

# Lagerung von Frischobst

## Experimentelle Studie eines energiesparenden Luftkühlers

Stefano Filippini,  
LU-VE Group, Uboldo, Italien

Die Firma LU-VE hat theoretische bzw. experimentelle Studien zu einem neuen Luftkühler zur Lagerung von Frischobst und Gemüse durchgeführt. Ziel der Studien war es, den Energieverbrauch drastisch zu reduzieren und die Lagerqualität des Lebensmittels zu verbessern. Diese Planungsarbeit umfasste ebenfalls die Einstufung der Paarung von Luftkühlern, der zu lagernden Ware und der zur Lagerung vorgesehenen Kühlzelle in einem ganzheitlichen Ansatz, um die Energieleistung des Prozesses zu optimieren.



Foto 1: Luftkühler mit saugenden Ventilatoren

Der vorliegende Bericht ist darauf ausgerichtet, die experimentell während des Lagerungsprozesses des Produkts Melinda (Golden Delicious-Äpfel) erzielten Informationen zusammenzufassen, um eine Lösung mit einem traditionellen Luftkühler (ausgestattet mit saugenden Ventilatoren – Foto 1) und die mit einem neuartigen (mit drückenden Ventilatoren – Foto 2) vom energetischen Gesichtspunkt und von der Qualität des Verfahrens aus zu vergleichen. Der Analyse der erzielten Versuchsergebnisse folgt zum Beleg der aufgeführten

Ergebnisse eine theoretische, mit Computational Fluid Dynamics-Methodik (CFD) durchgeführte Untersuchung der Verteilung der Luft im Kühlraum in den beiden Fällen. Die experimentelle Analyse wurde in einer Zusammenarbeit zwischen LU-VE, die die Luftkühler lieferte und das Mess- und Datenerfassungssystem festlegte, und dem Konsortium COL durchgeführt, das nicht nur die Kühlzellen zur Verfügung stellte, sondern auch die Inbetriebnahme des Mess- und Datenerfassungssystems übernahm. Die numerische Analyse wurde in den LU-

VE-Entwicklungs- und Forschungs-Labors durchgeführt. Das Polytechnikum Mailand überwachte im Rahmen seiner zehnjährigen Forschungszusammenarbeit mit LU-VE das Messsystem und die CFD-Analyse.

### Versuchsdurchführung in den Kühlzellen des Konsortiums COL

Die Vergleichsphase erfolgte unter Einsatz von zwei Industrie-Luftkühlern mit den gleichen Wärmetauscherabmessungen 18T 8R 4800A/CuAl/36N (Lamellengeometrie 55x55 mm, Rohr 12,7 mm), installiert in zwei gleichen, mit der gleichen Menge Ware der gleichen Sorte gefüllten Kühlzellen, unter den gleichen Betriebsbedingungen (Temperatur Kühlzelle = +1 °C, relative Feuchtigkeit = 85 %, Eingangs- und Ausgangstemperatur Kältemittel (Ethylenglykol Vol. 30 %) = -5/-1 °C). Abgesehen von den Messinstrumenten, die die Kühlanlage und die Luftaufbereitung in den Kühlräumen regeln, wurden eine Reihe von Instrumenten zur Messung der Luftgeschwindigkeit und des Differentialdrucks der Wärmetauscher und Waagen zur Messung des Gewichtsverlustes der Ware installiert. Alle gemessenen Werte wurden in Realzeit vom Fernwirsystem des gesamten Konsortiums aufgezeichnet.

Im Folgenden sind die aus dem von Ing. Livio Fadanelli, Leiter der Einheit Technologien zur Kühlung und Behandlung nach der Ernte CTT, FEM-IASMA, erstellten Bericht entnommenen Daten wiedergegeben (siehe Tabellen rechts). Die Einzelheiten der täglichen Füllung, der Inbetriebnahme und der programmierten Ventilation in Bezug auf Dauer und Werte waren für beide Kühlzellen identisch. Der Parameter Feuchtigkeitsregelung wurde dagegen nach Bedarf geregelt, wobei die Raumfeuchtigkeit

in beiden Kühlzellen auf zwischen 93-95 % eingestellt blieb. Die Versuchsbedingungen wurden detailliert in einem entsprechenden Betriebsprotokoll festgehalten.

