beispielhaft die resultierende Geschwindigkeit von 0...2,5 m/s.

Bezeichnet sind die Auswertungsebenen dabei immer bezogen auf die resultierende Blickrichtung. Wird die Auswertungsebene durch die Koordinaten y und z beschrieben, ist die resultierende Blickrichtung x.

Die Ebenen mit der Blickrichtung x schneiden jeweils eines der fünf Segmente der kalorischen Innenkammer. Hierbei schneiden die Auswertungsebenen immer mittig durch den Umluftkonditionierer des jeweiligen Segments. Tabelle 4-1 zeigt die zur Bewertung der Varianten verwendeten Auswertungsebenen der mit der Blickrichtung x:

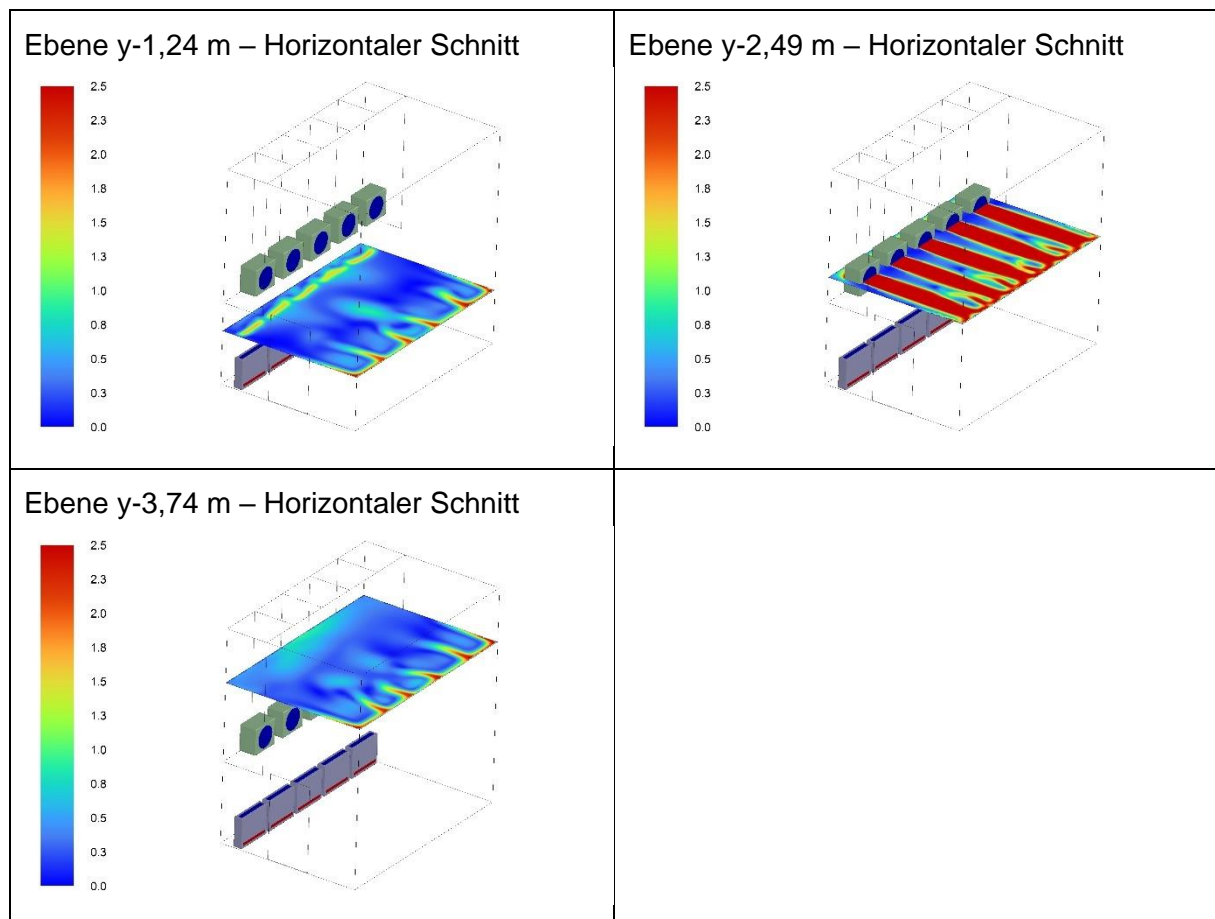
Tabelle 4-1: Übersicht der Auswertungsebenen Blickrichtung x





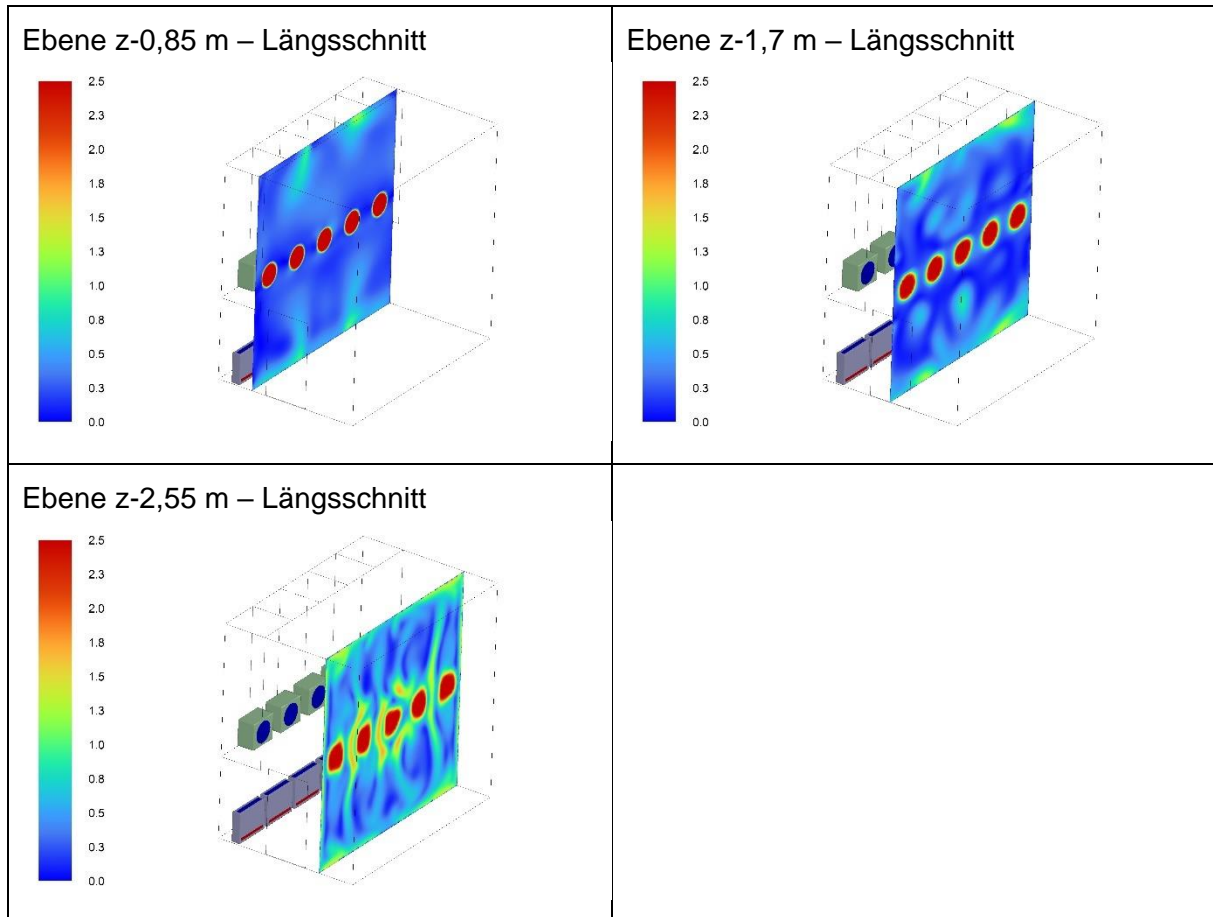
Die Ebenen mit der Blickrichtung y stellen die in den Varianten untersuchten anordnungshöhen (25%, 50% und 75% der Raumhöhe) der Umluftkonditionierer dar. Die Auswertungsebenen schneiden hierbei immer mittig durch die Umluftkonditionierer. Tabelle 4-2 zeigt die zur Bewertung der Varianten verwendeten Auswertungsebenen der mit der Blickrichtung y:

Tabelle 4-2: Tabelle 4 1: Übersicht der Auswertungsebenen Blickrichtung y



Die Ebenen mit der Blickrichtung z dienen zur Darstellung der Untersuchungsparameter in drei unterschiedlichen Raumtiefen. Die Ergebnisse werden hierbei für die Raumtiefen von 25%, 50% und 75% der gesamten Raumtiefe dargestellt. Tabelle 4-3 zeigt die zur Bewertung der Varianten verwendeten Auswertungsebenen der mit der Blickrichtung y:

Tabelle 4-3: Tabelle 4 1: Übersicht der Auswertungsebenen Blickrichtung z



4.3 Ergebnisse ausgewählter Varianten

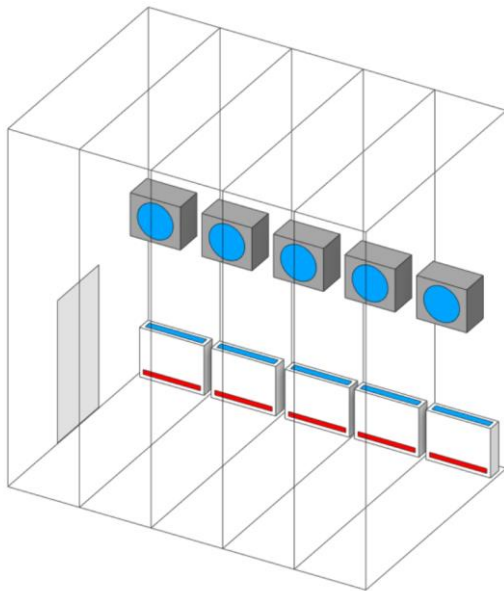
Nachfolgende Ergebnisse stellen die resultierenden Anordnungen der Umluftkonditionierer und Prüflinge in ausgewählten Kombinationen dar. Hierbei werden immer die Ergebnisse für den Heiz- und den Kühlfall aufgezeigt.

Um den Extremfall innerhalb der Prüfkabine abzubilden, werden alle Prüflinge auf maximaler Kälte-/Wärmeleistung sowie maximalem Umluftvolumenstrom betrieben. Die Umluftkonditionierer sind hierbei für jede Variante auf einen konstanten Umluftvolumenstrom von 3.000 m³/h eingestellt, wobei die Zulufttemperatur abhängig von der Ansaugtemperatur des jeweils in der Achse befindlichen Prüflings gesteuert wird. Die Zulufttemperatur kann hierbei in Bereichen von ± 10 K bezogen auf die jeweilige geforderte Ansaugtemperatur (vgl. Kapitel 2.2) geregelt werden. In den Ergebnisdarstellung der einzelnen Varianten wird die sich aus den Randbedingungen ergebende mittlere Zulufttemperatur der Umluftkonditionierer aufgezeigt.

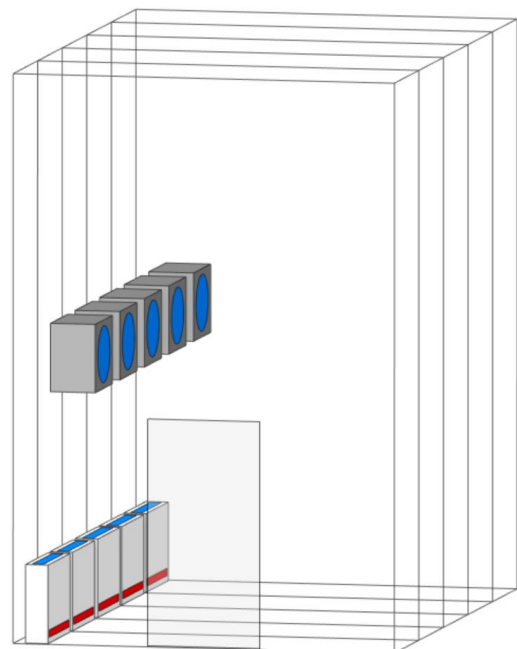
Die in den Varianten zugrundeliegenden Randbedingungen der Prüflinge, Umluftkonditionierer und der Prüfkammer werden dabei innerhalb der einzelnen Varianten aufgezeigt.

4.4 Bodentruhe

Diese Varianten bilden eine Vollbelegung der Prüfkammer ab. Hierbei befindet sich jeweils eine Bodentruhe mit 4,5 kW Kälte- bzw. 5,0 kW Heizleistung sowie 642 m³/h Umluftvolumenstrom pro Achse in der kalorischen Innenkammer. Nachfolgende Abbildungen zeigen das resultierende Simulationsmodell.



**Abbildung 4-2: Simulationsmodell
Bodentruhe, Iso-Perspektive von oben**



**Abbildung 4-3: Simulationsmodell
Bodentruhe, Seitenansicht**

4.4.1 Bodentruhe Kühlfall

Die Umluftkonditionierer werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden mittleren Zulufttemperatur von 27°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 27°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-4: Resultierende Ansaugtemperaturen der Bodentruhen im Kühlfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Bodentruhe-ansaugung-1	27,0°C
Bodentruhe-ansaugung-2	27,0°C
Bodentruhe-ansaugung-3	27,0°C
Bodentruhe-ansaugung-4	27,0°C
Bodentruhe-ansaugung-5	27,0°C
Mittelwert	27,0°C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-4 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 27,0°C ± 1K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