### KONTROLLEN UND TESTS

Das Protokoll sah die folgende Reihe von Kontrollen vor:

- > Überprüfung der Temperatur im Kern der Früchte beim Füllen des Kühlraums, täglich durchgeführt
- > Bewertung des Gewichtsverlusts in Realzeit, mittels eines Software-Systems, das an mit Ladezellen ausgestatteten Waagen angeschlossen war, auf denen in jedem Kühlraum einige Kisten mit Äpfeln standen.
- > Analyse der qualitativen Eigenschaften der dem Test unterzogenen Äpfel in beiden Kühlzellen zu drei Zeitpunkten, zu Beginn und am Ende der Lagerung und nach zehn Tagen shelf life
- > Bewertung der qualitativen Eigenschaften mit automatischem Labor Pimprelle an einer repräsentativen Stichprobe von 15 Früchten: Durchschnittsgewicht der getesteten Früchte (g), Festigkeit des Fruchtfleisches (kg/cm<sup>2</sup>), Zuckergehalt (IR in °Brix), Gesamtsäure der Probe (in g/l Apfelsäure), Saftigkeit (% Saft des Gesamtgewichts), Qualitätsindex (Thiault),
- > Überprüfung des prozentualen Gewichtsverlusts, erfasst anhand von sieben bis acht Kisten, entsprechend mindestens 2800 kg Bruttogewicht, durch zweimaliges Abwiegen (Beginn und Ende des Versuchs),
- > Regelmäßige Kontrolle des Stromverbrauchs und des Zahl der Betriebsstunden der Ventilatoren, aufgeteilt in die zwei Funktionen Kühlung und programmierte Ventilation

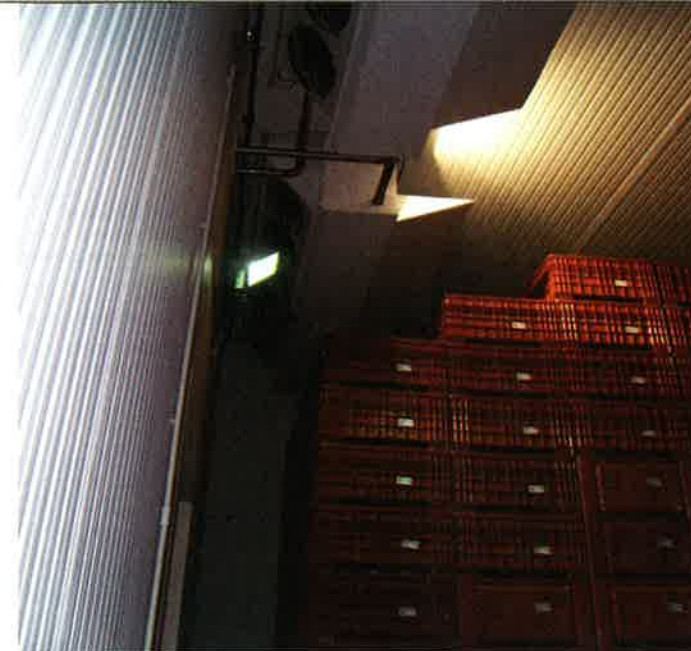


Foto 2: Luftkühler mit drückenden Ventilatoren

### Hauptspezifikationen

Jahrgang 2010-2011  
Produktsorte: Golden Delicious -Äpfel  
Lagerung: gekühlt in kontrollierter Atmosphäre

Lagerungszeitraum: von 30.09.2010 bis 5.04.2011 (bis ca. 180 Tage nach der Ernte)

### Eigenschaften der Kühlzellen und der Geräte

**Kühlzelle Nr. 31** Abmessungen in Metern : 23,3 x 12,9 x 8 (Höhe), Fassungsvermögen 6200 DZ in 2053 Plastikboxen, ausgestattet mit einer Kühlanlage, bestehend aus 2 Luftkühlern mit jeweils folgenden Eigenschaften:

- > Abmessungen Wärmetauscher 4800 x 990 x 440
- > Material Cu-Al (geriffelte Rohre - gesplittete Lamellen)
- > Austauschoberfläche 595,98 m<sup>2</sup>
- > Lamellengeometrie 55x55 mm und Rohrdurchmesser 12,75 mm
- > Lamellenabstand 7 mm
- > 4 Ventilatoren Ø 630 mm, saugender (traditioneller) Typ, angetrieben mit EC-Motoren (Betrieb mit elektronischer Steuerung) mit installierter elektrischer Leistung von je 3,2 kW (maximale Drehzahl 1490 UpM), reguliert wie folgt:
- > a. in der anfänglichen Abkühlphase auf 85 % mit realer Leistungsaufnahme von 2,3 kW (insgesamt 2,3 x 8 = 18,4 kW /Kühlzelle)
- > b. in der Beibehaltungsphase auf 65 % mit realer Leistungsaufnahme von 1,8 kW (insgesamt 1,8 x 8 = 14,4 kW /Kühlzelle)

**Kühlzelle Nr. 30** Abmessungen in Metern : 23,3 x 12,9 x 8 (Höhe), Fassungsvermögen 6200 DZ in 2053 Plastikboxen, ausgestattet mit einer Kühlanlage, bestehend aus 2 Luftkühlern mit jeweils folgenden Eigenschaften:

- > Abmessungen Wärmetauscher 4800x 990 x 440
- > Material Cu-Al (geriffelte Rohre - gesplittete Lamellen)
- > Austauschoberfläche 595,98 m<sup>2</sup>
- > Lamellengeometrie 55x55 mm und Rohrdurchmesser 12,75 mm
- > Lamellenabstand 7 mm
- > 6 Ventilatoren Ø 630 mm, drückender Typ, angetrieben mit EC-Motoren (Betrieb mit elektronischer Steuerung), maximale Drehzahl 1140 UpM, Leistungsaufnahme 1 kW (insgesamt 1,0 x 12 = 12 kW /Kühlzelle)



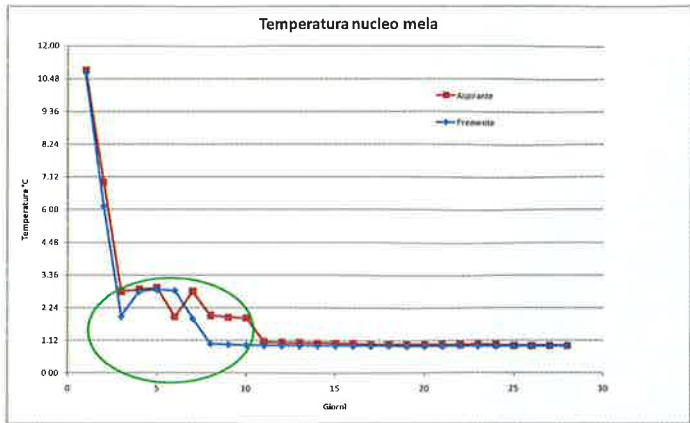


Abb. 1: Temperatur im Kern der Ware

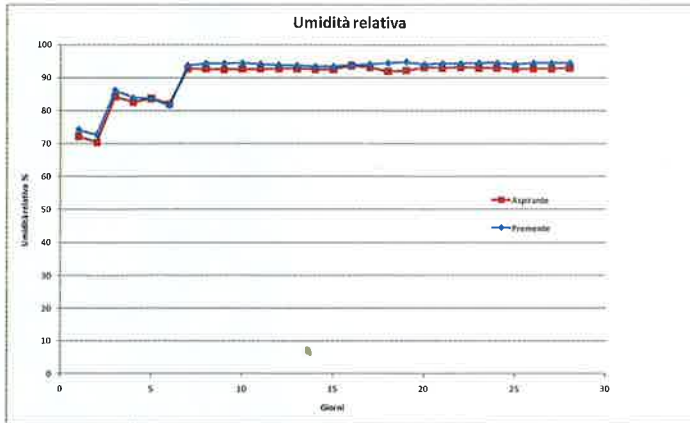


Abb. 2: Relative Feuchtigkeit

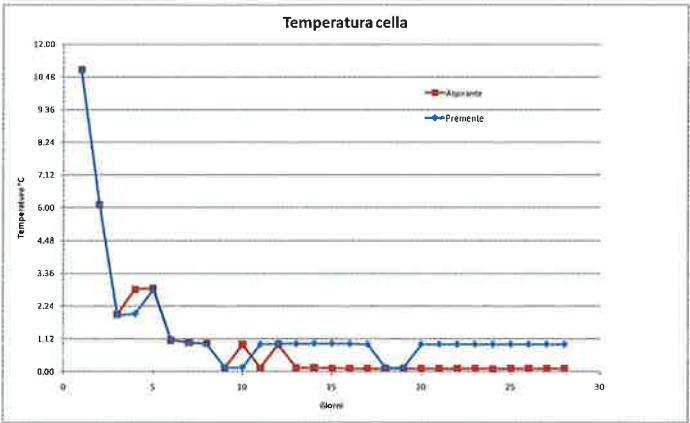


Abb. 3: Temperatur der Kühlzelle

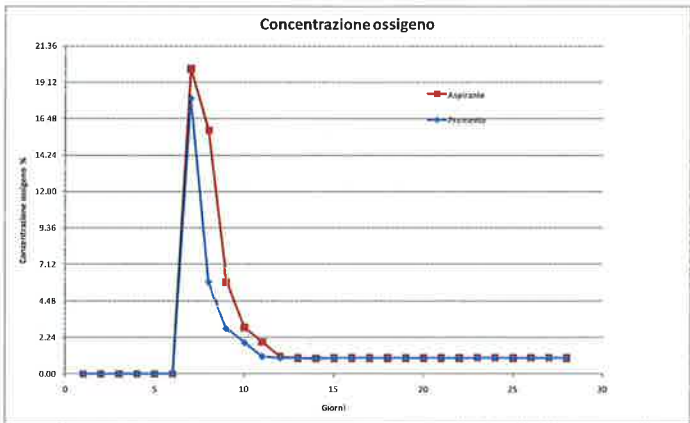


Abb. 4: Sauerstoffkonzentrationen

> Auswertung der erzielten Ergebnisse, Schlussfolgerungen und Konsequenzen nach Abschluss des Versuchs

**ANFÄNGLICHE ÜBERGANGSPHASE ABKÜHLUNG**

Die in den Tabellen auf S. 55/56/58 wiedergegebenen Ergebnisse unterstreichen, dass die anfängliche Abkühlphase im Vergleich zur Erhaltung von großer Bedeutung ist, sowohl in Bezug auf den Energieverbrauch als auch auf den Einfluss auf die Endqualität der Ware, obwohl diese in einem viel kürzeren Zeitraum erfolgt. In dieser Phase erwies sich die drückende Lösung als sehr effizient (Ersparnis von 34 %).