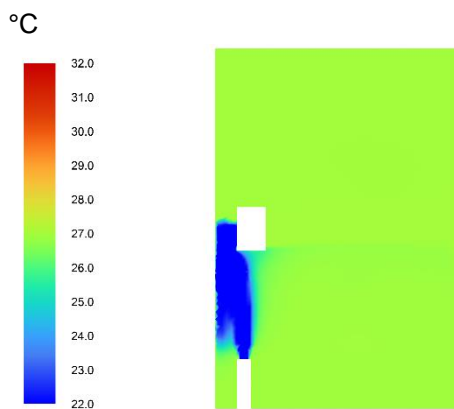


Abbildung 4-4: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in °C

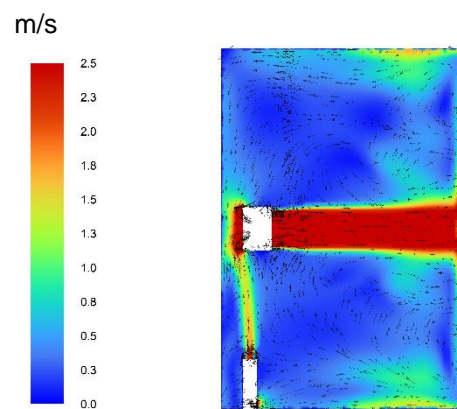


Abbildung 4-5: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

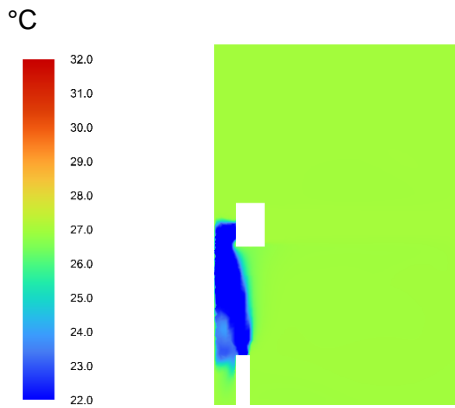


Abbildung 4-6: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

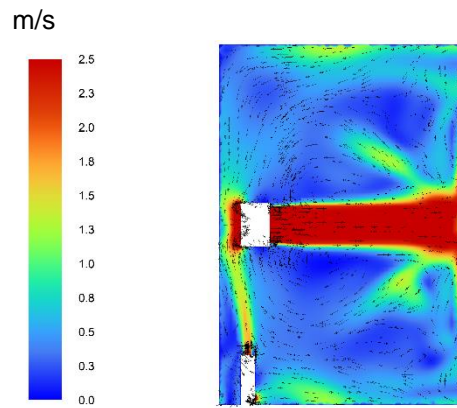


Abbildung 4-7: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

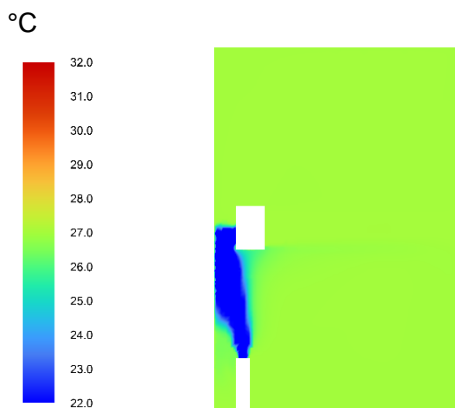


Abbildung 4-8: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

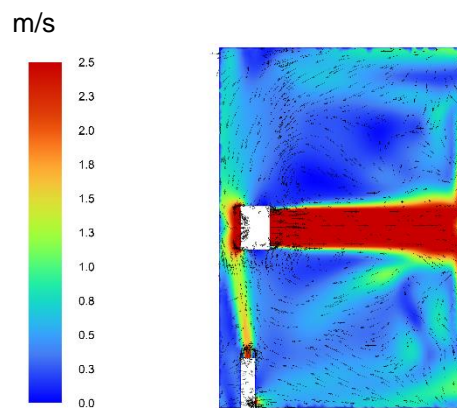


Abbildung 4-9: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

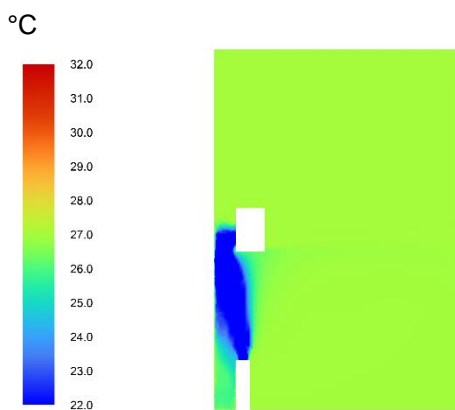


Abbildung 4-10: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

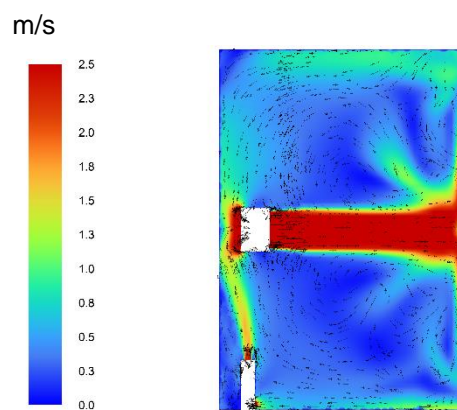


Abbildung 4-11: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

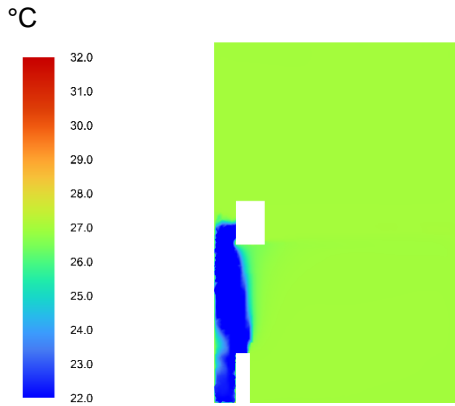


Abbildung 4-12: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

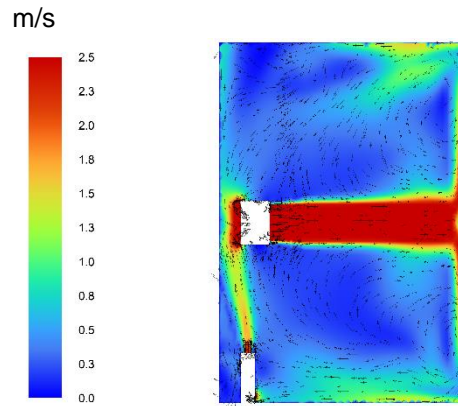


Abbildung 4-13: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

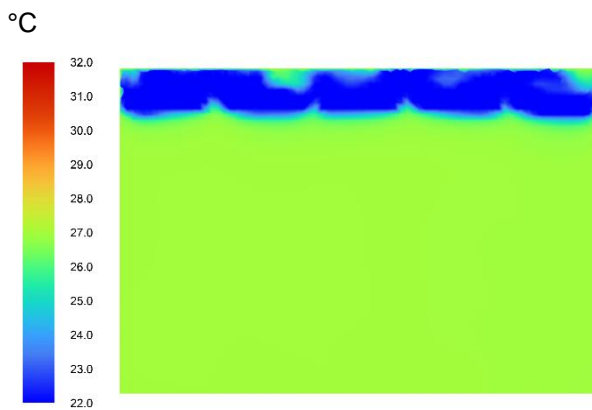


Abbildung 4-14: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

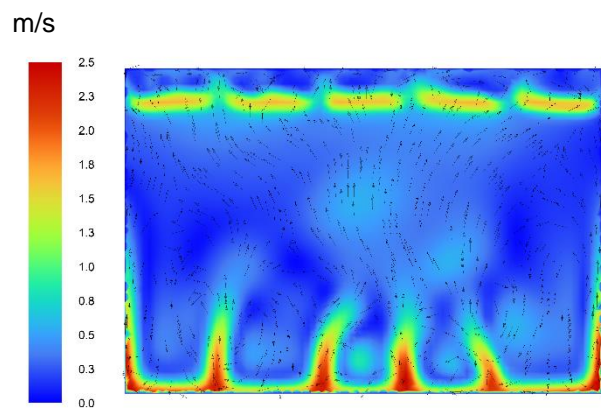


Abbildung 4-15: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

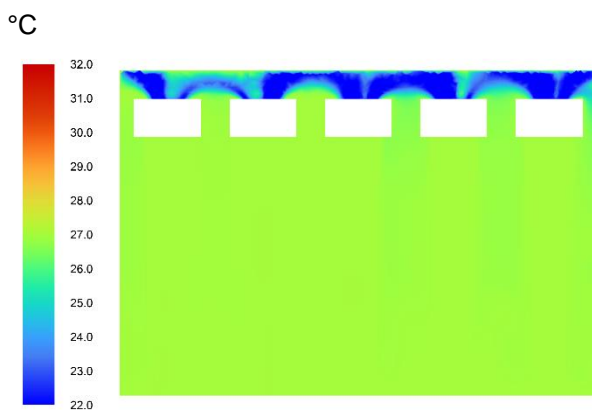


Abbildung 4-16: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

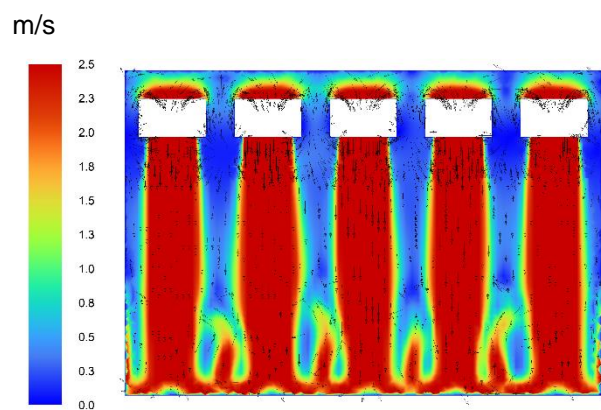


Abbildung 4-17: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s



Abbildung 4-18: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

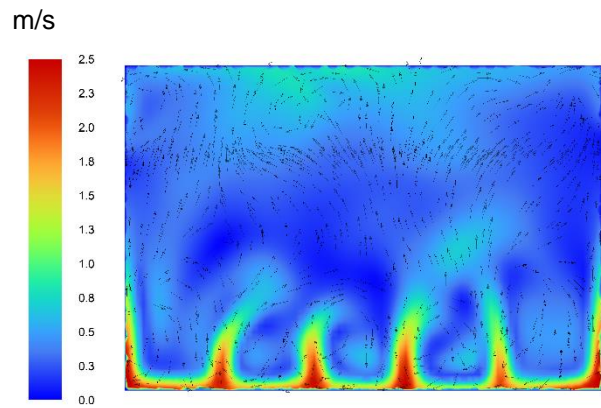


Abbildung 4-19: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

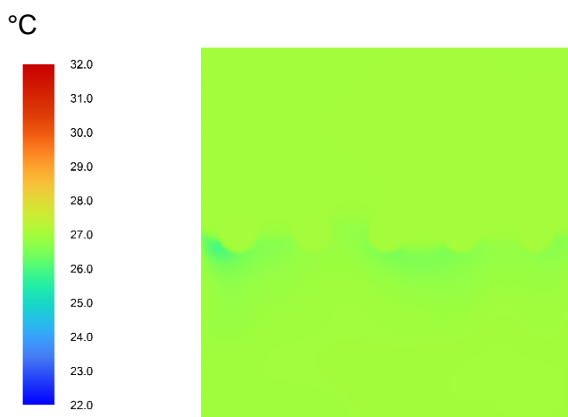


Abbildung 4-20: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

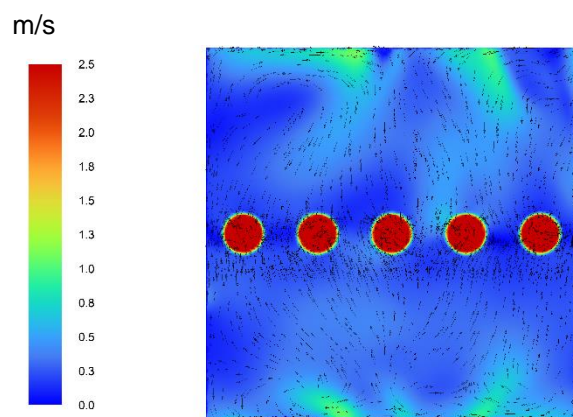


Abbildung 4-21: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

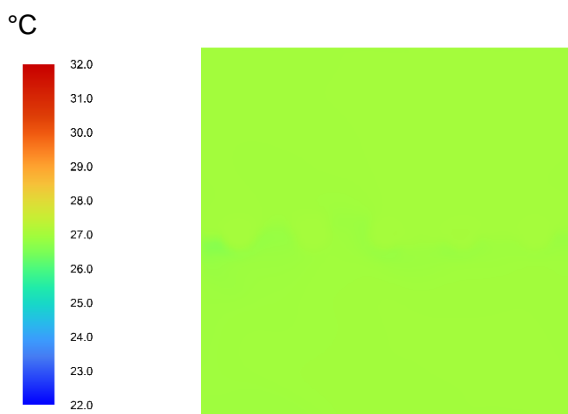


Abbildung 4-22: Bodentruhe, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

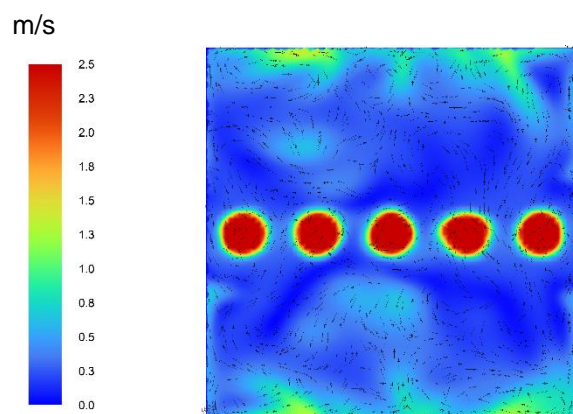


Abbildung 4-23: Bodentruhe, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

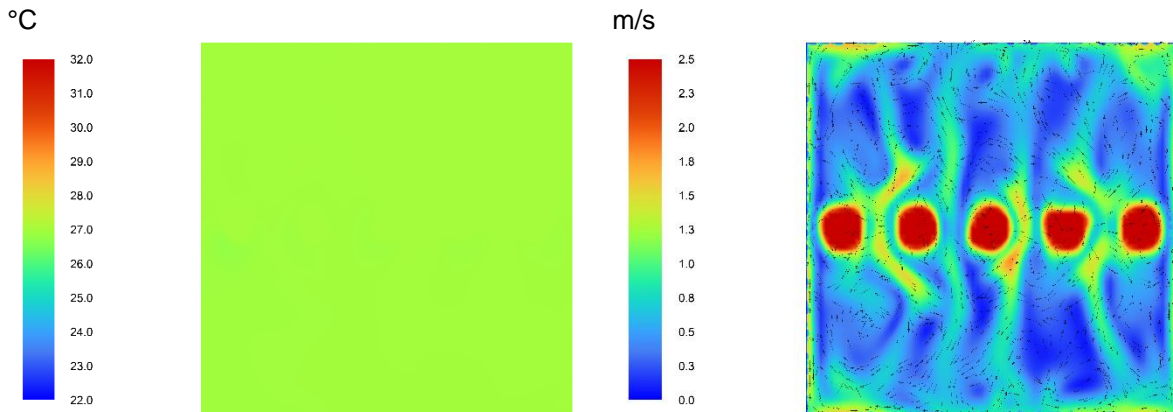


Abbildung 4-24: Bodentruhe, Kühlfall,
Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

Abbildung 4-25: Bodentruhe, Kühlfall,
Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in
m/s

4.4.2 Bodentruhe Heizfall

Die Umluftkühlgeräte werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden Zulufttemperatur von 20°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 20°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-5: Resultierende Ansaugtemperaturen der Bodentruhen im Heizfall

Ansaugung	Lufttemperatur [°C]
Bodentruhe-ansaugung-1	20,0°C
Bodentruhe-ansaugung-2	20,0°C
Bodentruhe-ansaugung-3	20,1°C
Bodentruhe-ansaugung-4	20,1°C
Bodentruhe-ansaugung-5	20,0°C
Mittelwert	20,0°C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-5 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 20,0°C ± 1K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

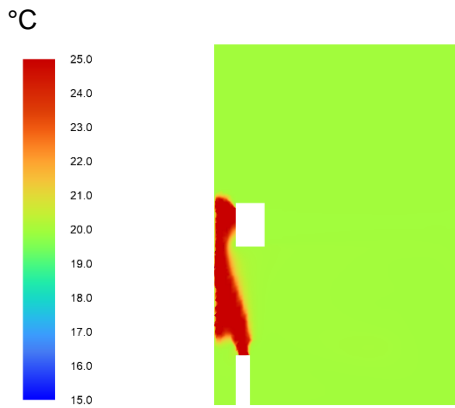


Abbildung 4-26: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in °C

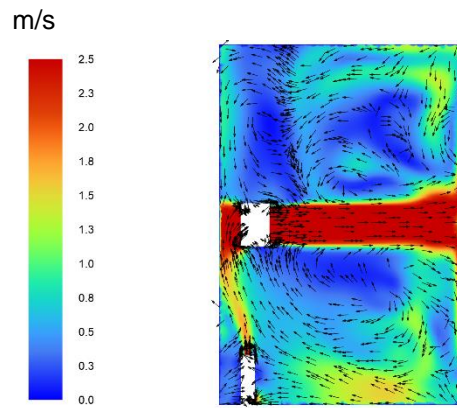


Abbildung 4-27: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

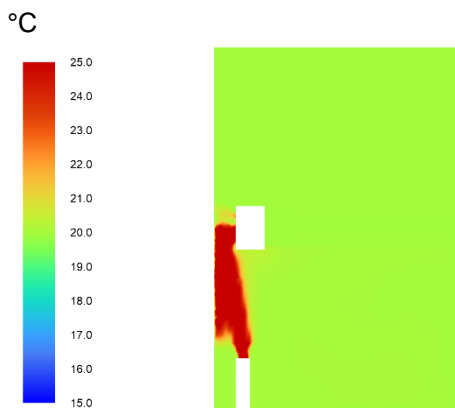


Abbildung 4-28: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

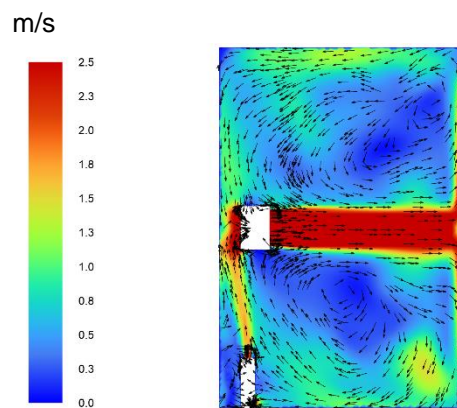


Abbildung 4-29: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

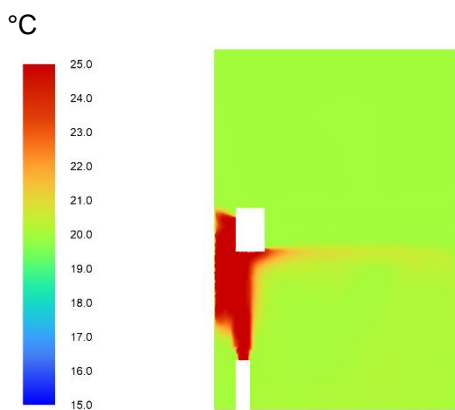


Abbildung 4-30: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

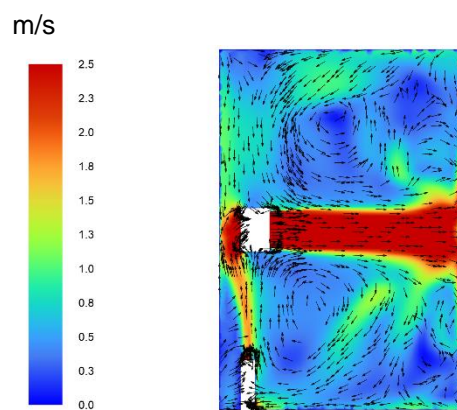


Abbildung 4-31: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

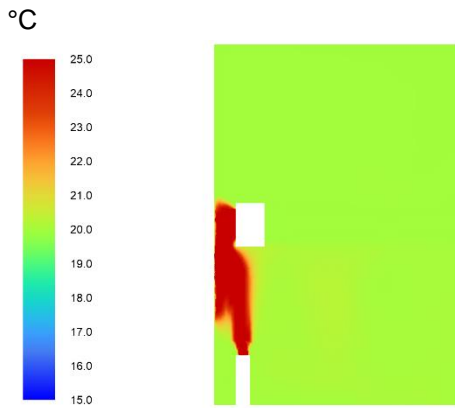


Abbildung 4-32: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

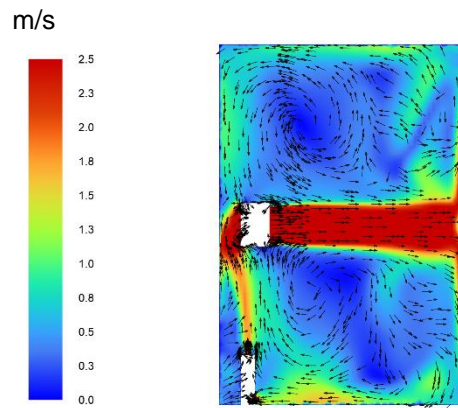


Abbildung 4-33: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

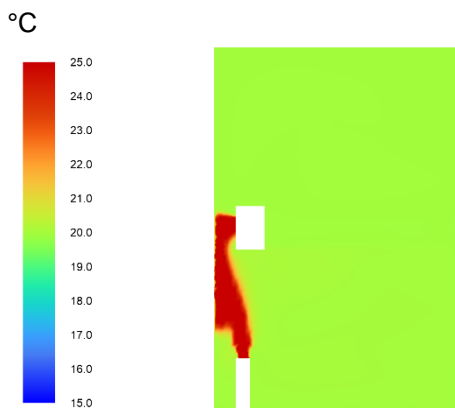


Abbildung 4-34: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

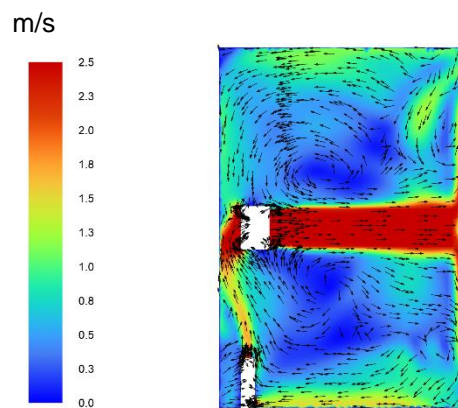


Abbildung 4-35: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

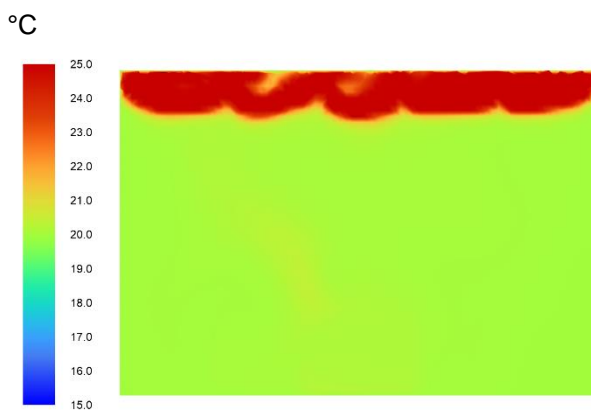


Abbildung 4-36: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

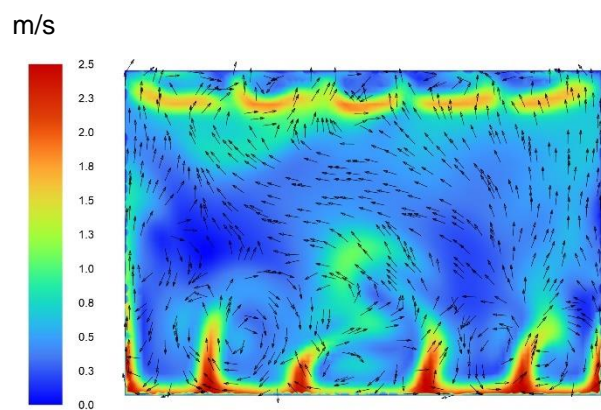


Abbildung 4-37: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

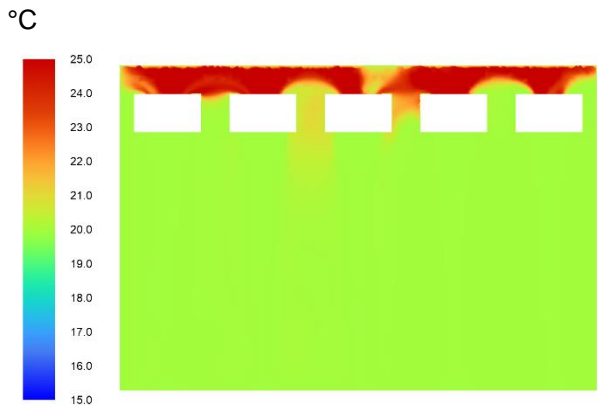


Abbildung 4-38: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

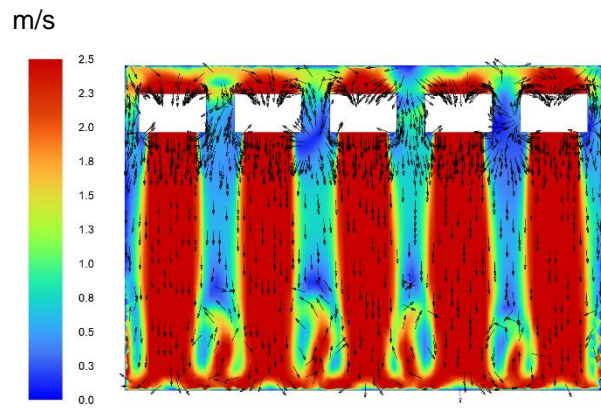


Abbildung 4-39: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s



Abbildung 4-40: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

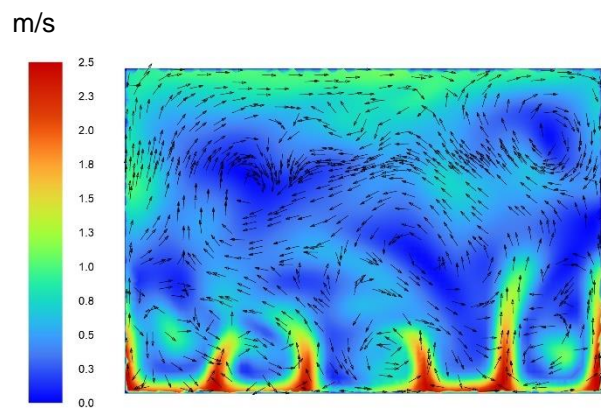


Abbildung 4-41: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

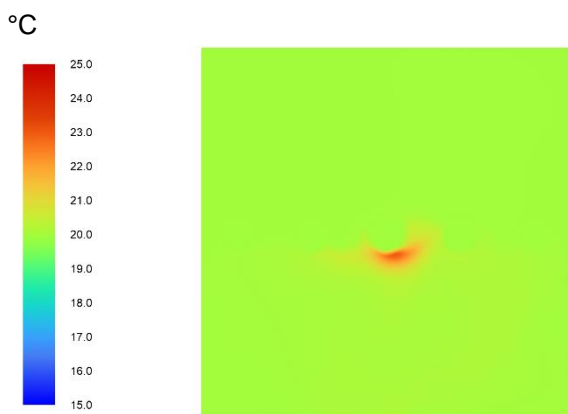


Abbildung 4-42: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

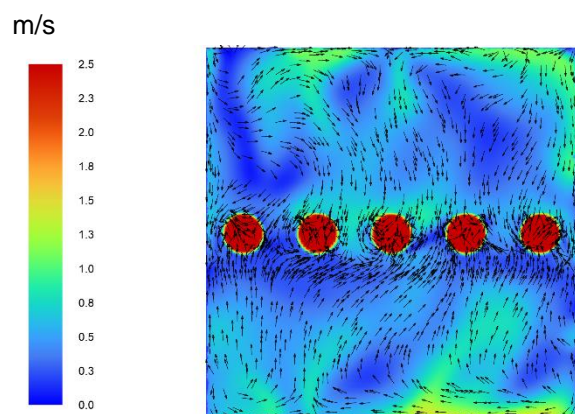


Abbildung 4-43: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

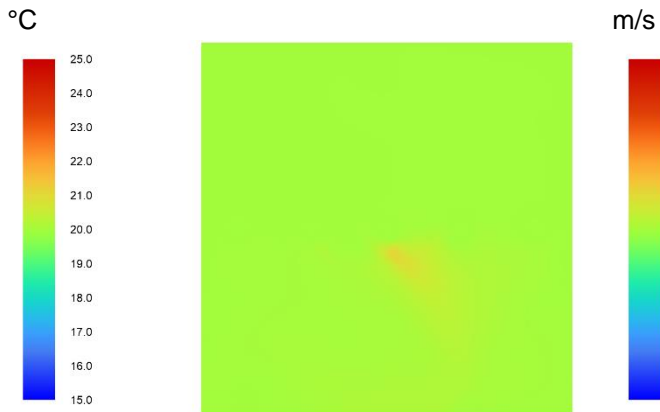


Abbildung 4-44: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

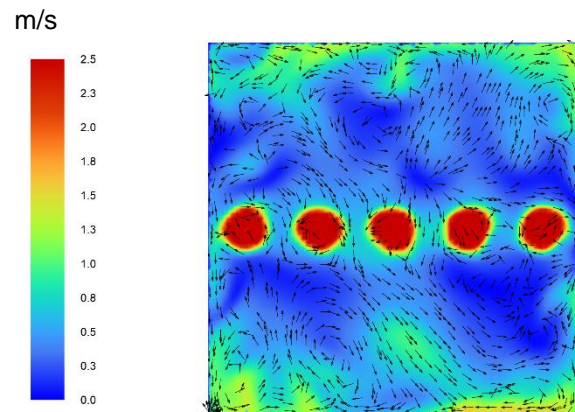


Abbildung 4-45: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s



Abbildung 4-46: Bodentruhe, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

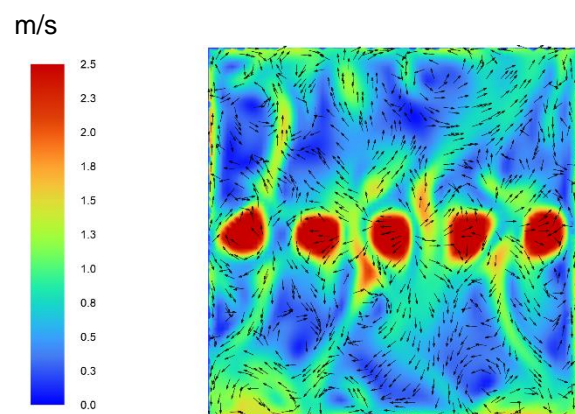
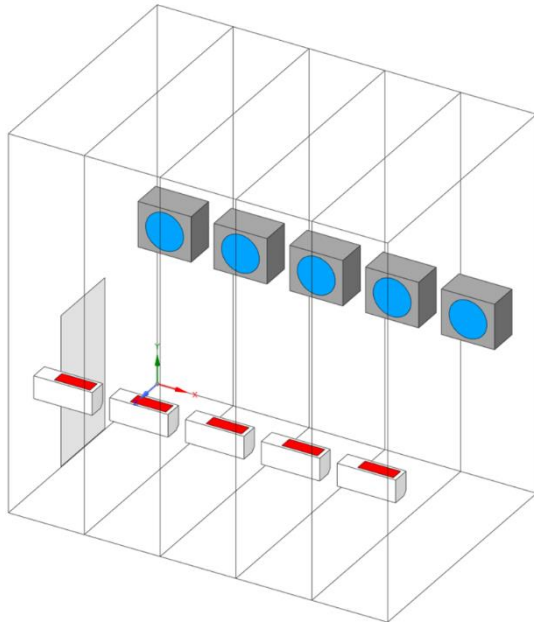