Für den erwähnten Zeitraum werden zusammenfassende Grafiken des Vergleichs zwischen den zwei Luftkühler-Lösungen wiedergegeben; insbesondere werden wir einige, für den Zeitraum der anfänglichen Übergangsphase bedeutende Parameter hervorheben.

Vor allem ist der Anfangswert der Druckverluste der Wärmetauscher angegeben, die von den an den Geräten installierten

Differentialmessern im Zeitraum von 29.9. bis zum 2.10. verzeichnet wurden.

Zelle 30 – 139 Pa (Mittelwert)

Zelle 31 – 135 Pa (Mittelwert)

Die Werte sind sehr ähnlich: Da die Wärmetauscher geometrisch identisch sind, wird gefolgert, dass die Luftdurchflussgeschwindigkeit im Wärmetauscher und der Gesamtluftdurchsatz im Wesentlichen gleich sind, was die Einheitlichkeit des Vergleichs beweist. Trotzdem scheint die drückende Lösung einen etwas besseren und konstanteren, wenn auch nicht sehr unähnlichen Abkühlungstrend des Probenapfels zu erbringen, wie Abbildung 1 zeigt, die die Entwicklung der Temperatur im Kern des Apfels in Standardposition wiedergibt. Abbildung 2 stellt die Entwicklung der Feuchtigkeit über den gleichen Zeitraum dar; in diesem Fall stimmt der Wert trotz einer geringeren Anzahl von Eingriffen bei der drückenden Zelle (-11 %) mit dem der saugenden Zelle überein. Diese Angabe bezieht sich auf den in der Nähe der Eingangstür gemessenen Punktwert; tatsächlich war in der drückenden Zelle im Vergleich zur saugenden Zelle aufgrund der gleichmä-

ßigeren Geschwindigkeit am Ausgang des Gerät eine bessere Verteilung und Gleichmäßigkeit des einströmenden Dampfs zu sehen. Insbesondere war in der drückenden Zelle in der Nähe der Einspeisungszone des Wasserdampfs keine Tröpfchenbildung auf der Ware festzustellen. Abbildung 3 stellt die Entwicklung der Kühlzellentemperatur in der Übergangsphase dar; übereinstimmend mit dem vorherigen Fall sind die beiden Kurven fast identisch; in etwa sechs Tagen wurde der optimale Lagerungswert erreicht (0,9 -1,4 °C). Auch Abbildung 4, die die Entwicklung des Sauerstoffsgehalts in der Luft der Kühlzellen im Laufe der Zeit darstellt, ist für beide Kühlräume beinahe ähnlich, wobei der optimale Wert nach circa zwölf Tagen erreicht wird. Tabelle 1 (S. 57) gibt die an 18 in der Zelle verteilten Punkten im Kern der Ware verzeichneten Temperaturwerte nach der Öffnung am Ende der Lagerung wieder. Es ist festzustellen, dass die Durchschnittstemperatur der Äpfel in den zwei verglichenen Kühlräumen im Wesentlichen identisch ist (1,37 gg. 1,42 °C), wie auch die Standard-

abweichungen.

Abbildung 3 stellt die Entwicklung der Kühlzellentemperatur in der Übergangsphase dar; übereinstimmend mit dem vorherigen Fall sind die beiden Kurven fast identisch; in etwa sechs Tagen wurde der optimale Lagerungswert erreicht (0,9 -1,4 °C).

Auch Abbildung 4, die die Entwicklung des Sauerstoffsgehalts in der Luft der Kühlzellen im Laufe der Zeit darstellt, ist für beide Kühlräume beinahe ähnlich, wobei der optimale Wert nach circa zwölf Tagen erreicht wird. Tabelle 1 (S. 57) gibt die an 18 in der Zelle verteilten Punkten im Kern der Ware verzeichneten Temperaturwerte nach der Öffnung am Ende der Lagerung wieder. Es ist festzustellen, dass die Durchschnittstemperatur der Äpfel in den zwei verglichenen Kühlräumen im Wesentlichen identisch ist (1,37 gg. 1,42 °C), wie auch die Standard-