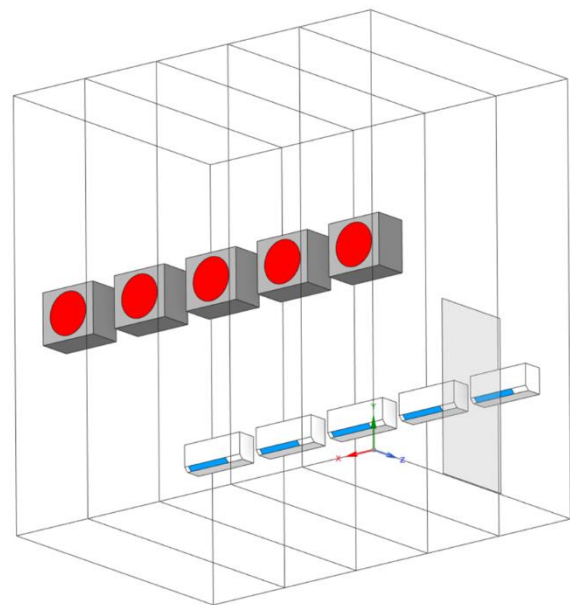
Abbildung 4-47: Bodentruhe, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

4.5 Wandgerät

Diese Variante bildet eine Vollbelegung der Prüfkammer ab. Hierbei befindet sich jeweils ein Wandgerät mit 4,5 kW Kälte- bzw. 5,0 kW Heizleistung sowie 600 m³/h Umluftvolumenstrom pro Achse in der kalorischen Innenkammer. Das resultierende Simulationsmodell wird in nachfolgenden Abbildungen veranschaulicht.



**Abbildung 4-48: Simulationsmodell
Deckenkassette, Iso-Perspektive von oben**



**Abbildung 4-49: Simulationsmodell
Deckenkassette, Iso-Perspektive von unten**

4.5.1 Wandgerät Kühlfall

Die Umluftkühlgeräte werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden Zulufttemperatur von 28,2°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 27°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-6: Resultierende Ansaugtemperaturen der Wandgeräte im Kühlfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Wandgeraet-ansaugung-1	27,1°C
Wandgeraet-ansaugung-2	27,1°C
Wandgeraet-ansaugung-3	27,0°C
Wandgeraet-ansaugung-4	27,2°C
Wandgeraet-ansaugung-5	26,9°C
Mittelwert	27,1°C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-6 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, $27,0^{\circ}\text{C} \pm 1\text{K}$ an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

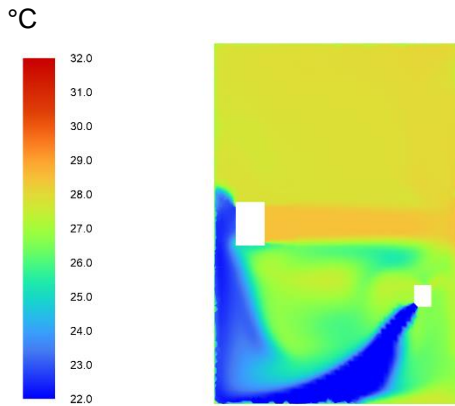


Abbildung 4-50: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in $^{\circ}\text{C}$

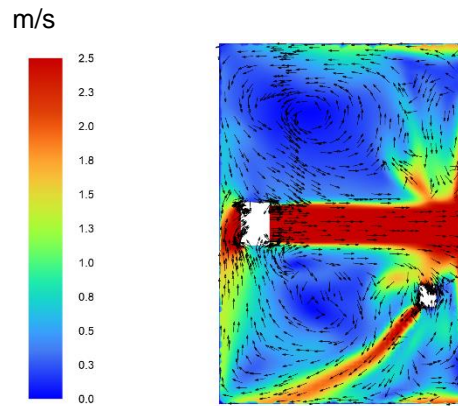


Abbildung 4-51: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

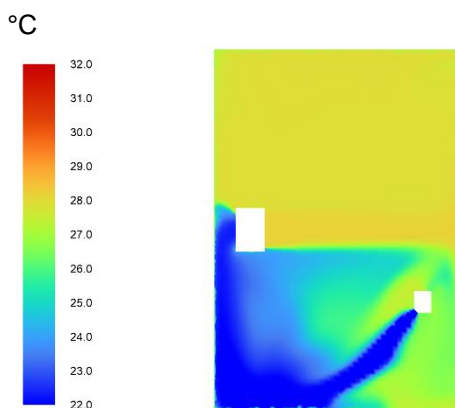


Abbildung 4-52: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in $^{\circ}\text{C}$

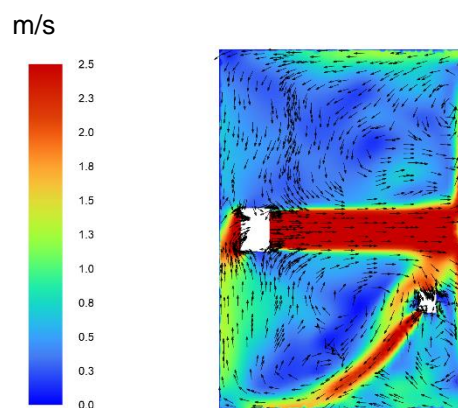


Abbildung 4-53: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

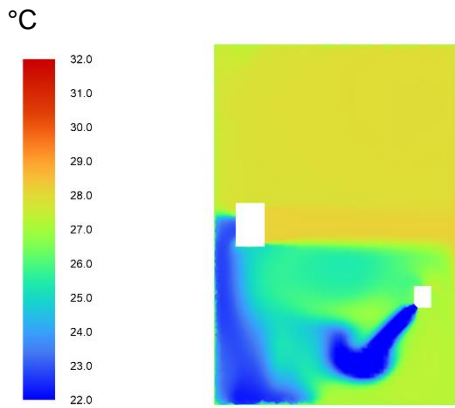


Abbildung 4-54: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

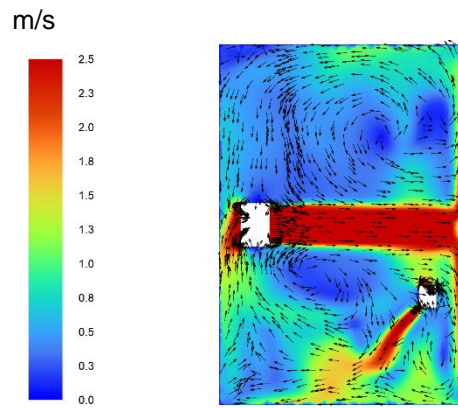


Abbildung 4-55: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

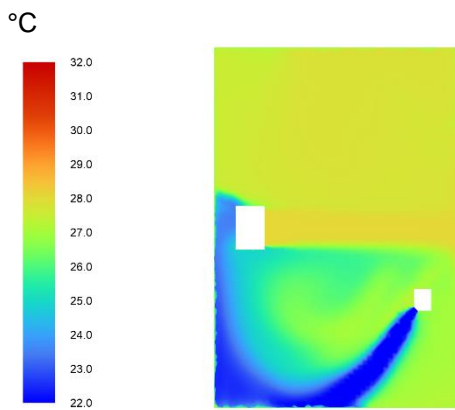


Abbildung 4-56: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

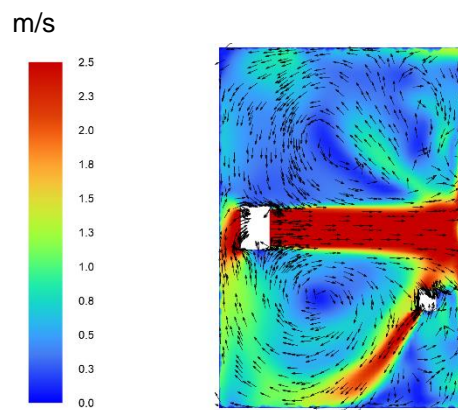


Abbildung 4-57: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

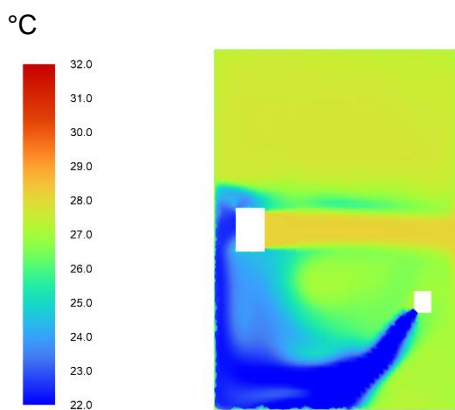


Abbildung 4-58: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

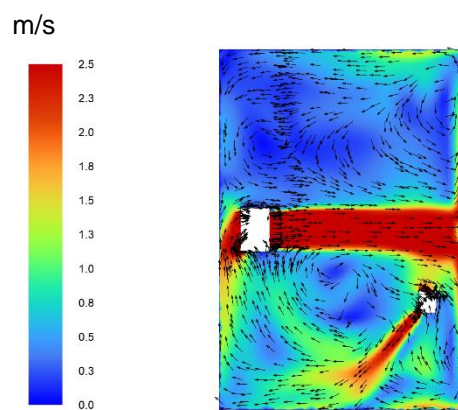


Abbildung 4-59: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

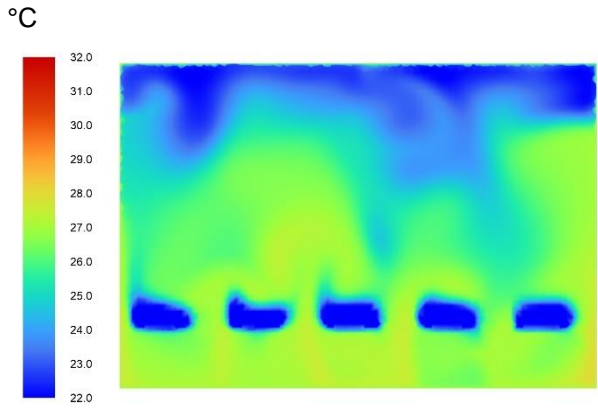


Abbildung 4-60: Wandgerät, Kühlfall,
Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

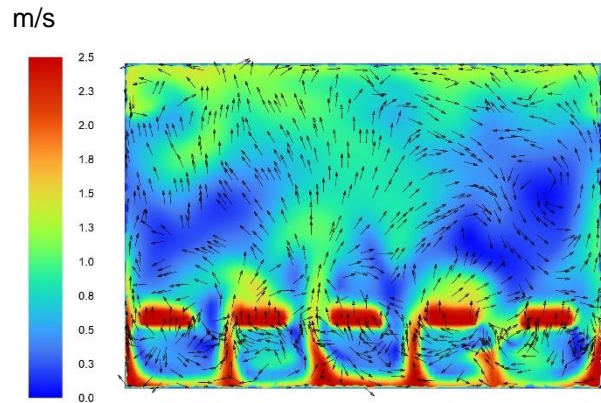


Abbildung 4-61: Wandgerät, Kühlfall,
Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

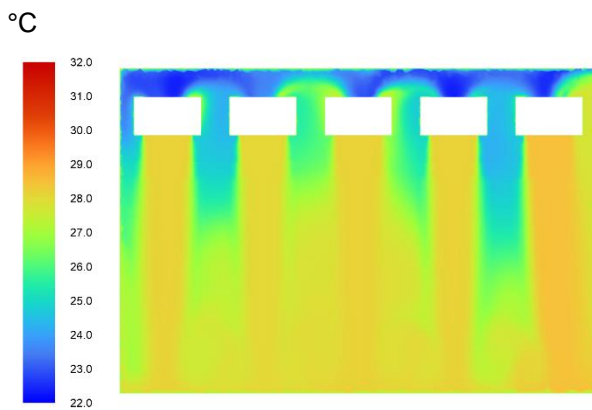


Abbildung 4-62: Wandgerät, Kühlfall,
Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

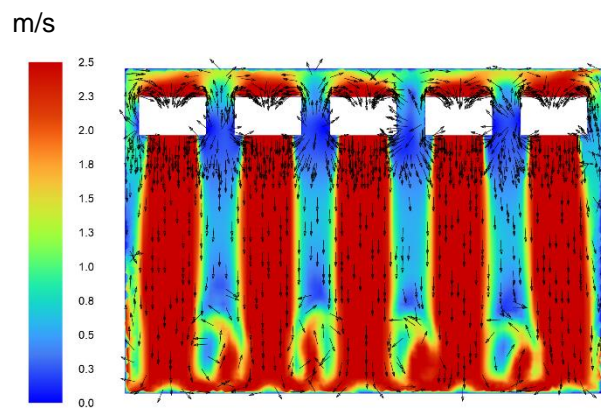


Abbildung 4-63: Wandgerät, Kühlfall,
Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s



Abbildung 4-64: Wandgerät, Kühlfall,
Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

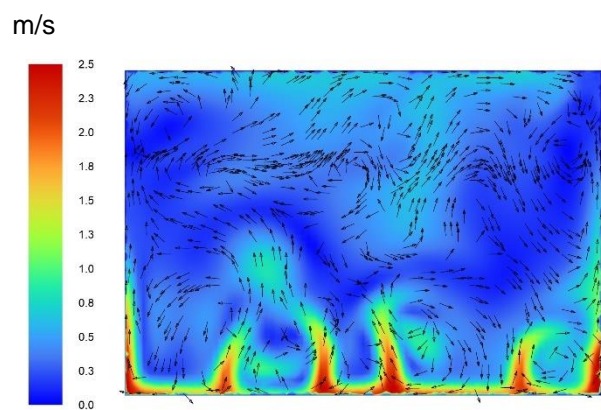


Abbildung 4-65: Wandgerät, Kühlfall,
Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

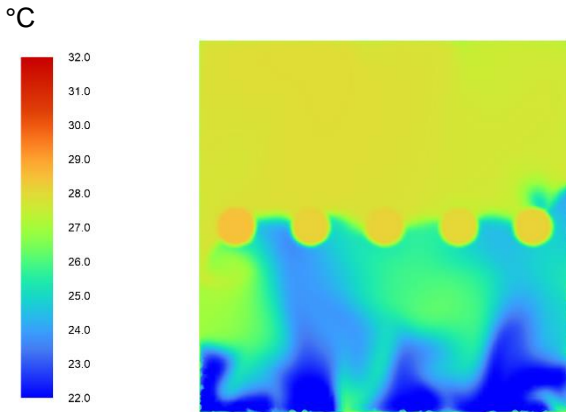


Abbildung 4-66: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

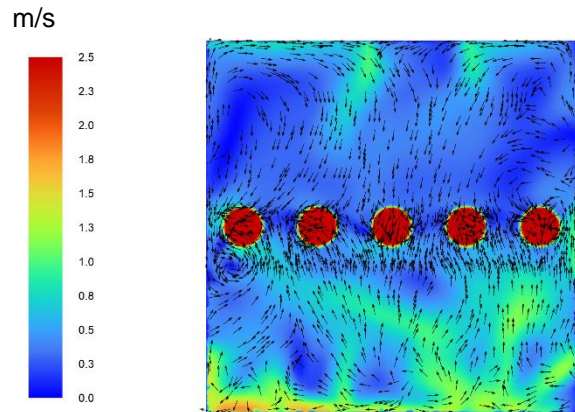


Abbildung 4-67: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

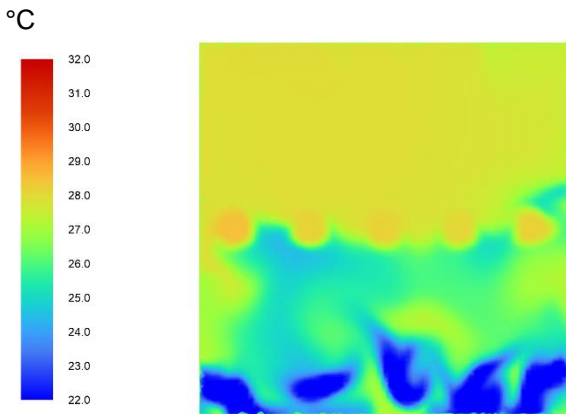


Abbildung 4-68: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

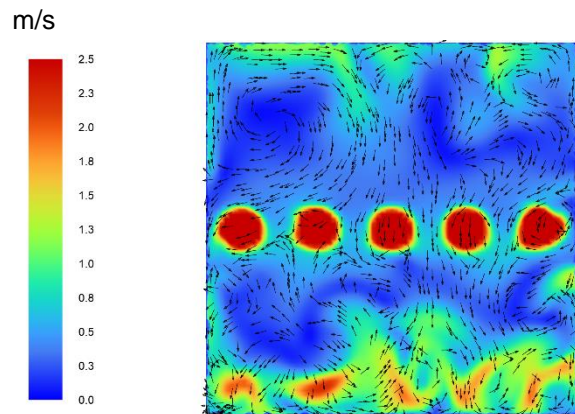


Abbildung 4-69: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

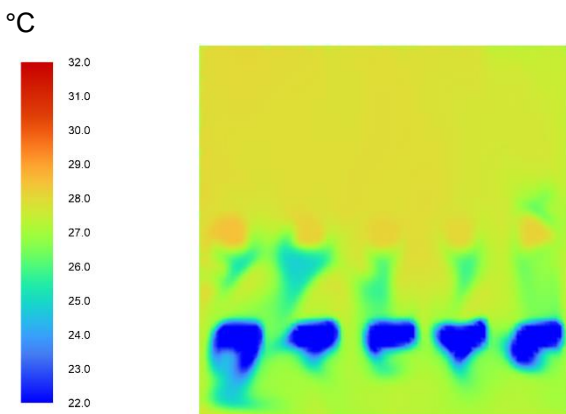


Abbildung 4-70: Wandgerät, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

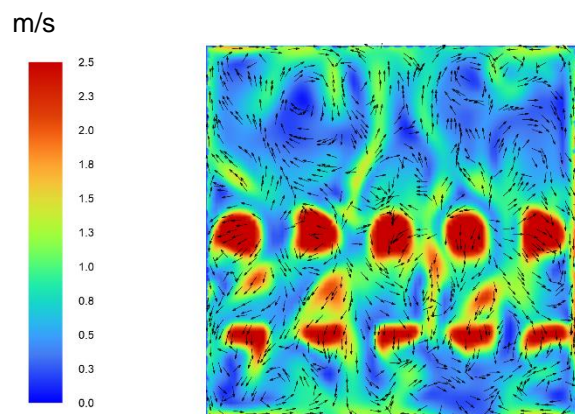


Abbildung 4-71: Wandgerät, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

4.5.2 Wandgerät Heizfall

Die Umluftkühlgeräte werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden Zulufttemperatur von 18°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 20°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-7: Resultierende Ansaugtemperaturen der Wandgeräte im Heizfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Wandgeraet-ansaugung-1	19,7 °C
Wandgeraet-ansaugung-2	19,7 °C
Wandgeraet-ansaugung-3	19,9 °C
Wandgeraet-ansaugung-4	19,7 °C
Wandgeraet-ansaugung-5	20,1 °C
Mittelwert	19,82 °C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-7 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 20,0°C ± 1K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