**Lagerungsparameter (auf beide Kühlzellen angewendet)**

Fruchttemperatur: 0,9-1,4 °C,  
Relative Feuchtigkeit im Kühlzelle: 93-95 %  
Mindestventilation: 7 Stunden / 24 Stunden  
CO<sub>2</sub> % 2,2-2,6 – O<sub>2</sub> % 1,1-1,4

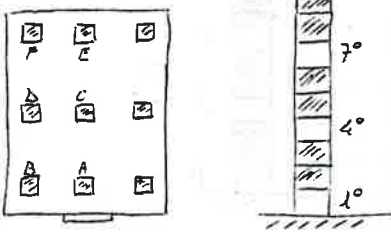


Abb. 5: Position Messpunkte Kerntemperatur Äpfel

Tag	Uhrzeit	Durchschnitts-temperatur		Stunden Kühlung		Stunden Ventilation	
		Kühlzelle 30	Kühlzelle 31	Zelle 30	Zelle 31	Zelle 30	Zelle 31
1- 30. Sept.	15.30	5,0 (von 2,2 - 6,2 °C)	4,4 (von 1,5 - 7,3 °C)	20.20	21.08	21.16	21.33
2- 1. Okt.	14.00	3,5 (von 1,8 - 3,8 °C)	3,1 (von 2,3 - 4,0 °C)	22.20	22.05	22.29	22.12
3- 2. Okt.	14.30	4,2 (von 1,1 - 6,8 °C)	4,7 (von 1,8 - 7,2 °C)	16.45	16.10	18.57	19.00

Kontrollen beim Füllen der Kühlzellen (Erhebung von 3 Werten im Kern der Frucht an 5 Punkten des Stapels, siehe Schema oben)

Kühlraum	Durchschnitts-gewicht, g	Durchschnitts-festigkeit, kg/cm <sup>2</sup>	Durchschnitts-IR, Brix	Gesamtsäure, g/l Apfelsäure	% Saft	Thiault-Index
30 (neu)	216	7.0	13.2	4.4	15.6	163
31 (trad.)	205	7.1	13.5	4.6	15.1	169

Analyse der Qualitätseigenschaften (bei der Ernte)

Kühlraum	Durchschnitts-gewicht, g	Durchschnitts-festigkeit, kg/cm <sup>2</sup>	Durchschnitts-IR, Brix	Gesamtsäure, g/l Apfelsäure	% Saft	Thiault-Index
30 (neu)	219	5.6	13.0	4.0	15.4	157
31 (trad.)	255	5.6	13.6	4.0	14.7	164

Analyse der Qualitätseigenschaften (am Ende der Lagerung)

Kühlraum	Durchschnitts-gewicht, g	Durchschnitts-festigkeit, kg/cm <sup>2</sup>	Durchschnitts-IR, Brix	Gesamtsäure, g/l Apfelsäure	% Saft	Thiault-Index
30 (neu)	195	5.4	13.4	3.5	14.5	156
31 (trad.)	224	5.4	13.9	3.5	13.9	162

Analyse der Qualitätseigenschaften (am Ende der Lagerung + 10 Tage shelf life bei Raumtemperatur °C)

In Abbildung 5 sind die Positionen der Äpfel, in denen die Temperatur gemessen wurde, angegeben; die erste Zeichnung stellt den Grundriss der Zelle dar (z.B. Position A gegenüber der Eingangstür), während die zweite die Position der Nummer der untersuchten Kiste angibt.

Im Einzelnen zeigt sich, dass auf verschiedenen Höhen (1°, 4°, 7°) die Temperatur in den zwei Kühlräumen innerhalb einer Abweichung von 0,15 °C begrenzt ist, während die Gleichmäßigkeit der Temperatur zwi-

schen vorderem und hinterem Bereich der Kühlzelle in der saugenden etwas besser zu sein scheint. Tatsächlich sind diese kleinen Schwankungen einer normalen Messunsicherheit (nicht des Geräts, sondern der Methodik) zuzuschreiben.

Eine beachtliche Abweichung ist in der mittleren Position des Punkts B (1,09 gg. 1,45 °C) und des Punkts D (1,25 gg. 1,40 °C) zu verzeichnen, was sich – wie wir im Folgenden anhand der CFD-Simulationen näher betrachten werden – durch eine in der

saugenden Zelle größere Luftumwälzung in der seitlichen Spalte oberhalb der Fußleiste erklären lässt.

Es ist wichtig zu bemerken, dass der Temperaturwert am Punkt E im neuartigen Fall 1,15 °C beträgt, gegen 1,45 °C im traditionellen: Dies kann mit Sicherheit einige mögliche Zweifel an der Fähigkeit des drückenden Geräts, den Luftstrom bis an die Rückwand der Kühlzelle auszustößen, ausräumen. Zum Abschluss der Analyse sind zwei, die beiden untersuchten Kühlzellen betreffende



Kühlzelle 30 (neuartig)	Kühlzelle 31 (traditionell)
Temp. Früchte beim Öffnen (an 3 Punkten): 1,46 °C	Temp. Früchte beim Öffnen (an 3 Punkten): 1,46 °C
Anzahl Kisten 10 (7 volle + 3 leere)	Anzahl Kisten 10 (7 volle + 3 leere)
Anfangsgewicht Datum 30.09.2010: 2830 kg (-345 kg Tara) = 2485 kg	Anfangsgewicht Datum 30.09.2010: 2870 kg (-345 kg Tara) = 2525 kg
Endgewicht Datum 15.04.2011 2792 kg (-345 kg Tara) = 2447 kg	Endgewicht Datum 5.04.2011 2824 kg (-345 kg Tara) = 2479 kg
Tage 197, Gewichtsverlust 38 kg netto	Tage 197, Gewichtsverlust 46 kg netto
Gesamtgewichtsverlust = 1,51 % = 0,0077 % / Tag = 0,23 % / Monat	Gesamtgewichtsverlust = 1,79 % = 0,0094 % / Tag = 0,28 % / Monat

Berechneter Gewichtsverlust:  
insgesamt, pro Tag und pro  
Monat (Anfangsgewicht /-  
Endgewicht x 100)

Anmerkung: Aufgrund der  
Verlagerung eines dem  
Versuch unterworfenen  
Probepfels, mit Reibung der  
Kisten an den anliegenden  
Stapeln, war die Bewertung  
des Gewichtsverlusts in  
Realzeit verfälscht, sodass  
gezwungenermaßen auf die  
Formel mit zweimaligem  
Abwiegen zurückgegriffen  
werden musste.