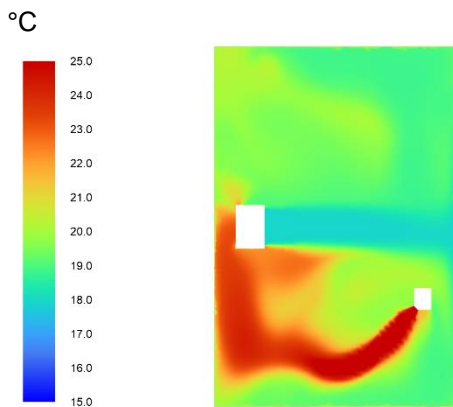


Abbildung 4-72: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in °C

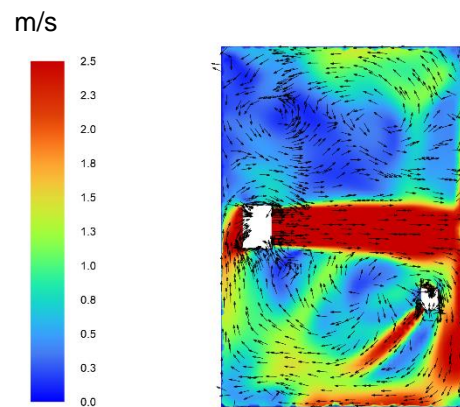


Abbildung 4-73: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

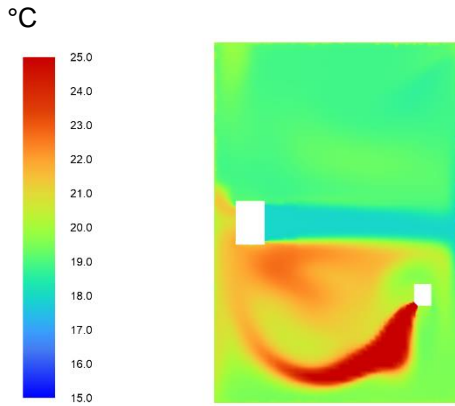


Abbildung 4-74: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

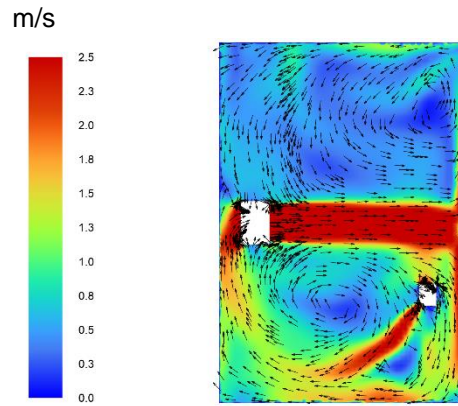


Abbildung 4-75: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

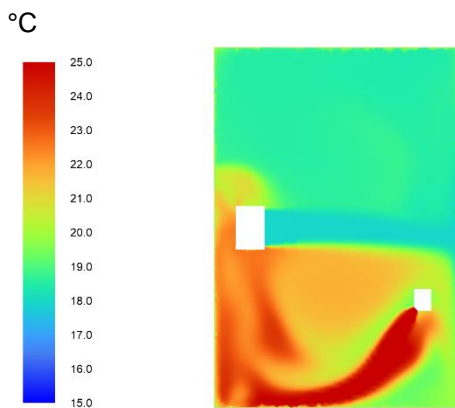


Abbildung 4-76: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

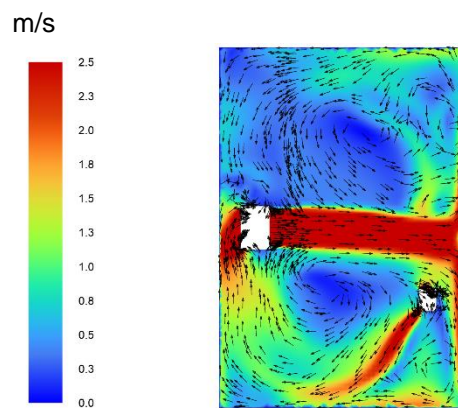


Abbildung 4-77: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

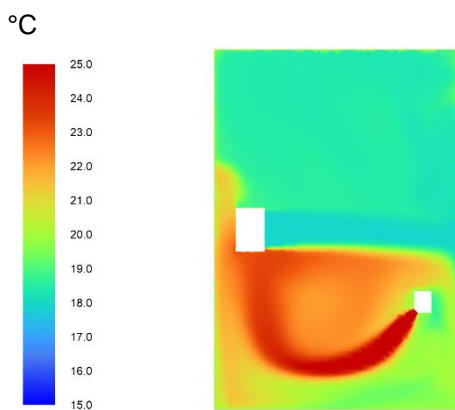


Abbildung 4-78: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

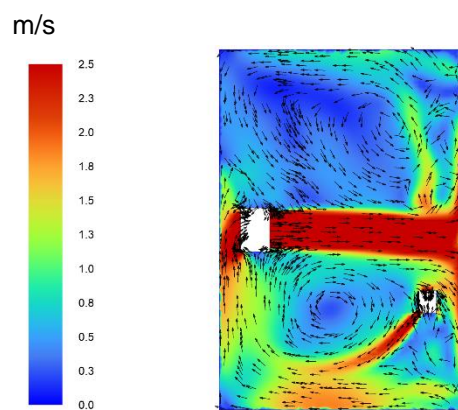


Abbildung 4-79: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

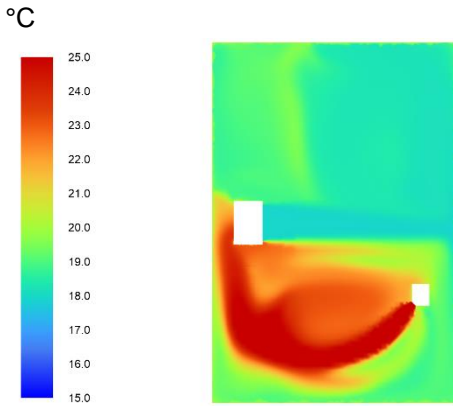


Abbildung 4-80: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

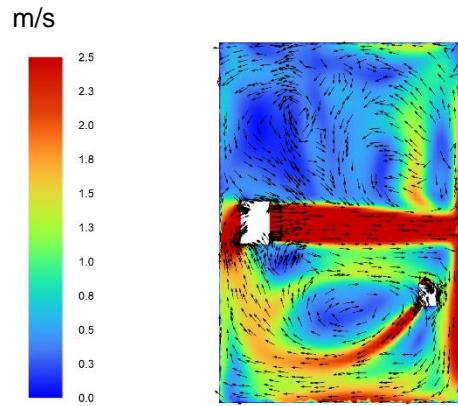


Abbildung 4-81: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

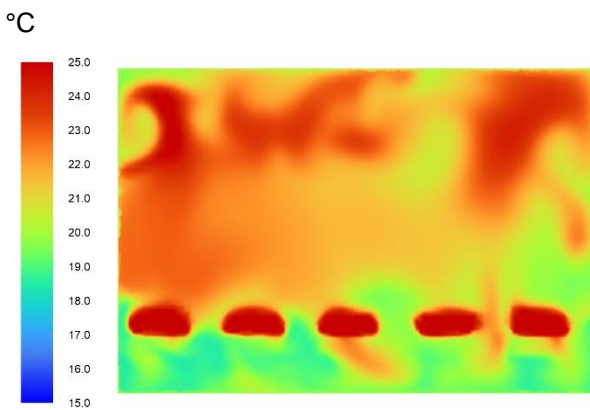


Abbildung 4-82: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

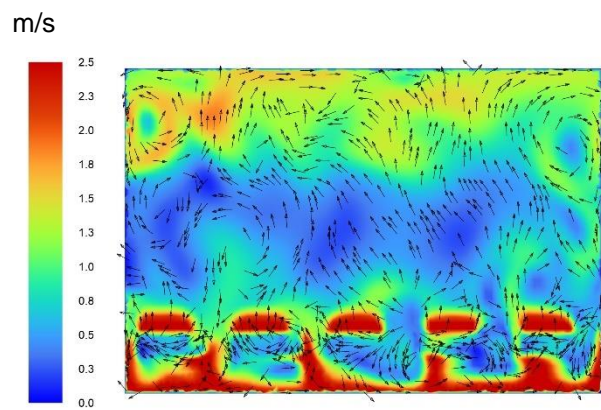


Abbildung 4-83: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

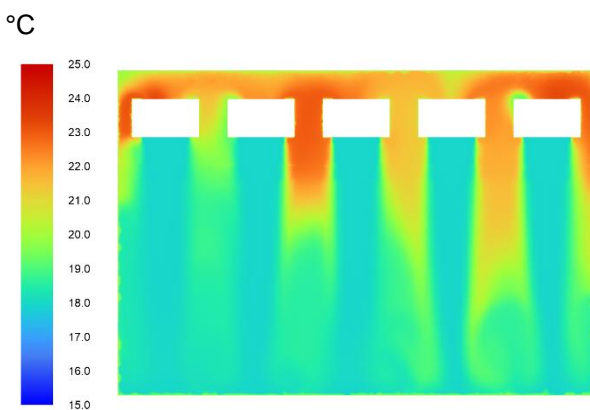


Abbildung 4-84: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

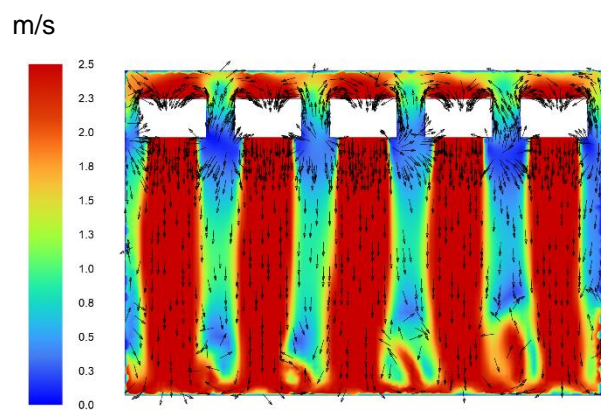


Abbildung 4-85: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s

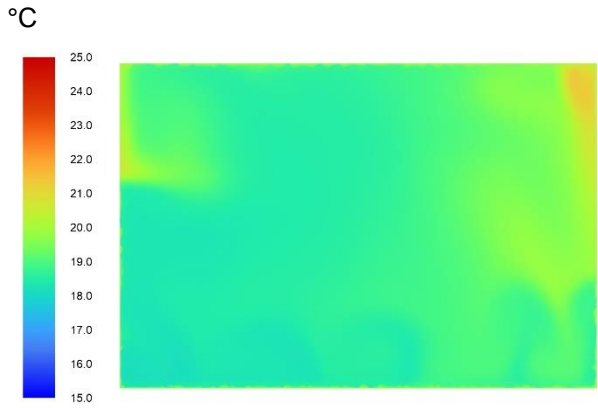


Abbildung 4-86: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

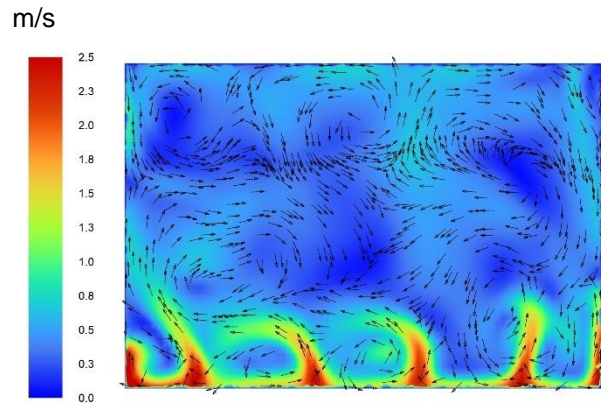


Abbildung 4-87: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

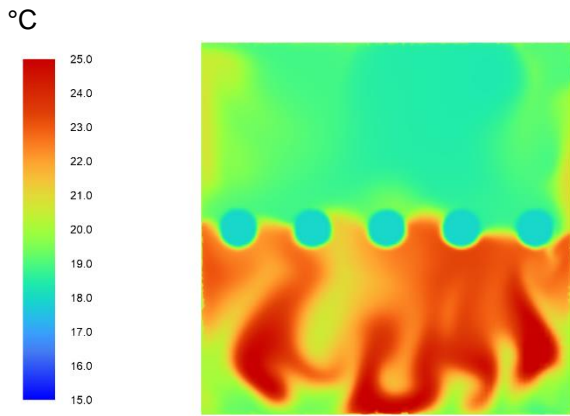


Abbildung 4-88: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

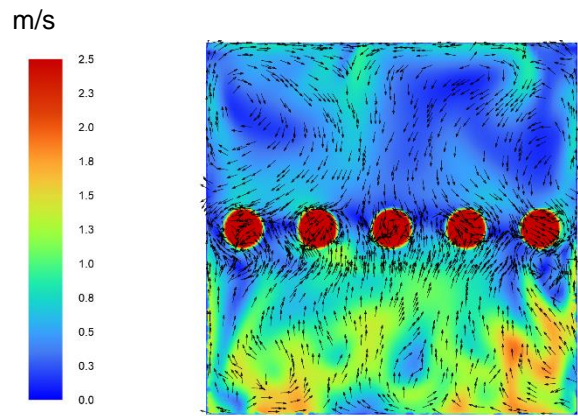


Abbildung 4-89: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

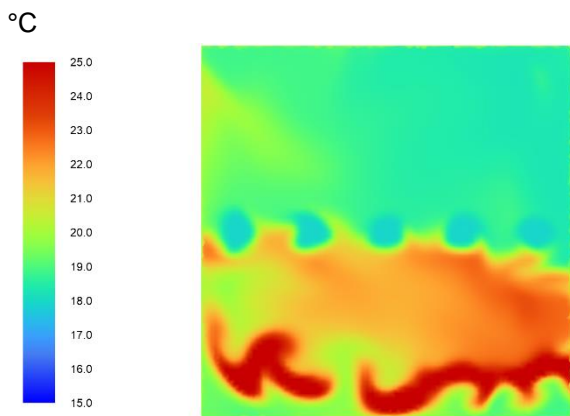


Abbildung 4-90: Wandgerät, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

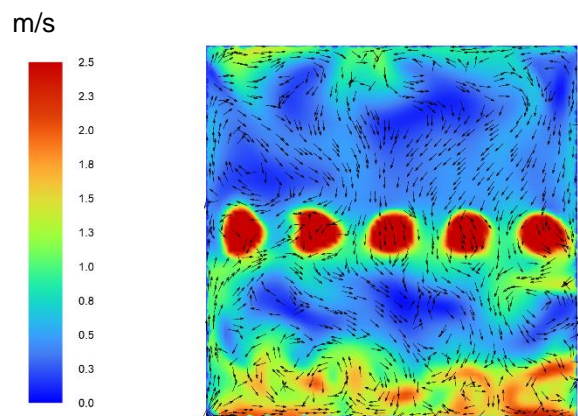


Abbildung 4-91: Wandgerät, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

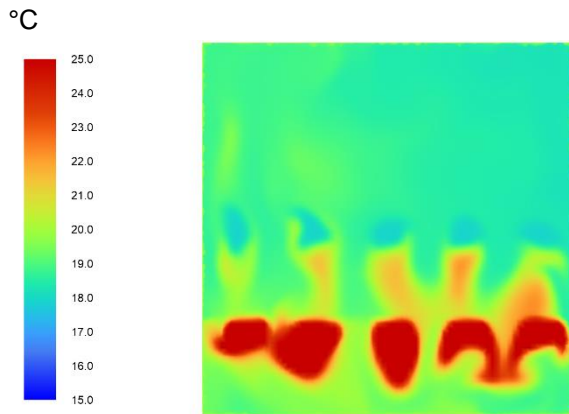


Abbildung 4-92: Wandgerät, Heizfall,
Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

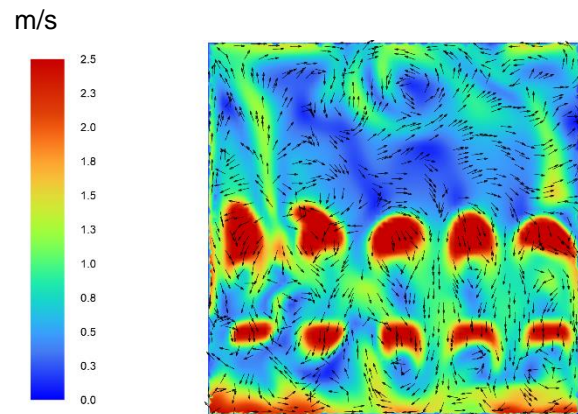


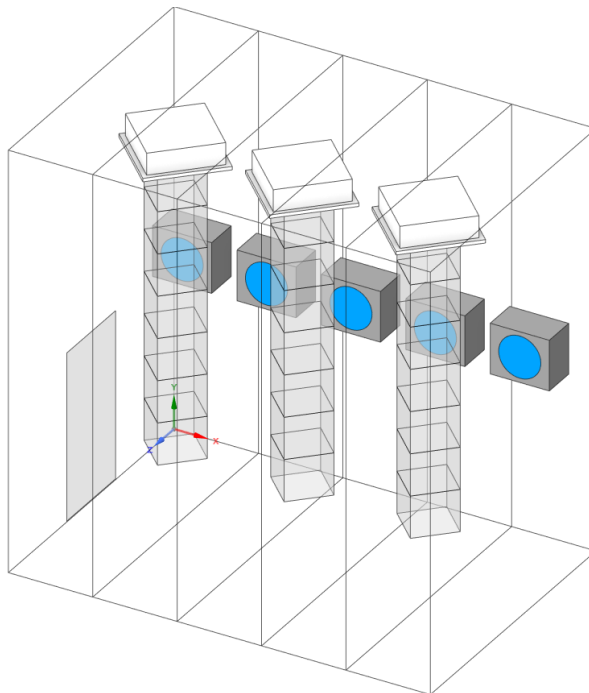
Abbildung 4-93: Wandgerät, Heizfall,
Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in
m/s

4.6 Deckenkassette

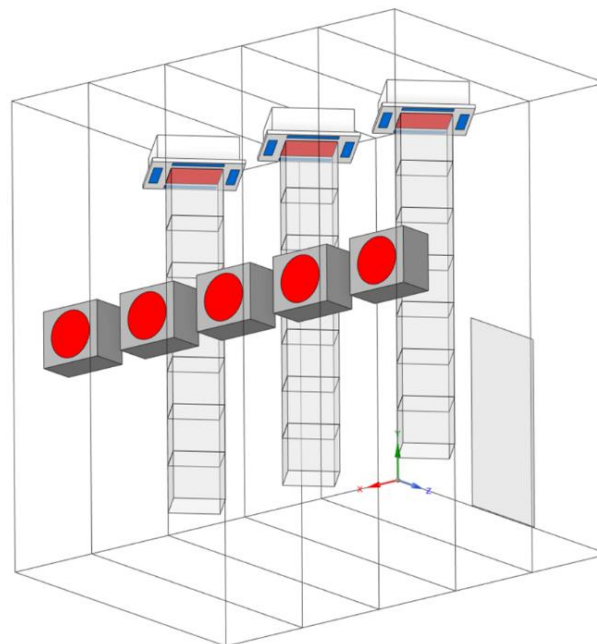
Diese Variante bildet eine Teilbelegung der Prüfkammer ab. Hierbei befinden sich insgesamt drei Deckenkassetten mit 4,5 kW Kälte- und 5,0 kW Heizleistung sowie 1.020 m³/h Umluftvolumenstrom in der kalorischen Innenkammer. Der Austrittswinkel der konditionierten Luft aus der Deckenkassette ist mit 45° zur Austrittsöffnung vorgegeben.

Die Ansaugstelle der Deckenkassetten werden mit Hilfe von Kanälen bzw. Schläuchen in einen Bereich ca. 1,0 m über den Prüfstandsboden geführt. Aufgrund der durch die Umluftkonditionierer, jeweils in der unteren und oberen Hälfte der Prüfkammer aufgeprägten Luftwalzen, kommt es ansonsten zu einem Kurzschlussvolumenstrom zwischen den Ausblas- und der Ansaugöffnung der Deckenkassette.

Zusätzlich werden die Deckenkassetten 45° gedreht zu den Umfassungsflächen angeordnet, dies führt zu einer besseren Umströmung der Kanäle und folglich zu einer optimierten Durchmischung der Raumluft in der Prüfkammer. Bei einer Anordnung 90° zu den Umfassungsflächen, sowie der Ansaugung direkt am Gerät konnten die Prüfbedingungen an der Ansaugstelle für keine Variante verlässlich gewährleistet werden. Dies ist der speziellen Ausblasgeometrie der Prüflinge geschuldet, welche dann zu Kurzschlussströmungen zwischen den einzelnen Prüflingen führen würde. Eine Vollbelegung der Prüfkammer war aus Platzgründen mit dem gewählten Simulationsmodell einer Deckenkassette nicht möglich. Nachfolgende Abbildungen zeigen das resultierende Simulationsmodell.



**Abbildung 4-94: Simulationsmodell
Deckenkassette, Iso-Perspektive von oben**



**Abbildung 4-95: Simulationsmodell
Deckenkassette, Iso-Perspektive von unten**

4.6.1 Deckenkassette Kühlfall

Die Umluftkühlgeräte werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden Zulufttemperatur von 28,5°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 27°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-8: Resultierende Ansaugtemperaturen der Deckenkassetten im Kühlfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Deckenkassette-ansaugung-1	26,9°C
Deckenkassette-ansaugung-2	27,0°C
Deckenkassette-ansaugung-3	26,9°C
Mittelwert	26,9°C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-8 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 27,0°C ± 1K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

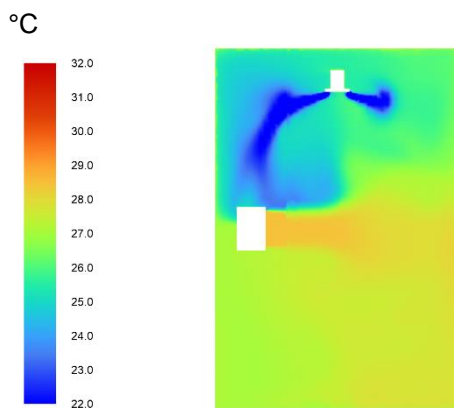


Abbildung 4-96: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in °C

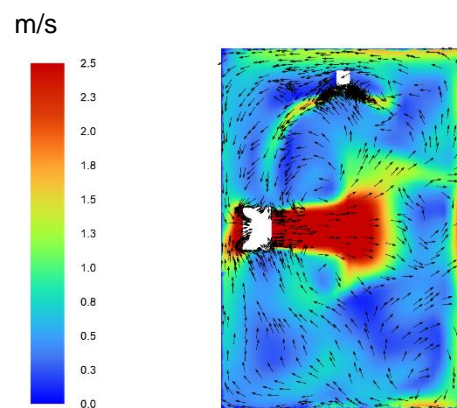


Abbildung 4-97: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

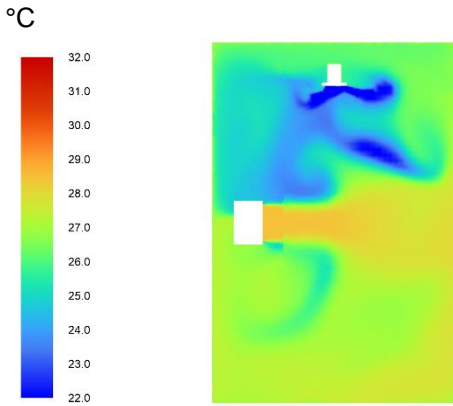


Abbildung 4-98: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

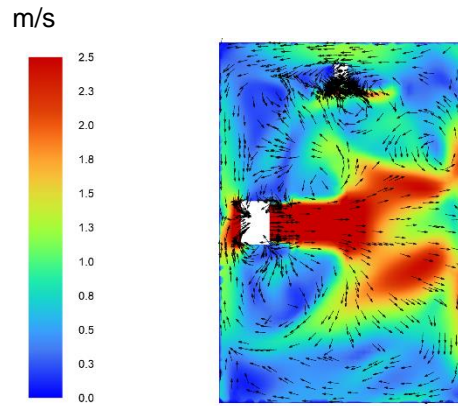


Abbildung 4-99: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

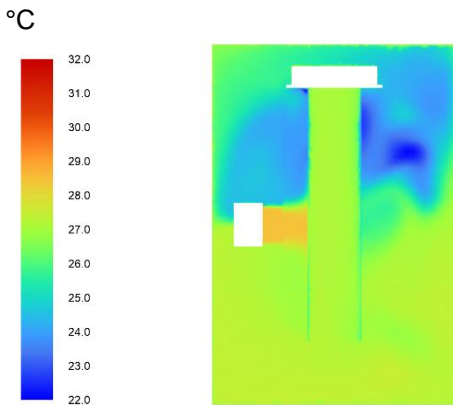


Abbildung 4-100: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

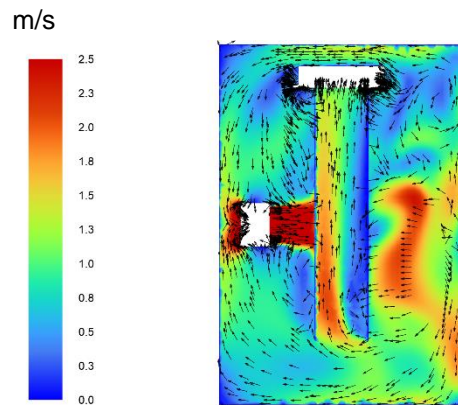


Abbildung 4-101: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

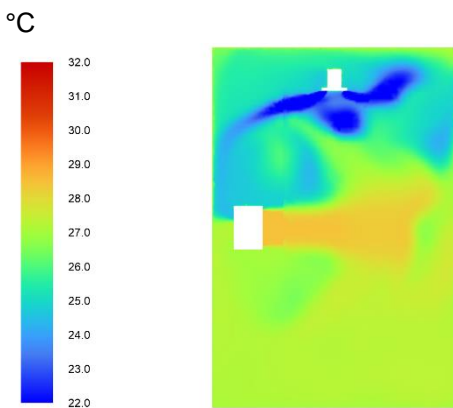


Abbildung 4-102: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

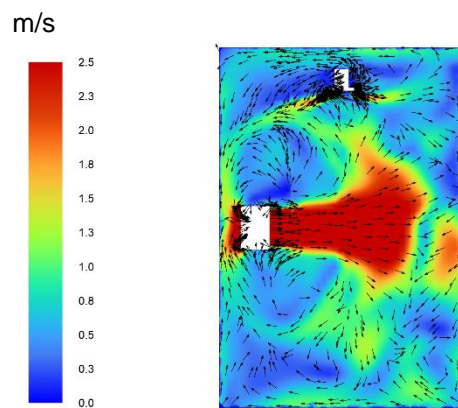


Abbildung 4-103: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

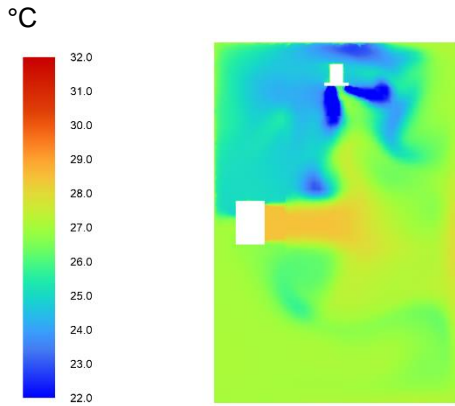


Abbildung 4-104: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

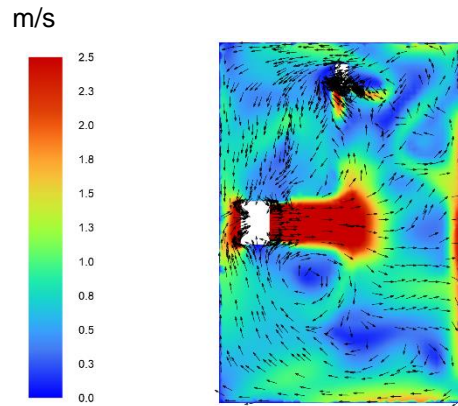


Abbildung 4-105: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

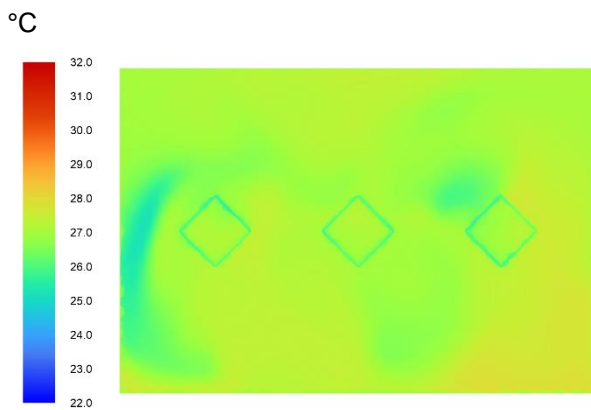


Abbildung 4-106: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

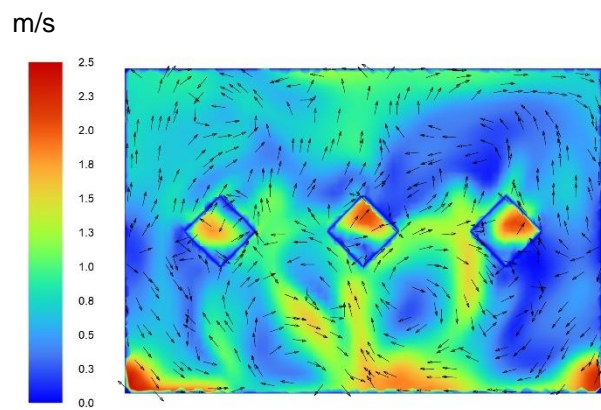


Abbildung 4-107: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

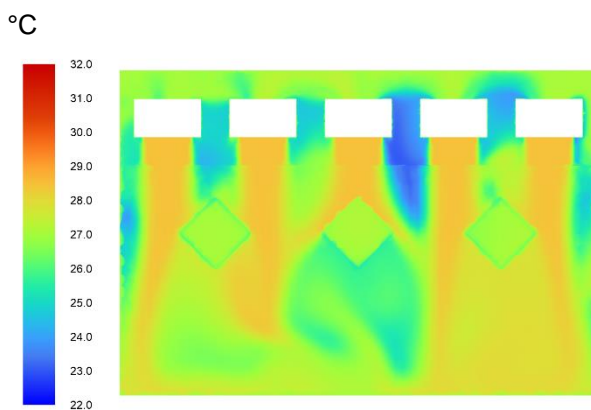


Abbildung 4-108: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

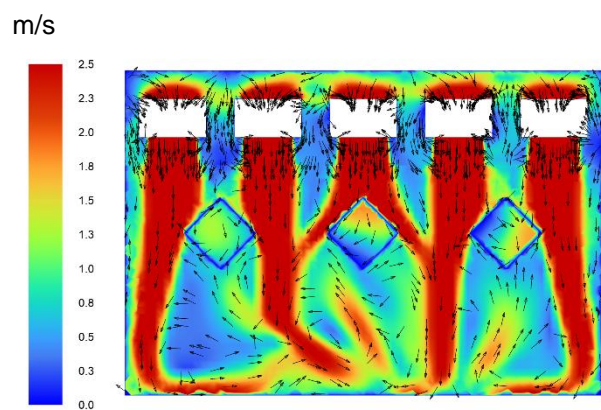


Abbildung 4-109: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s

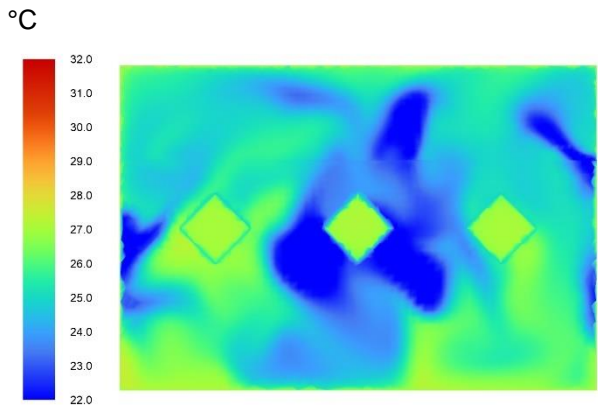


Abbildung 4-110: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

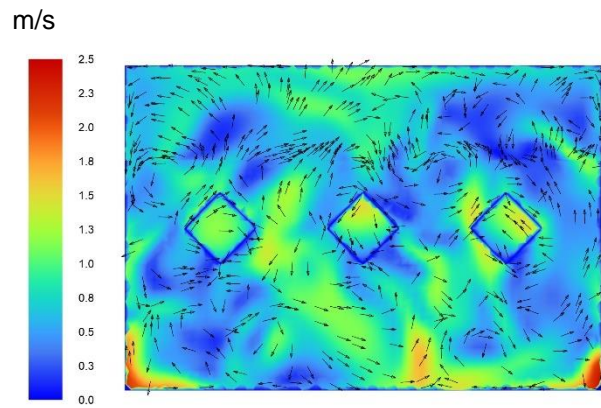


Abbildung 4-111: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

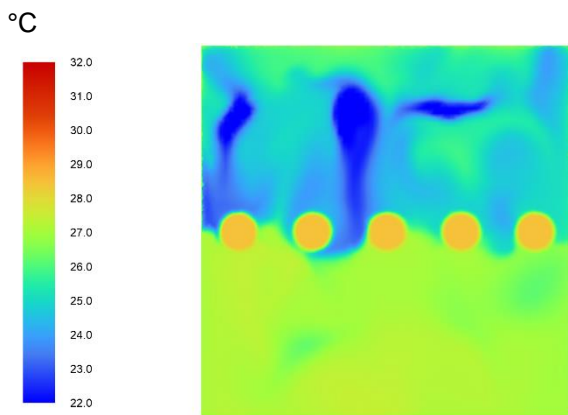


Abbildung 4-112: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

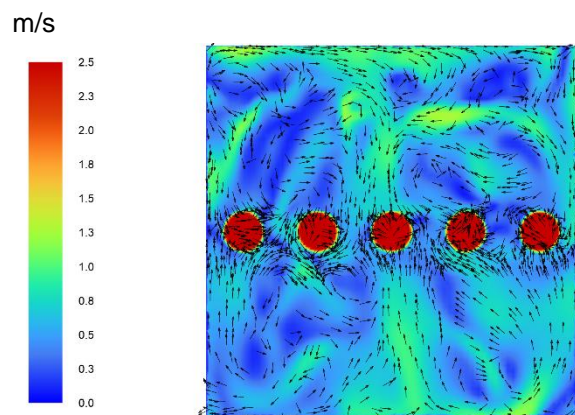


Abbildung 4-113: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

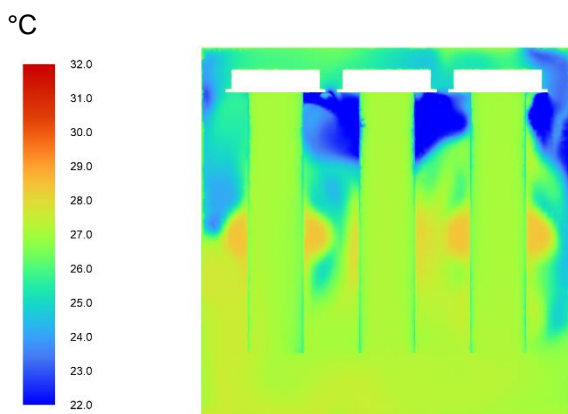


Abbildung 4-114: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

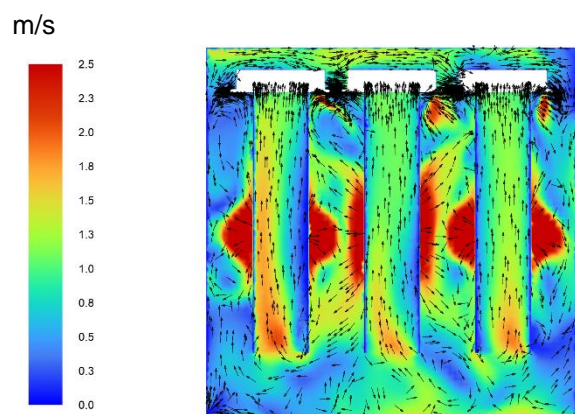


Abbildung 4-115: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

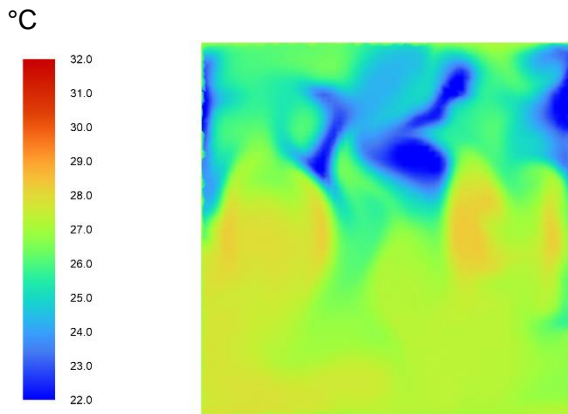


Abbildung 4-116: Deckenkassette, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

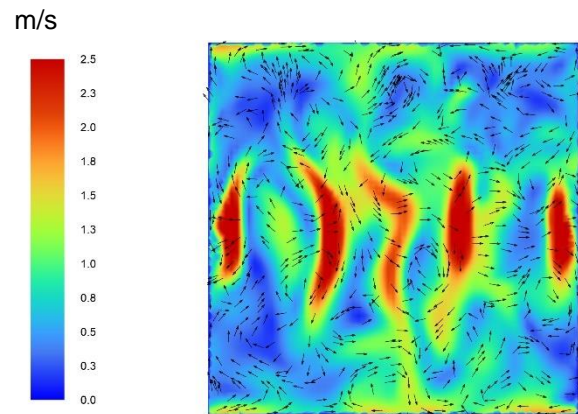


Abbildung 4-117: Deckenkassette, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

4.6.2 Deckenkassette Heizfall

Diese Variante bildet eine Teilbelegung der Prüfkammer ab. Hierbei befinden sich insgesamt drei Deckenkassetten mit 4,5 kW Kälte- und 5,0 kW Heizleistung sowie 1.020 m³/h Umluftvolumenstrom in der kalorischen Innenkammer. Die Umluftkühlgeräte werden mit 3.000 m³/h und einer sich aus den Randbedingungen der Simulation ergebenden Zulufttemperatur von 19,2°C betrieben. Die Umfassungsflächen sind auf 20°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-9: Resultierende Ansaugtemperaturen der Deckenkassetten im Heizfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Deckengeräet-ansaugung-1	20,0°C
Deckengeräet-ansaugung-2	20,0°C
Deckengeräet-ansaugung-3	19,8°C
Mittelwert	19,9°C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-9 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 20,0°C ± 1K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