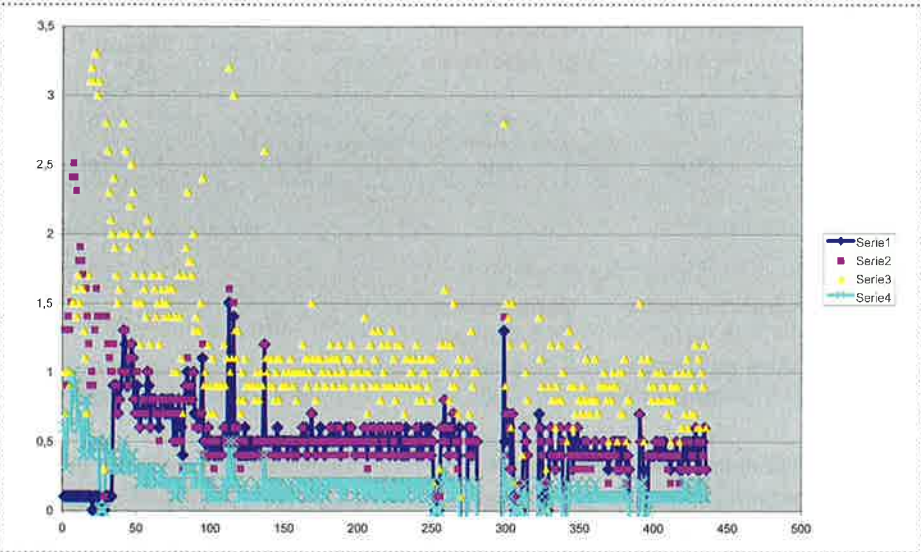


Abb. 6: Verteilung der Luftgeschwindigkeit in Kühlzelle 31 – Saugend

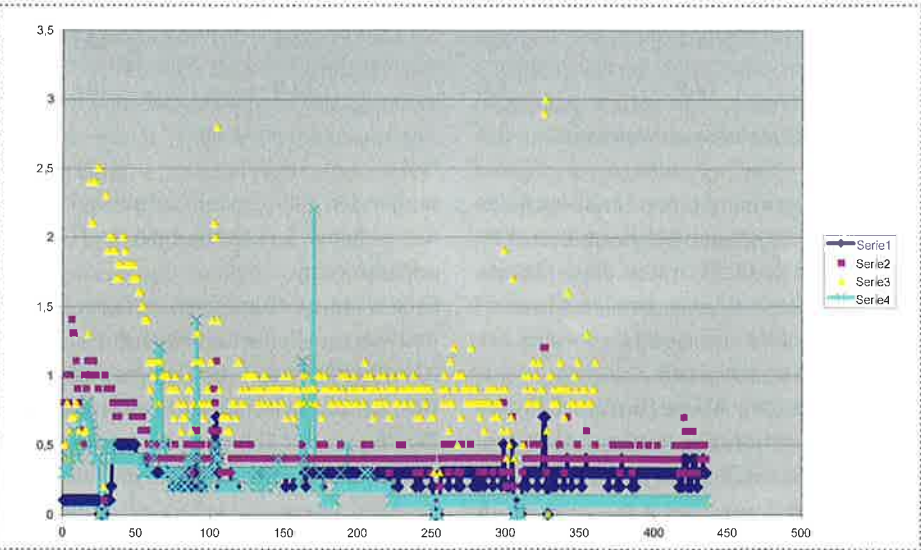


Abb. 7: Verteilung der Luftgeschwindigkeit in Kühlzelle 30 – Drückend

Grafiken 6 und 7 wiedergegeben, die, den  
440 im Zeitraum vom 1.10. bis zum 2.11.  
durchgeführten Probenmessungen ent-  
sprechend, die von den acht Flügelrad-  
anemometern verzeichnete Luftgeschwin-  
digkeit zeigen. Diese Fühler wurden an den  
folgenden Punkten angebracht:

- 1: Kistenspalte (Position A4° - siehe Schema  
Abb. 5)
- 2: Ansaugseite Ventilatoren (Wand an der  
Eingangstür)
- 3: Seitlich „Fußleiste“ (3 m von den Geräten  
entfernt)
- 4: Rückwand der Zelle (symmetrisch zu Po-  
sition 2 - Ansaugseite Ventilatoren).

In den Positionen 1 - 4 wurden durchschnitt-  
lich folgende Luftgeschwindigkeitswerte  
gemessen:

1: 0,5 2: 0,6 3: 1,3 4: 0,3 m/s

Die konstantesten Werte sind die, die sich  
auf die Position an der Rückwand der Zelle  
beziehen, während sich die unbeständig-  
sten und schwankendsten auf die Position  
„Seitliche Fußleiste“ beziehen.

In Abbildung 7 ist, analog zu dem, was wir  
für die saugende Kühlzelle gesehen haben,  
die Entwicklung der Luftgeschwindigkeit  
in der drückenden Zelle wiedergegeben;  
im Einzelnen sind die Mittelwerte für den  
gleichen Zeitraum im folgenden aufgeführt:

1: 0,4 2: 0,5 3: 1,1 4: 0,3 m/s

Wenn man die Mittelwerte dieses Zeitraums  
analysiert, kann man bestätigen, dass die  
beiden Zellen das gleiche Geschwindig-  
keitsfeld aufweisen, d.h. die Kisten werden

		cella 31 Aspirante			
		1	4	7	
A		1,55	1,83	1,53	1,29
C	centro cella	1,59	1,73	1,53	1,52
E		1,45	1,45	1,45	1,45
B		1,09	1,11	1,08	1,09
F		1,28	1,25	1,25	1,34
D		1,25	1,26	1,26	1,24
			1,44	1,35	1,32
	piano	basso	medio	alto	
		MEDIA	1,37		
		DEV.ST	0,21		
	MEDIA				
	fondo	1,37			
	mezzo	1,42			
	inizio	1,32			

Tabelle 1: Temperaturen im Kern der Ware (nach Öffnung der Zellen)

		cella 30 Premente			
		1	4	7	
A		1,56	1,90	1,50	1,27
C	centro cella	1,58	1,68	1,50	1,55
E		1,15	1,15	1,15	1,14
B		1,45	1,60	1,46	1,29
F		1,37	1,35q	1,40	1,35
D		1,40	1,50	1,45	1,25
			1,53	1,41	1,37
	piano	basso	medio	alto	
		MEDIA	1,42		
		DEV.ST	0,20		
	MEDIA				
	fondo	1,26			
	mezzo	1,49			
	inizio	1,50			

durchschnittlich vom gleichen Luftstrom ge-  
troffen. Tatsächlich gibt es in der saugenden  
Zelle Bereiche, wo die Geschwindigkeitsgra-  
dienten erheblich höher sind als in der drü-  
ckenden Zelle, wie wir in der CFD-Analyse  
sehen werden.

### CFD-Analyse – Strömungs- dynamische Studie

Die an den zwei Kühlräumen durchgeführte  
CFD-Analyse diente an erster Stelle zur Be-  
stimmung der Position der Luftgeschwin-  
digkeitsmessinstrumente und an zweiter  
Stelle zur Erfassung von möglichen Ano-  
malien in der Verteilung der Luft und zur  
Anregung eventueller zukünftig vorzuneh-  
menden Veränderungen.

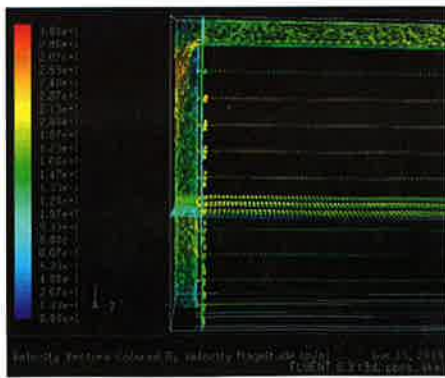


Abb. 8: Geschwindigkeitsfeld an der Rückwand der  
Zelle – drückendes Gerät

Die Simulation wurde unter optimaler Nut-  
zung der Symmetrie dieser Zellen durch-  
geführt, sodass, kompatibel mit dem zur  
Verfügung stehenden Hardware-System,  
eine angemessene Anzahl von Elementen  
eingesetzt werden konnte. Die Anzahl der  
gemischten (dreieckigen und hexaedri-  
schen) Elemente war circa 1 308 000, mit  
höherer Dichte im Bereich in der Nähe der  
Luftkühler, wo die Druck- und Geschwindig-  
keitsgradienten höher sind.