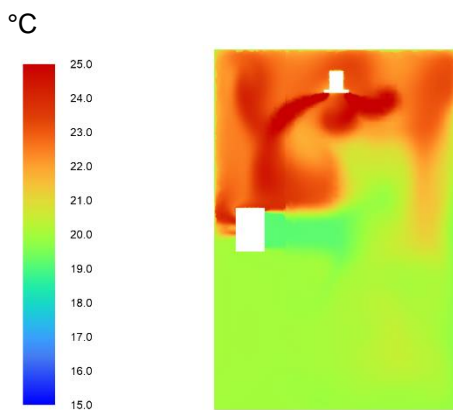


Abbildung 4-118: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in °C

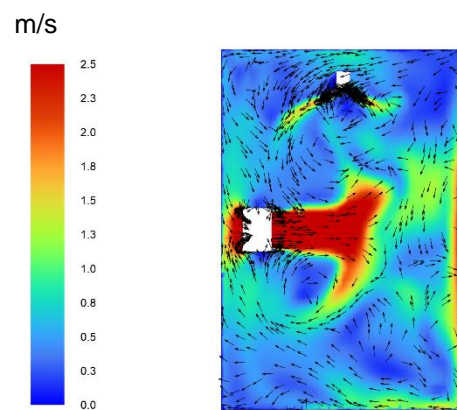


Abbildung 4-119: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

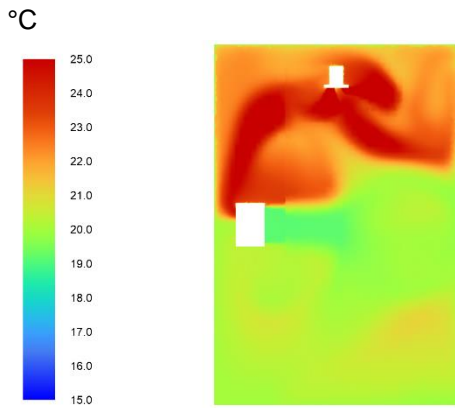


Abbildung 4-120: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

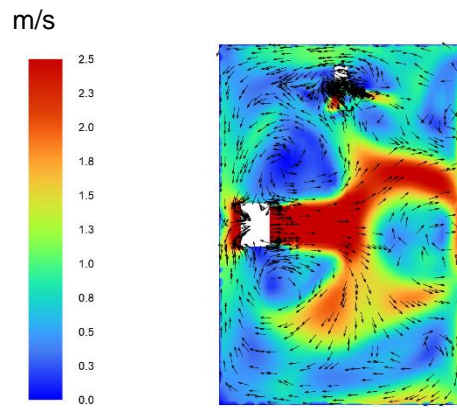


Abbildung 4-121: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

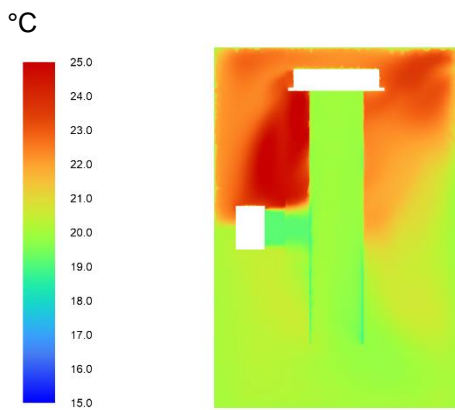


Abbildung 4-122: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

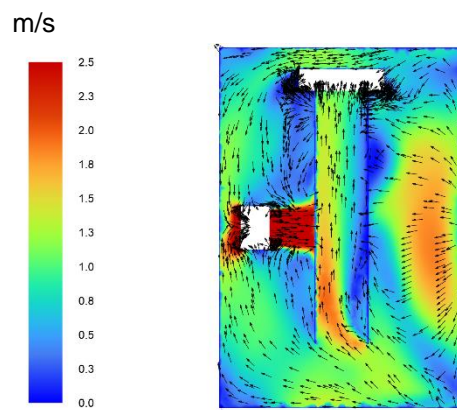


Abbildung 4-123: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

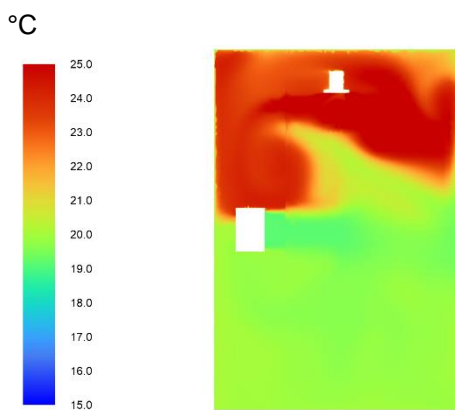


Abbildung 4-124: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

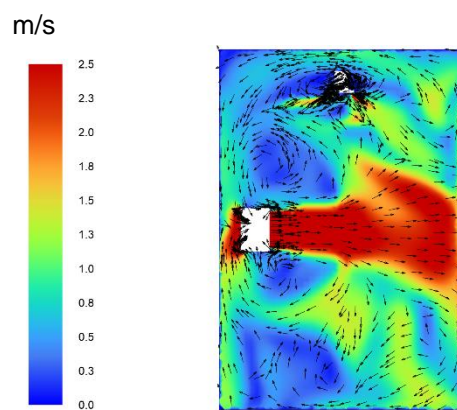


Abbildung 4-125: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

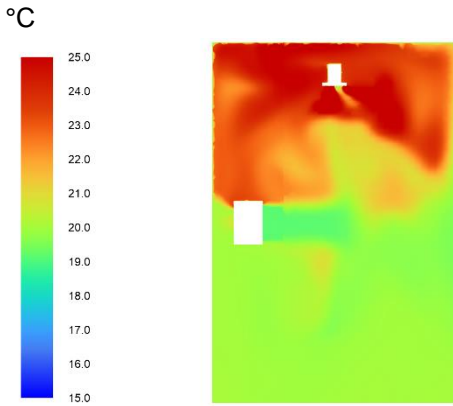


Abbildung 4-126: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

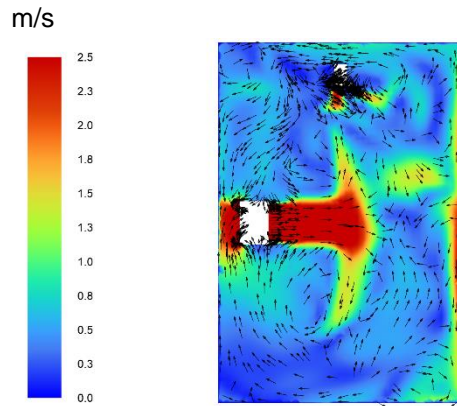


Abbildung 4-127: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

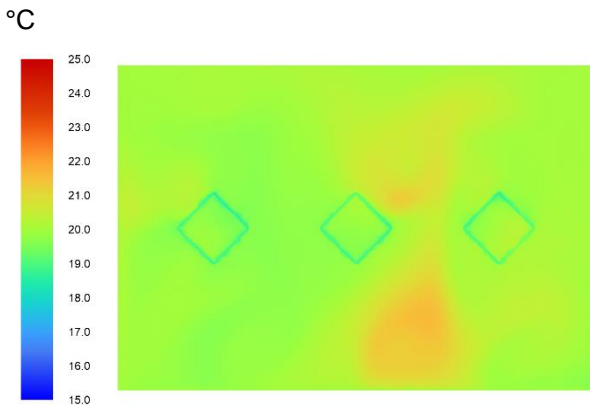


Abbildung 4-128: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

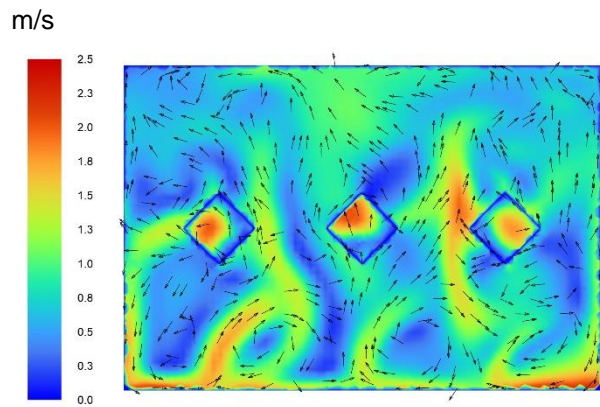


Abbildung 4-129: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

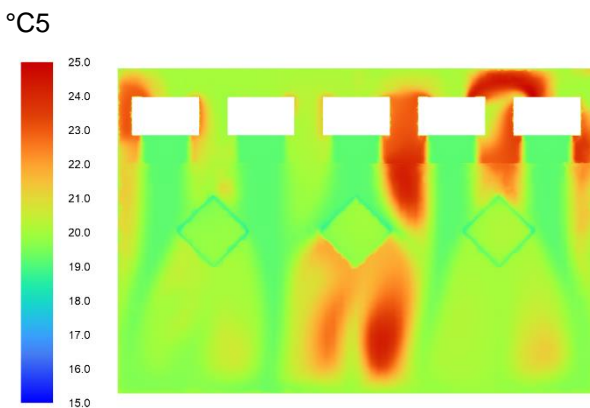


Abbildung 4-130: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

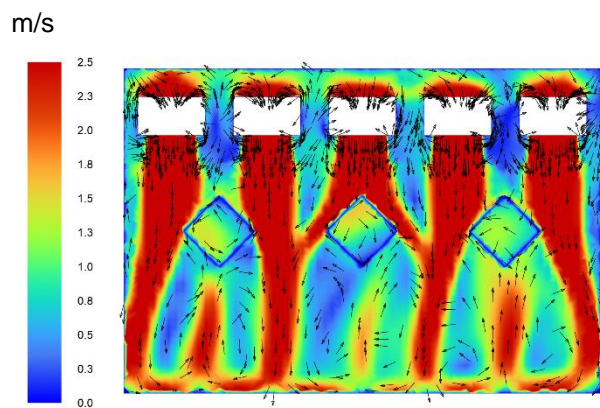


Abbildung 4-131: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s

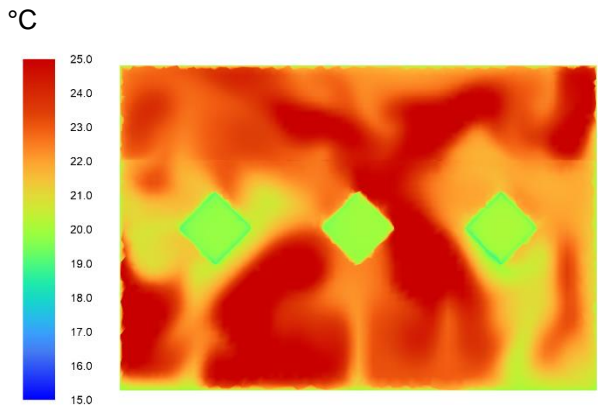


Abbildung 4-132: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

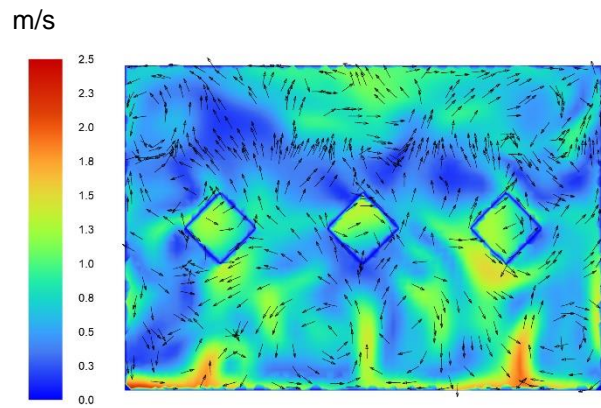


Abbildung 4-133: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

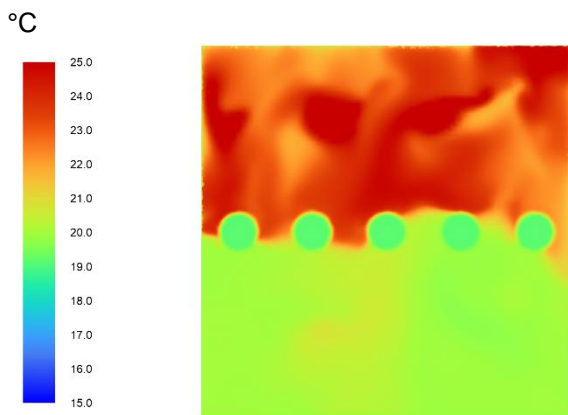


Abbildung 4-134: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

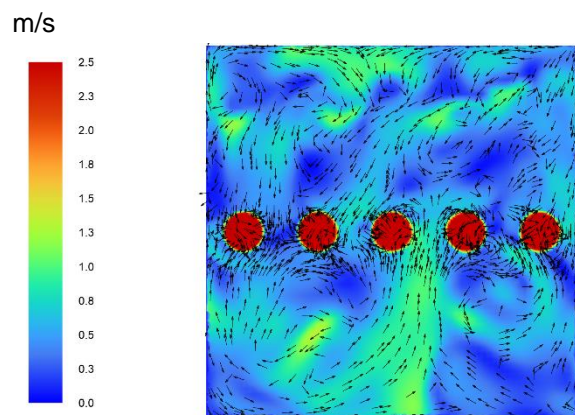


Abbildung 4-135: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

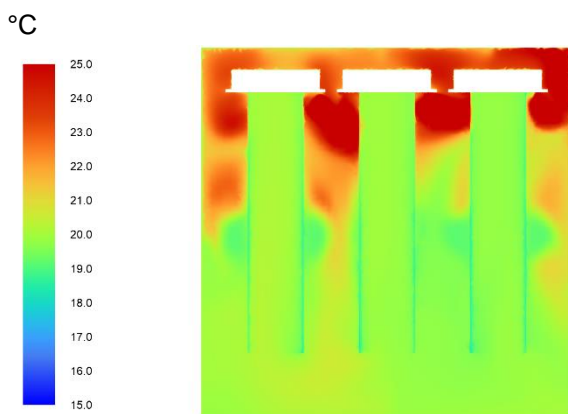


Abbildung 4-136: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

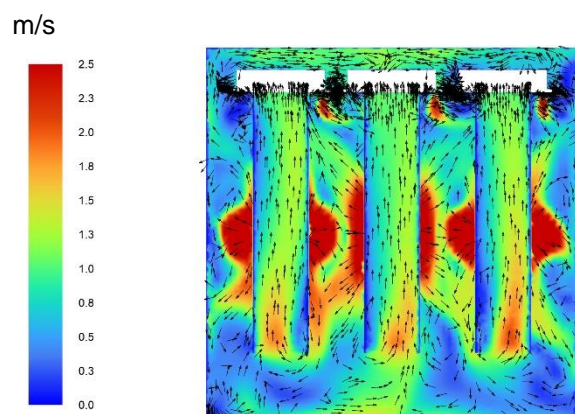


Abbildung 4-137: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

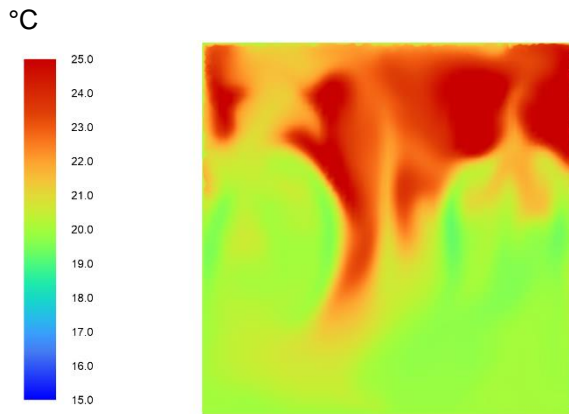


Abbildung 4-138: Deckenkassette, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

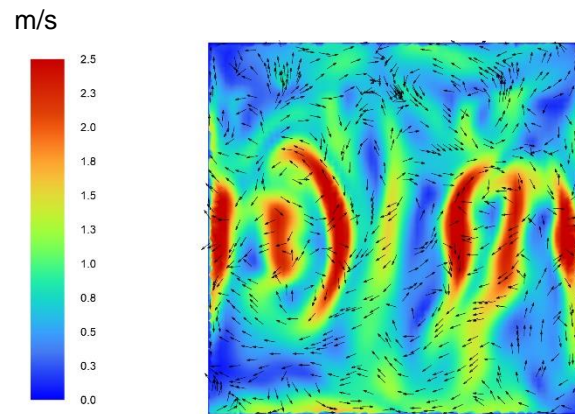
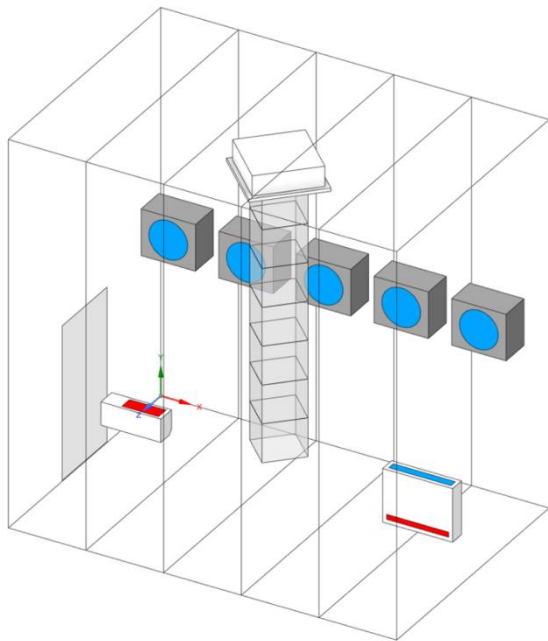


Abbildung 4-139: Deckenkassette, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

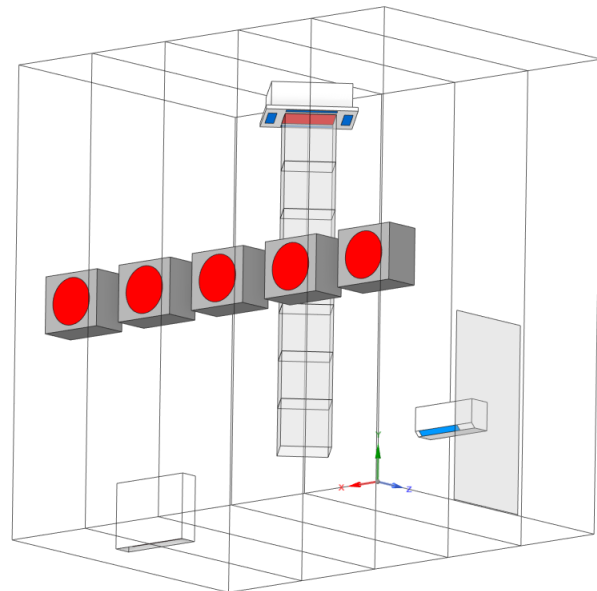
4.7 Variierende Anordnung der Prüflinge

Diese Variante bildet eine Teilbelegung der Prüfkammer ab. Hierbei befinden sich jeweils ein Wandgerät, eine Bodentruhe und eine Deckenkassette mit jeweils 4,5 kW Kälte- und 5,0 kW Heizleistung in der kalorischen Innenkammer. Die Deckenkassette wird in dieser Variante mit 1.020 m³/h, die Bodentruhe mit 642 m³/h und das Wandgerät mit 600 m³/h betrieben.

Nachfolgende Abbildungen zeigen das verwendete Simulationsmodell.



**Abbildung 4-140: Simulationsmodell
"Variierende Prüflinge", Iso-Perspektive
von oben (vorne)**



**Abbildung 4-141: Simulationsmodell
"Variierende Prüflinge", Iso-Perspektive von
unten (hinten)**

4.7.1 Variierende Anordnung der Prüflinge Kühlfall

Die Umluftkühlgeräte weisen einen Umluftvolumenstrom von 3.000 m³/h auf, die aus den Randbedingungen der Simulation resultierende Zulufttemperatur der Umluftkonditionierer beträgt 28,7°C. Die Umfassungsflächen sind auf 27°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-10: Resultierende Ansaugtemperaturen der Prüflinge im Kühlfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Bodentruhe-ansaugung-1	27,2 °C
Deckengerät-ansaugung-1	27,1 °C
Wandgerät-ansaugung-1	26,9 °C
Mittelwert	27,1 °C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-10 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, $27,0^{\circ}\text{C} \pm 1\text{K}$ an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

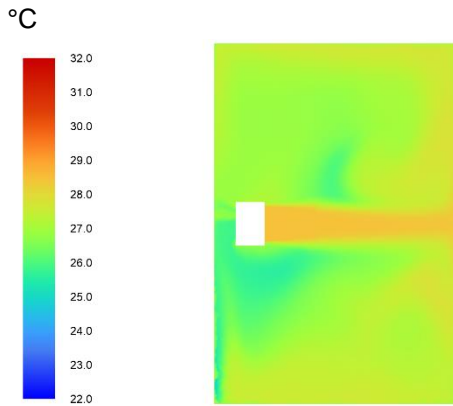


Abbildung 4-142: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-0,5 m in $^{\circ}\text{C}$

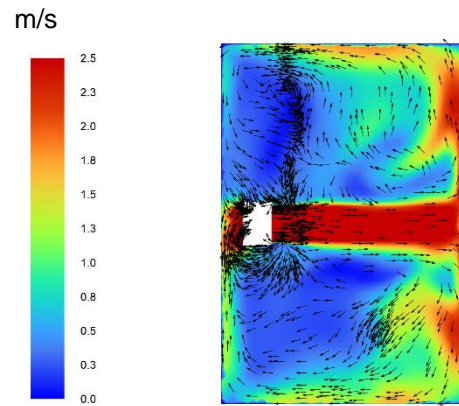


Abbildung 4-143: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-0,5 m in m/s

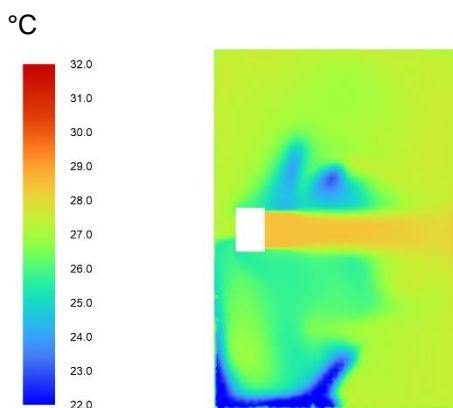


Abbildung 4-144: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in $^{\circ}\text{C}$

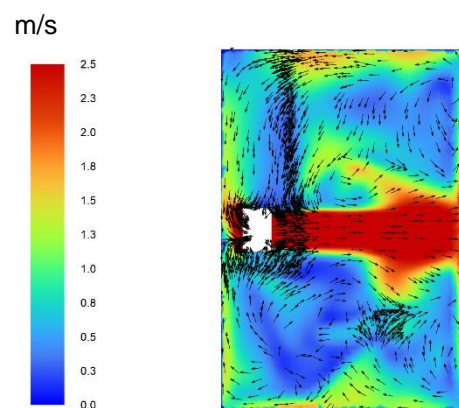


Abbildung 4-145: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

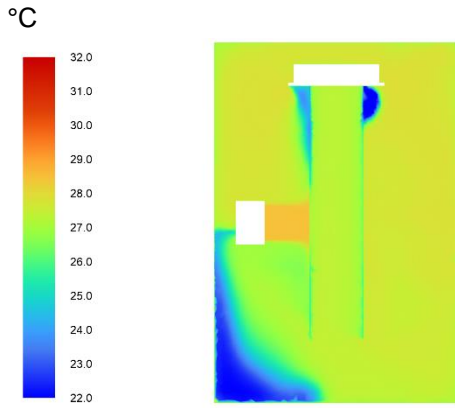


Abbildung 4-146: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

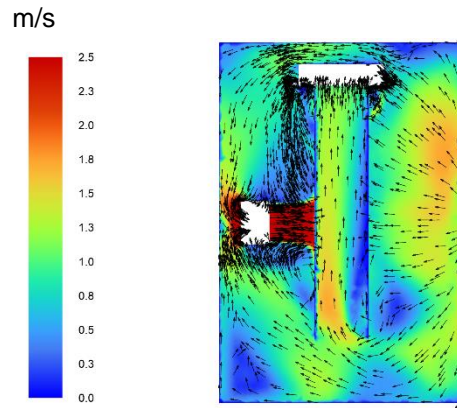


Abbildung 4-147: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

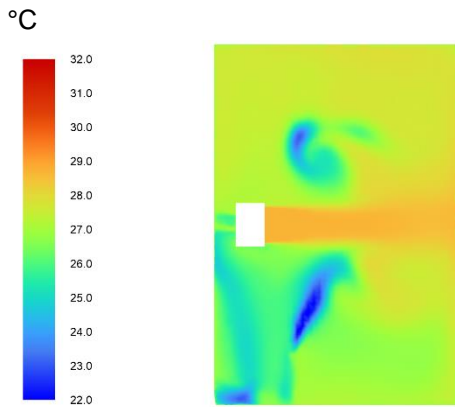


Abbildung 4-148: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

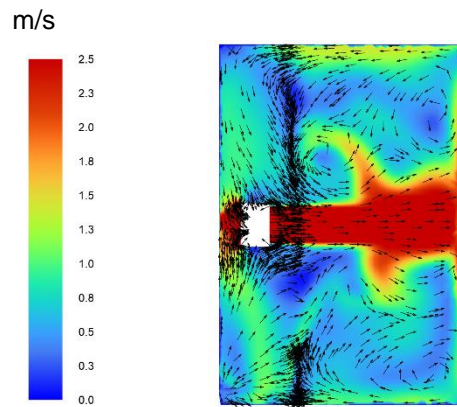


Abbildung 4-149: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

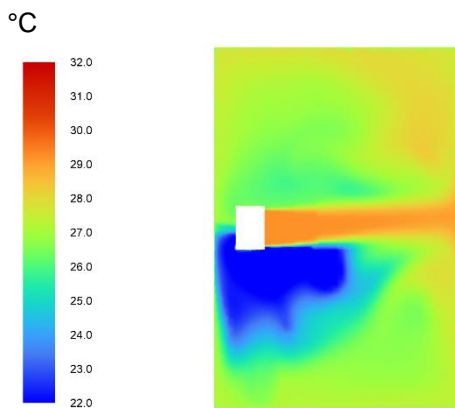


Abbildung 4-150: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

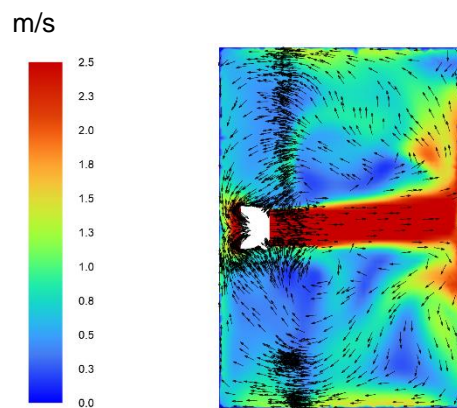


Abbildung 4-151: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

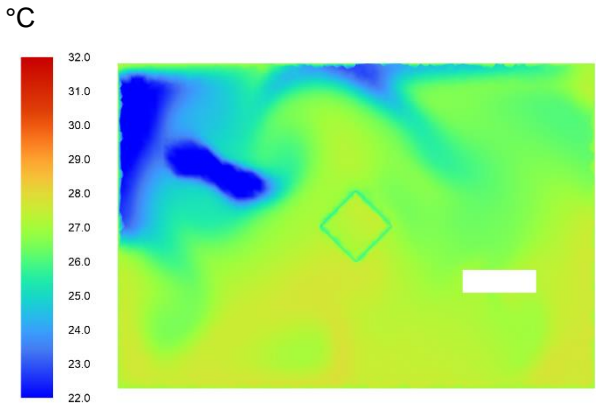


Abbildung 4-152: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

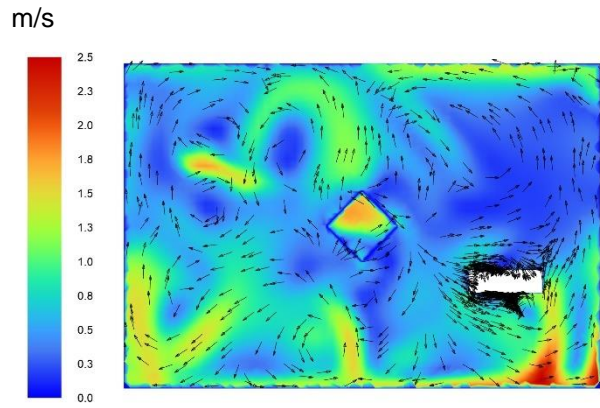


Abbildung 4-153: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

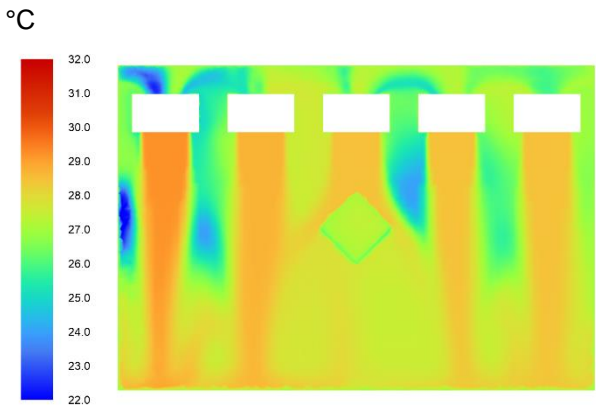


Abbildung 4-154: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

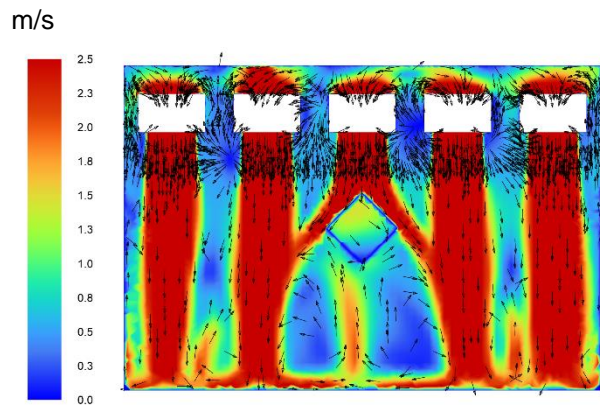


Abbildung 4-155: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s

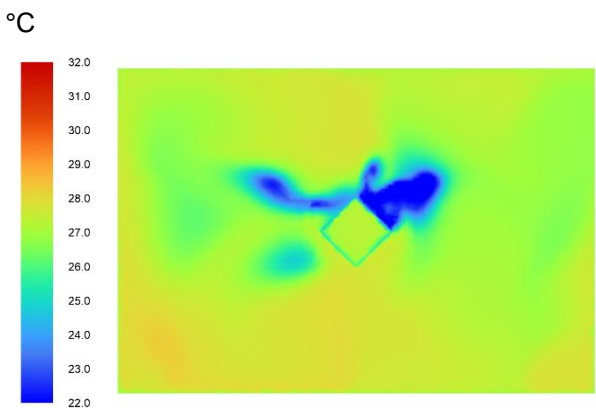


Abbildung 4-156: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

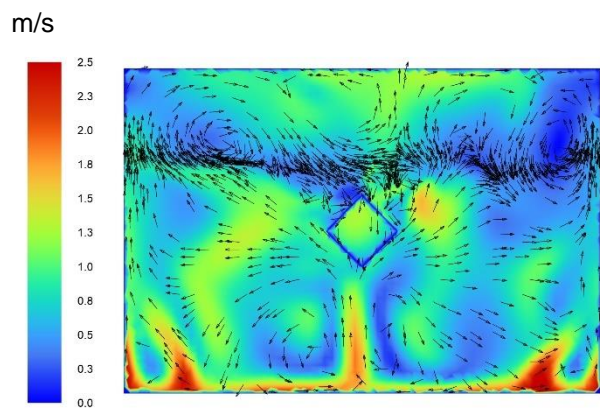


Abbildung 4-157: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

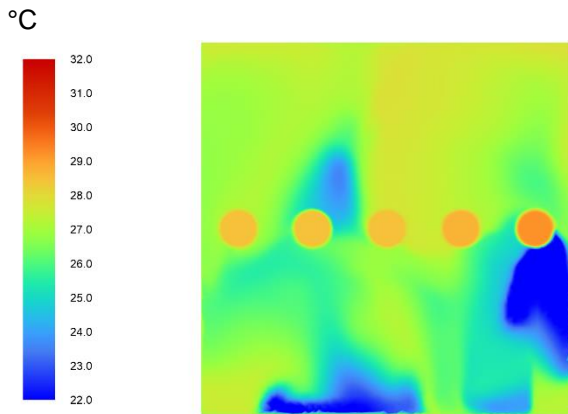


Abbildung 4-158: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

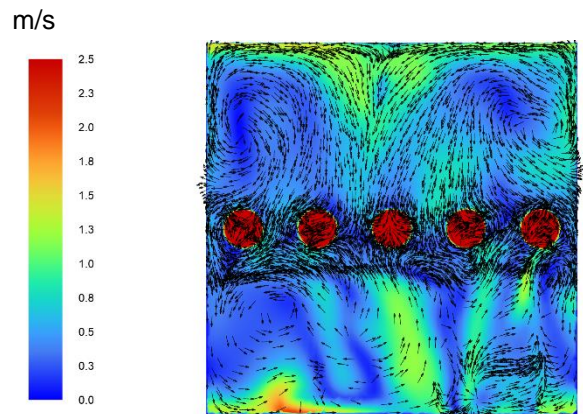


Abbildung 4-159: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

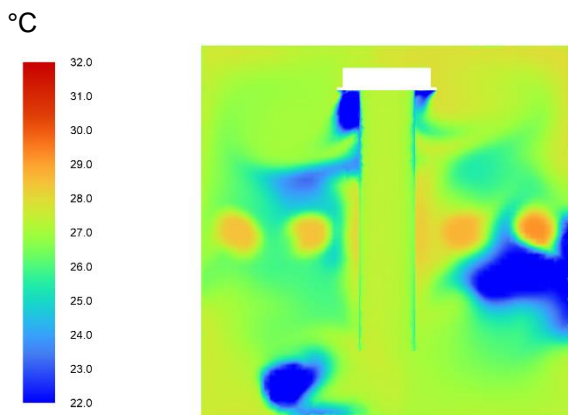


Abbildung 4-160: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

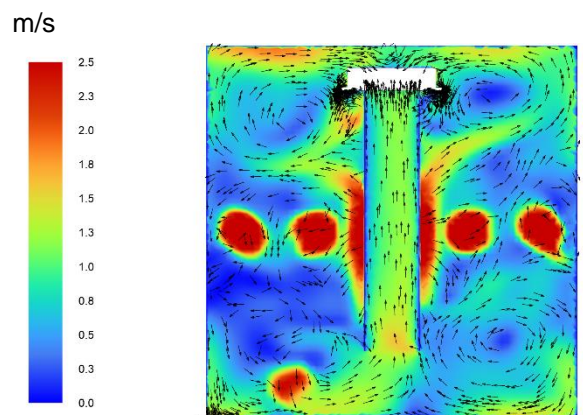


Abbildung 4-161: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

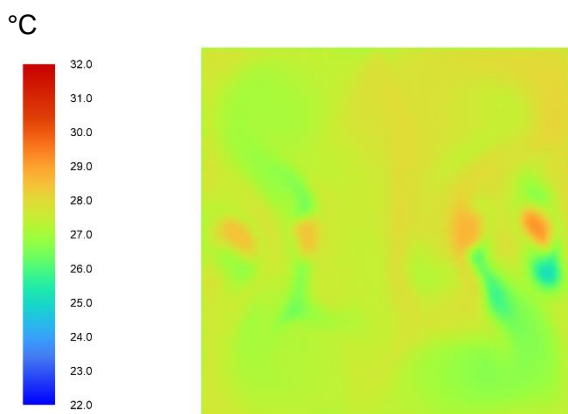


Abbildung 4-162: Variable Prüflinge, Kühlfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

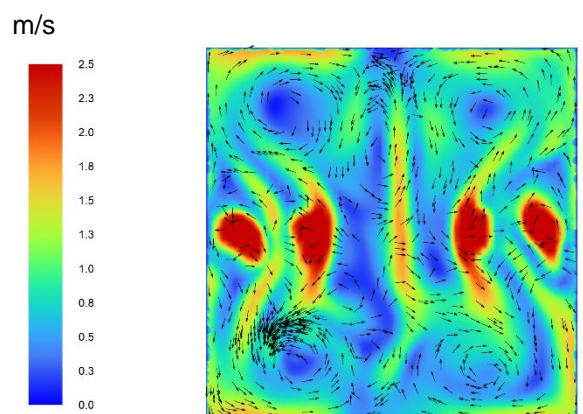


Abbildung 4-163: Variable Prüflinge, Kühlfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

4.7.2 Variierende Anordnung der Prüflinge Heizfall

Die Umluftkühlgeräte weisen einen Umluftvolumenstrom von 3.000 m³/h auf, die aus den Randbedingungen der Simulation resultierende Zulufttemperatur der Umluftkonditionierer beträgt 28,7°C. Die Umfassungsflächen sind auf 20°C temperiert. Nachfolgende Tabelle zeigt die aus den Randbedingungen resultierenden Ansaugtemperaturen der Prüflinge sowie die mittlere Ansaugtemperatur.

Tabelle 4-11: Resultierende Ansaugtemperaturen der Prüflinge im Heizfall

Ansaugung	Lufttemperatur
Bodentruhe-ansaugung-1	20,2 °C
Deckengerat-ansaugung-1	19,8 °C
Wandgeraet-ansaugung-1	20,2 °C
Mittelwert	20,1 °C

Die Ergebnisse aus Tabelle 4-11 zeigen, dass die Prüfbedingungen aus Kapitel 2.2, 20,0°C ± 1 K an der Ansaugöffnung der Prüflinge für diese Variante eingehalten werden.

Nachfolgende Abbildungen zeigen die aus der Strömungssimulation resultierenden Plots der Lufttemperatur (links) und Luftgeschwindigkeit (rechts) dieser Variante. Die Ergebnisse sind wie in Kapitel 4.2 beschrieben mittels der ausgewählten Auswertungsebenen dargestellt.

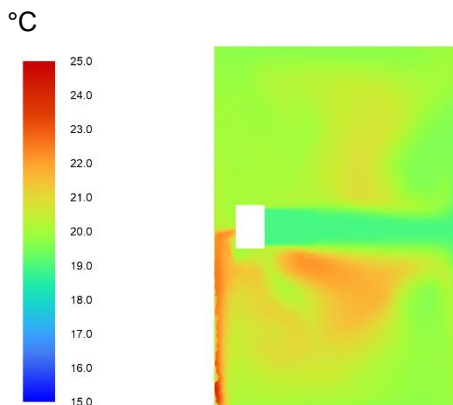


Abbildung 4-164: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x=0,5 m in °C

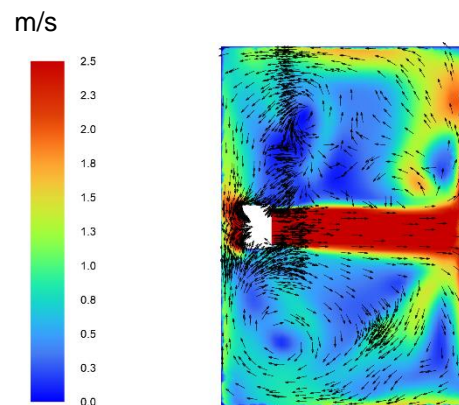


Abbildung 4-165: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x=0,5 m in m/s

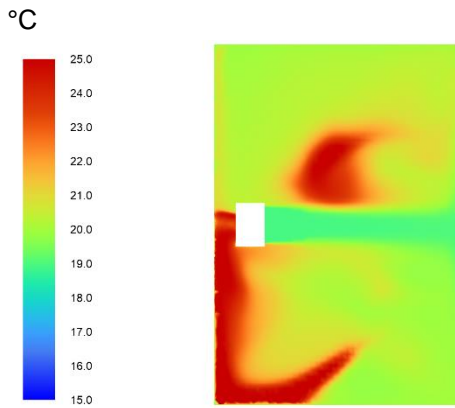


Abbildung 4-166: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-1,5 m in °C

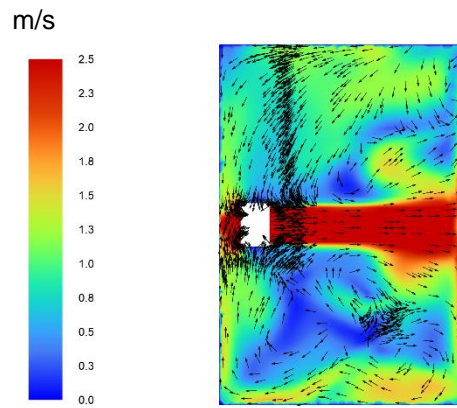


Abbildung 4-167: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-1,5 m in m/s

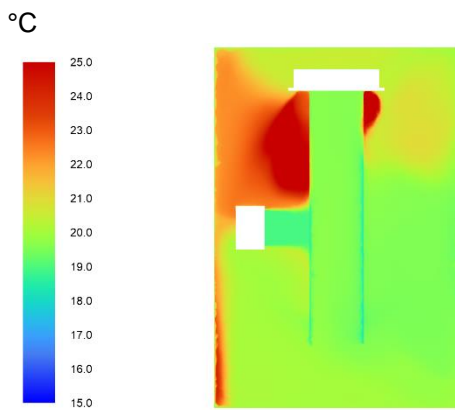


Abbildung 4-168: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-2,5 m in °C

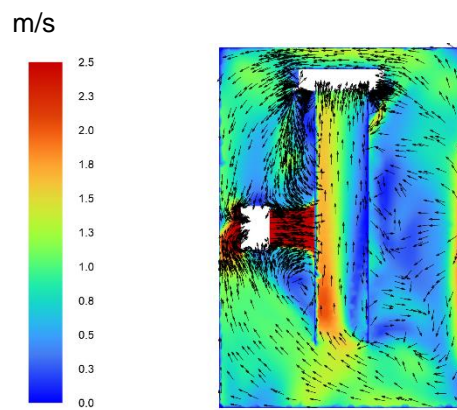


Abbildung 4-169: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-2,5 m in m/s

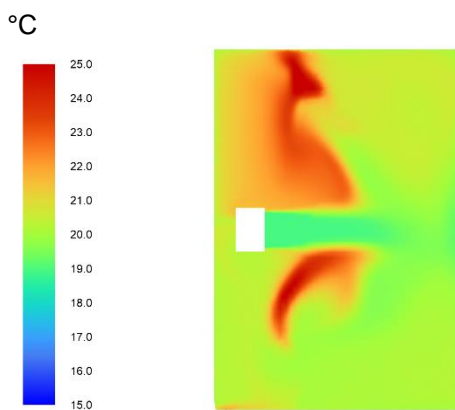


Abbildung 4-170: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-3,5 m in °C

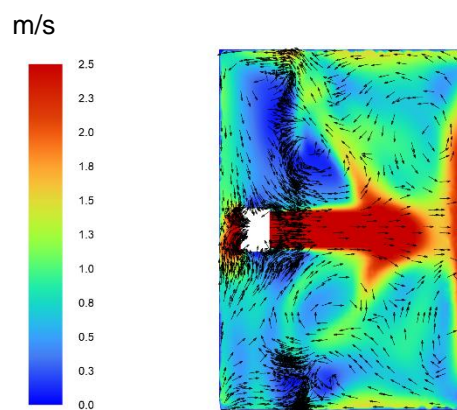


Abbildung 4-171: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-3,5 m in m/s

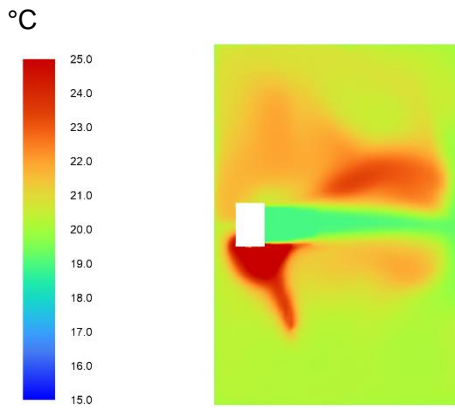


Abbildung 4-172: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene x-4,5 m in °C

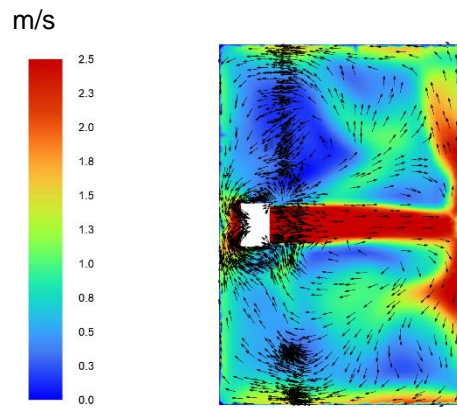


Abbildung 4-173: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene x-4,5 m in m/s

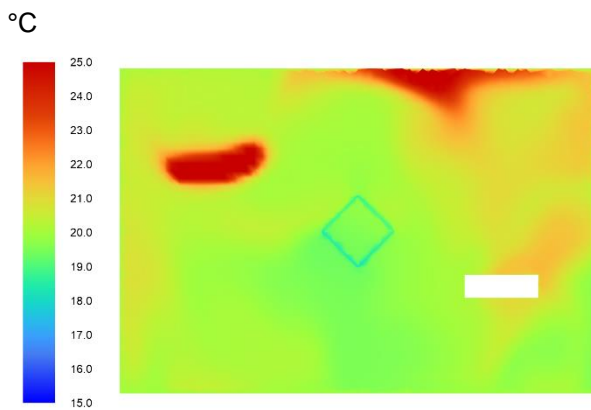


Abbildung 4-174: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-1,24 m in °C

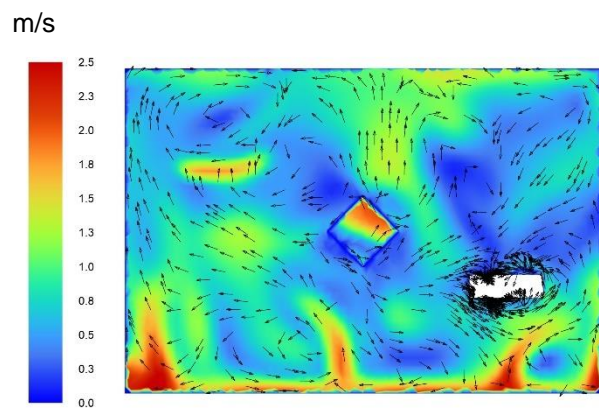


Abbildung 4-175: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-1,24 m in m/s

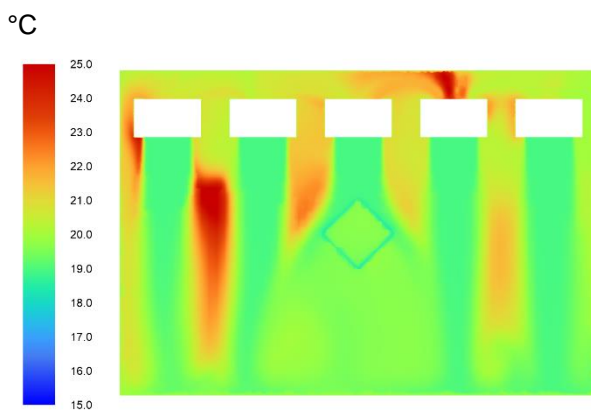


Abbildung 4-176: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-2,49 m in °C

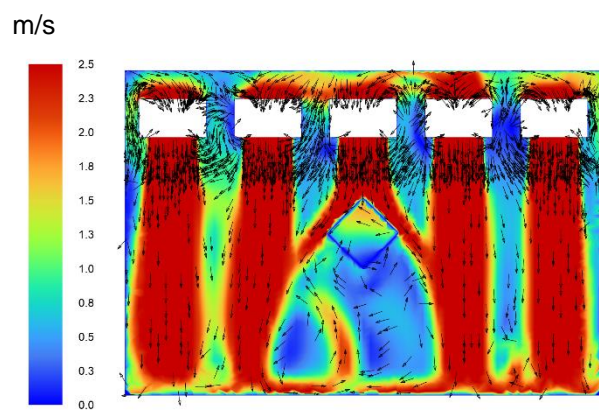


Abbildung 4-177: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-2,49 m in m/s

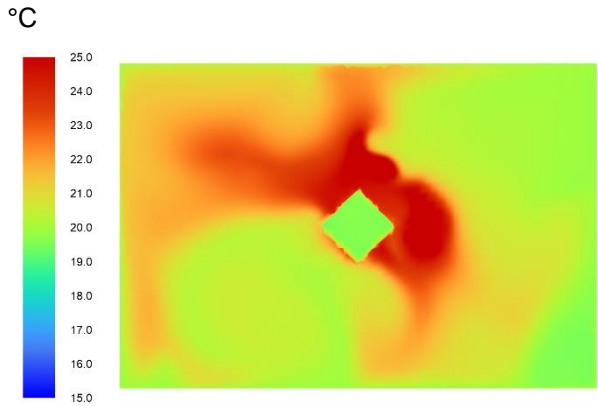


Abbildung 4-178: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene y-3,74 m in °C

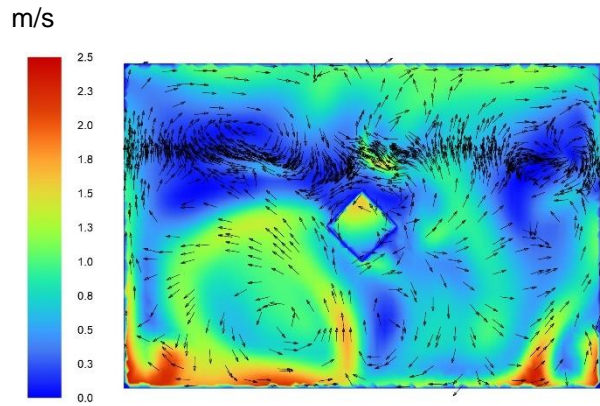


Abbildung 4-179: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene y-3,74 m in m/s

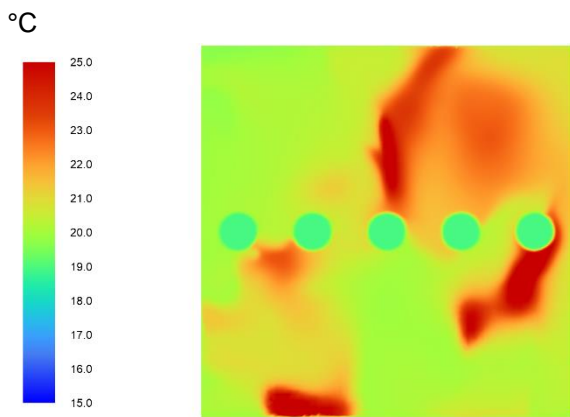


Abbildung 4-180: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-0,85 m in °C

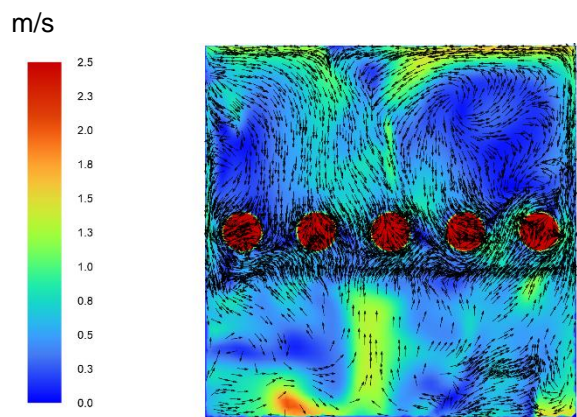


Abbildung 4-181: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-0,85 m in m/s

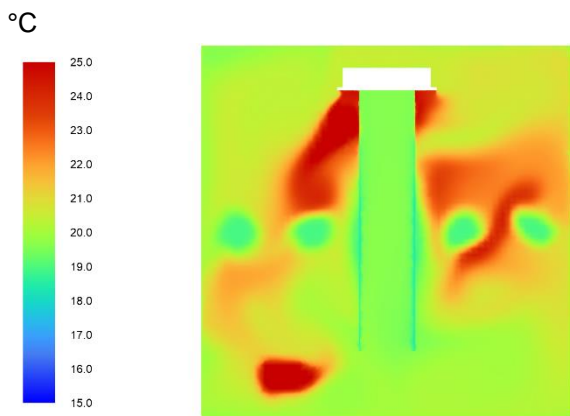


Abbildung 4-182: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-1,7 m in °C

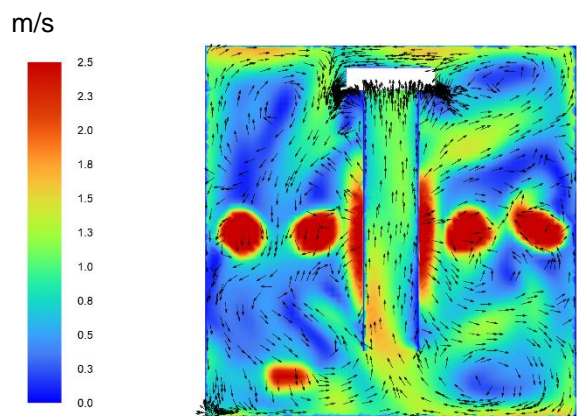


Abbildung 4-183: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-1,7 m in m/s

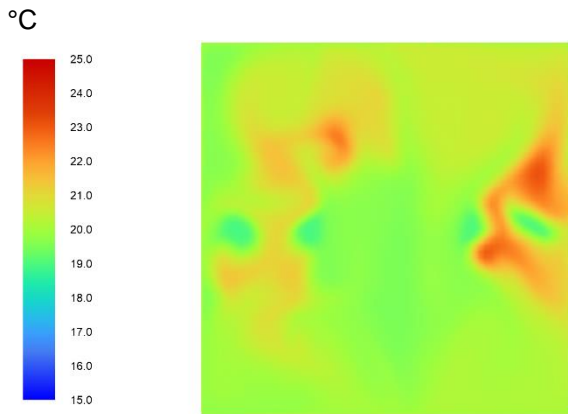


Abbildung 4-184: Variable Prüflinge, Heizfall, Temperaturverteilung Ebene z-2,55 m in °C

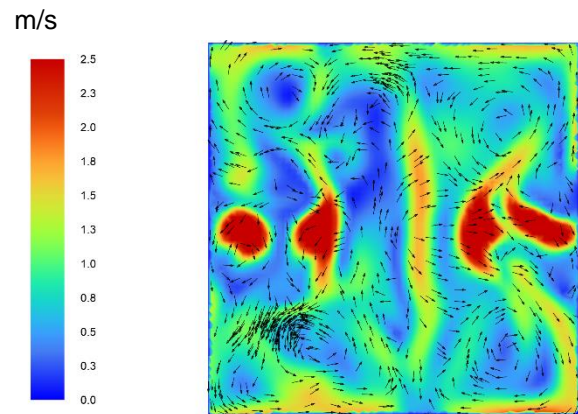


Abbildung 4-185: Variable Prüflinge, Heizfall, Geschwindigkeitsverteilung Ebene z-2,55 m in m/s

5 Fazit

Durch eine Variantenstudie, in welcher verschiedene Anordnungen und Ausrichtungen der Umluftkonditionierer bei unterschiedlichen Positionierungen der Prüflinge mittels Strömungssimulation untersucht wurden, konnte eine, für die Praxis ideale, stationäre Position der Umluftkühler identifiziert werden. Die Anordnung der Umluftkonditionierer auf halber Prüfraumhöhe, an der Längswand der kalorischen Innenkammer ermöglicht es, dass die Umluftkonditionierer eine fixe hydraulische Anbindung erhalten können. Dies erhöht die Versorgungssicherheit der Umluftkonditionierer deutlich. Abbildung 5-1 zeigt die aus der Untersuchung resultierend, finale Anordnung der Umluftkonditionierer.

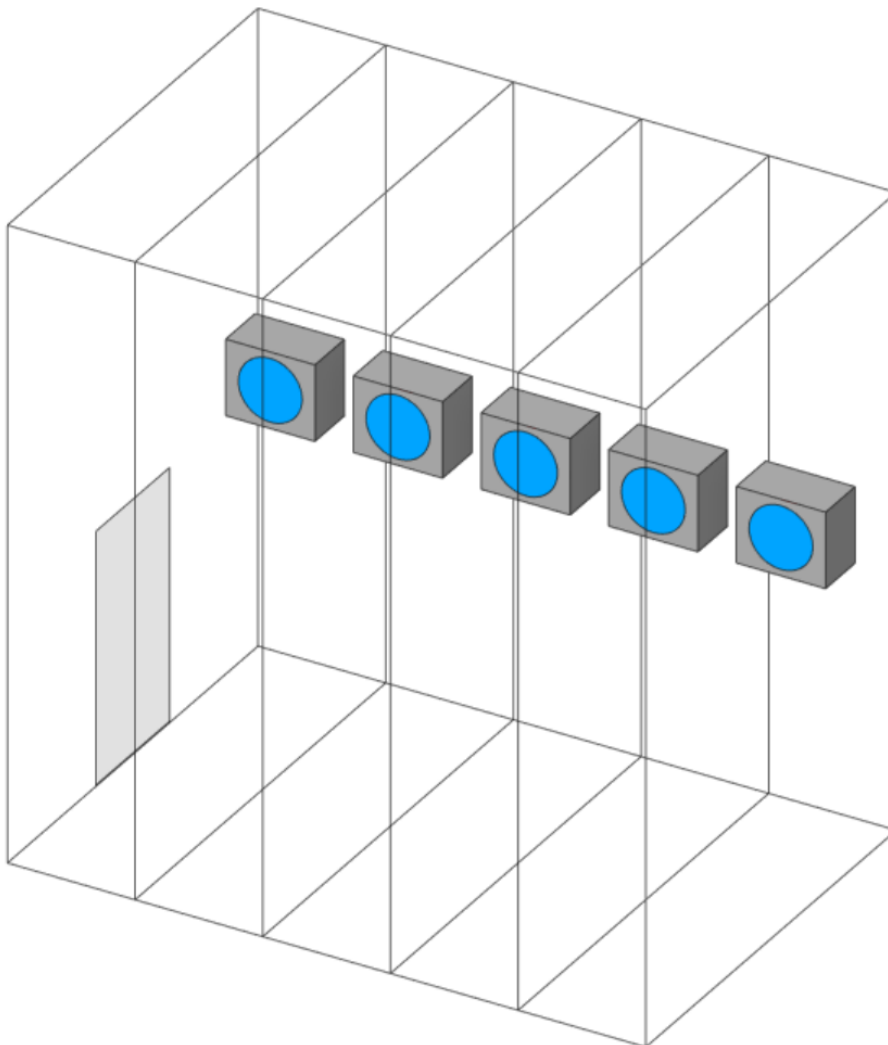


Abbildung 5-1: Finale Anordnung der Umluftkonditionierer und Prüflinge im Raum

Die hierbei möglichen Aufstellorte der Prüflinge konnten mittels der Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit in der Form einer Iso-Fläche mit dem Wert 1,5 m/s veranschaulicht werden (vgl. Abbildung 4-1). Außerhalb der in blau dargestellten Iso-Fläche ist die Raumluftgeschwindigkeit $< 1,5$ m/s, somit ist die Prüfbedingung bzgl. des Vermeidens von ausgeprägten Kurzschlussströmen erfüllt.

Abbildung 5-2 zeigt die durch die Umluftkonditionierer aufgeprägte, resultierende Raumluftrömung, bei einer Anordnung auf halber Prüfraumhöhe.

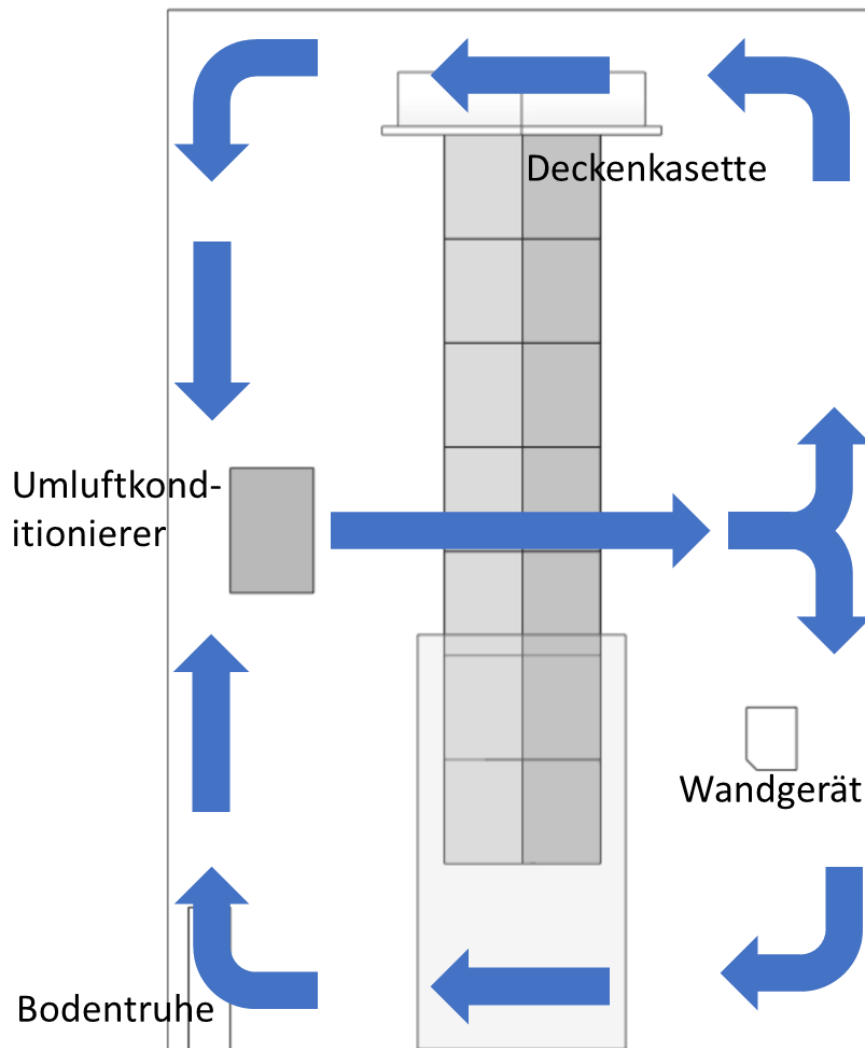


Abbildung 5-2: Resultierende Raumluftrömung im Prüfraum bei Anordnung der Umluftkonditionierer auf halber Prüfraumhöhe

Bei der Positionierung der Prüflinge sollte nun darauf geachtet werden, dass die Ausblas- und Ansaugrichtung der Prüflinge den im Raum vorherrschenden Strömungsrichtungen nicht entgegenwirken.

Anhand der aufgezeigten Ergebnisse aus Kapitel 4.3 konnte diese Annahme bestätigt werden. Können diese Bedingungen nicht erfüllt werden, wird die Prüfraumhälfte (Prüfraum in der Höhe geteilt) in der der Prüfling positioniert ist, nicht homogen durchmischt. Somit muss die Ansaugstelle des Prüflings mit Kanälen oder Schläuchen in den gut durchmischten Bereich der anderen Prüfraumhälfte geführt werden (vgl. Kanäle der Deckenkassetten). Hierbei muss darauf geachtet werden, dass die zusätzlichen Kanäle/Schläuche nicht direkt den Zuluftvolumenstrom der Umluftkonditionierer behindert bzw. eine möglichst optimale Umströmung der Kanäle/Schläuche möglich ist.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Im Konzept des Versuchsstandes vorgesehenen Umluftkonditionierer ortsfest montiert werden können. Eine Empfehlung bzgl. einer groben Positionierung der in dieser Studie untersuchten Prüflinge wird in Abbildung 5-3 gegeben.

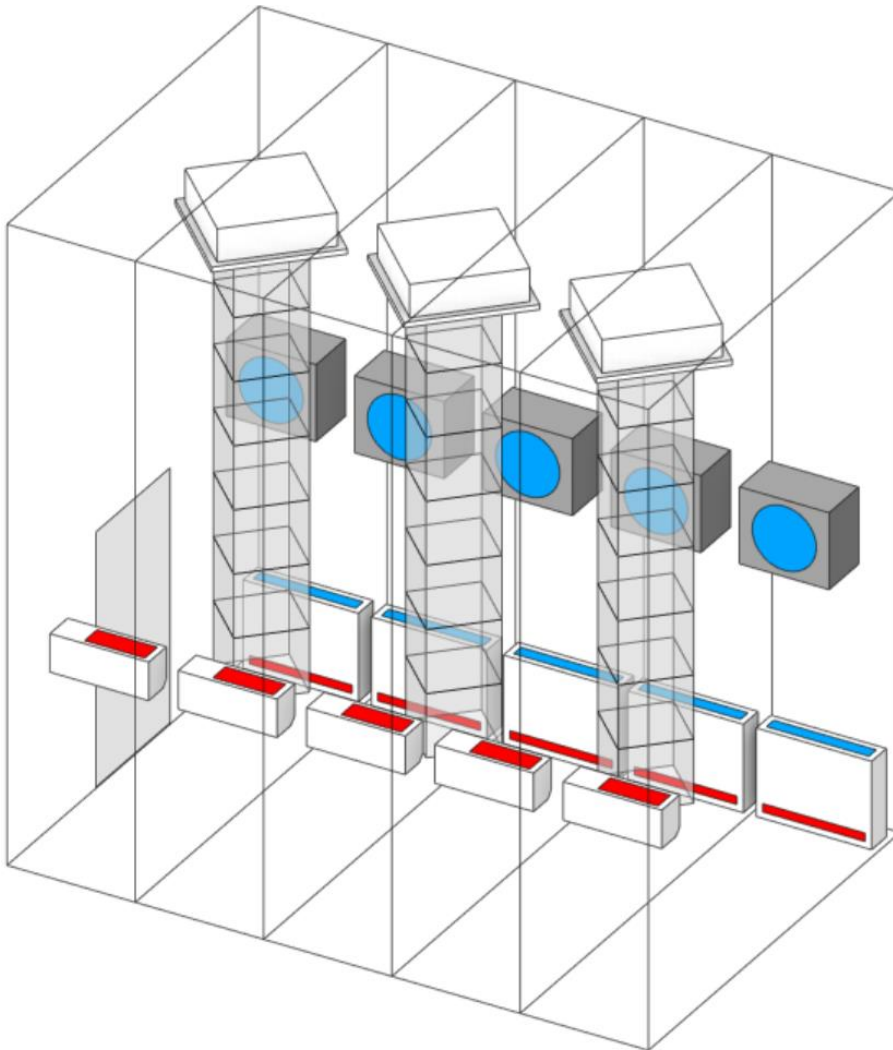


Abbildung 5-3: Empfehlung zur Positionierung von Prüflingen in der kalorischen Innenkammer

6 Literaturverzeichnis

1. **Bernd Klein, Armin Ruppert.** *Konzeptstudie über den Aufbau eines Versuchsstandes zur Untersuchung von VRF-Systemen.* Stuttgart : VdF HLK, 2021.
2. **Daikin.** Produktsuche. *Innengeräte.* [Online] 11 2021.
https://www.daikin.de/de_de/produkte.html#!?f.facet_product-group=vrv&s=recent&offset=0&language=de.
3. **Europe, Mitsubishi Electric.** *City Multi VRF Wandgeräte PKFY-P-VLM-E Planungshandbuch.* [Planungshandbuch] s.l. : Mitsubishi Electric Europe B. V., 2019.
4. —. *PLFY-M, 4-Wege Deckenkassette, Planungshandbuch.* s.l. : Mitsubishi Electric Europe B. V., 2021.
5. **Electric, Mitsubishy.** *PFFY-P Truhengeräte Planungshandbuch.* s.l. : Mitsubishy Electric, 2020.
6. **DIN EN.** 14511. *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern.* s.l. : DIN, 2018.
7. **Lecheler, S.** *Numerische Strömungsberechnung: Schneller Einstieg durch anschauliche Beispiele mit Ansys 15.0.* Wiesbaden : Springer Vieweg-Verlag, 2014.
8. **Schönung, E.** *Numerische Strömungsmechanik: inkompressible Strömungen mit komplexen Berandungen .* Berlin : Springer, 1990.
9. **Laurien, E., Oertel, H.** *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität - Genauigkeit.* Wiesbaden : Springer Vieweg-, 2013. 5. Auflage.
10. **Bach, H.** *Verfassen ingenieurwissenschaftlicher Texte.* Mitteilung Nr. 18 2. Aufl. Stuttgart : Springer, 2007. ISBN 978-3-9808572-7-7.
11. **Mitsubishi.** VRF. *Produktionformation.* [Online] 30. Juni 2021.
<https://innovations.mitsubishi-les.com/files/pdf/de/ME-City-Multi-VRF-Produktinformation-DE.pdf>.
12. *WELTMARKT FÜR VRF-KLIMASYSTEME 2020.* **CCI.** 9.August 2021, CCI Wissensportal.
13. **EHPA.** Data Stories. *Heat Pump Sales Europe.* [Online] 30. September 2021.
<https://ehpa.symantra.eu/dashboard?locale=en#/data-stories>.
14. **BAFA.** Energie. *Liste der Wärmepumpen mit Prüf-/Effizienznachweis.* [Online] 16. September 2021.
https://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/beg_waermepumpen_anlag_enliste.html.
15. **CCI Dialog GmbH.** Wissensportal. *ABSATZ VRF-KLIMASYSTEME BIS 2025.* [Online] 10. 09 2021. https://cci-dialog.de/absatz-vrf-klimasysteme-bis-2025_cci-wissensportal/.
16. **Bosch Thermotechnology.** VRF Air Conditioning Systems. *General Catalogue .* [Online] 07 2021. <https://www.bosch->

thermotechnology.com/ocsmedia/optimized/full/o487803v272_Bosch_VRF_Systems_July_2021_Web.pdf.

17. **Mitsubishi.** City Multi VRF Produktinformation. [Online] 08. 10 2021. https://mitsubishi-les.com/media/me-city-multi-vrf-produktinformation-de.pdf?_ga=2.183954406.1700146436.1633679247-1529040028.1633679247&_gac=1.13771461.1633679247.CjwKCAjw2P-KBhByEiwADBYWCrTfFMK0jXm6vt_7RvsTs_xr04-lv3AQVPkP_l8lxnmobg5GYe3eHRoCQRgQAvD_BwE.
18. **Ansys.** *Meshing Users Guide*. 2013.
19. **Schwarze, R.** *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*. Berlin : Springer-Verlag, 2013.
20. **Ansys.** *Fluent Theory Guide*. 2013.
21. **Hucho, W.** *Aerodynamik der stumpfen Körper: Physikalische Grundlagen und Anwendungen in der Praxis*. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2002.
22. **Stangl, R.** *Ein Euler-Verfahren zur Berechnung der Strömung um einen Hubschrauber im Vorwärtsflug*. München : Herbert Utz Verlag, 1996.