### KÜHLZELLE MIT NEUARTIGEM DRÜCKEN- DEM VENTILATOR

Anfangs wurden einige Zweifel an der drü-  
ckenden Konfiguration vorgebracht, was  
eine mögliche mangelhafte Belüftung an

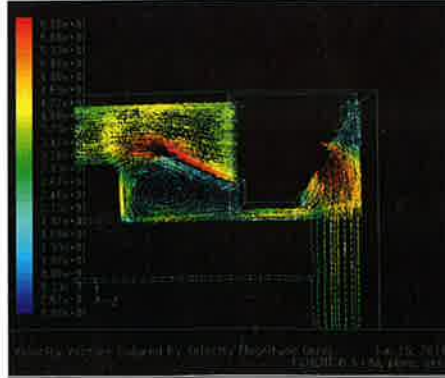


Abb. 9: Detail Geschwindigkeitsfeld in der Nähe des  
drückenden Geräts

der Rückwand der Zelle betrifft; die CFD-  
Simulationen haben dagegen immer eine  
analoge Geschwindigkeit für beiden Konfi-  
gurationen bestätigt. Die Studie bestätigte  
diese Hypothesen, wobei die Geschwindig-  
keit an der Rückwand der Zelle sich als fast  
identisch erwies (0,45 m/s).

In Abbildung 8 ist der vektorielle Verlauf  
der Geschwindigkeit an der Rückwand der  
Zelle wiedergegeben, wo eine ziemlich gute  
Belüftung aller zwischen den übereinander-  
stehenden Kisten vorhandenen Schlitten zu  
bemerken ist (Der beschriebene Verlauf ist  
parabolisch mit einer maximalen Geschwin-  
digkeitsschwankung von circa 23 %). Die  
Schwankung zwischen den Zuführungsge-  
schwindigkeiten der Schlitten der Kisten ist

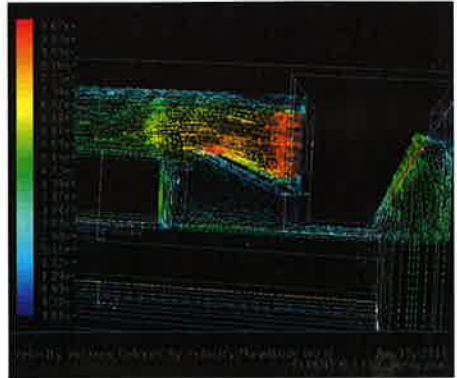


Abb. 10: Detail Geschwindigkeitsfeld in der Nähe  
des saugenden Geräts



Zelle Nr.	Zeitraum	Ventilation	Kühlung	Befeuchtung	Abtauen
30 (neu)	Anfangsabkühlung, bis zum 03.10.2010	12.0	16.73	1	4.6
31 (trad.)		18.4	16.73	1	4.6
30 (neu)	Erhaltung, bis zum 05.04.2011	12.0	16.73	1	4.6
31 (trad.)		14.4	16.73	1	4.6

Verbrauchte Leistung, kW (Abtauen: Leistung der Pumpe des Wasserabtaunungssystem)

Zelle Nr.	Zeitraum	Ventilation	Kühlung	Befeuchtung	Abtauen
30 (neu)	Anfangsabkühlung, bis zum 03.10.2010	120.27	105.90	14.70	2.91
31 (trad.)		120.79	108.50	14.43	3.19
30 (neu)	Erhaltung, bis zum 05.04.2011	1411.20(9658 Eingr.)	685.05 (8589 Eingr.)	140.22 (1012 Eingr.)	6.11 (37 Eingr.)
31 (trad.)		1398.24 (6871 Eingr.)	754.35 (5878 Eingr.)	157.59 (1187 Eingr.)	6.59 (42 Eingr.)

Betriebsstunden (Eingr.: Anzahl der Eingriffe Ein-, Ausschalten)

Zelle Nr.	Zeitraum	Ventilation	Kühlung	Befeuchtung	Abtauen
30 (neu)	Anfangsabkühlung, bis zum 03.10.2010	1443.24	3042.50	14.70	13.38
31 (trad.)		2222.54	3811.60	14.43	14.67
30 (neu)	Erhaltung, bis zum 05.04.2011	16.934.40	19.681.48	140.22	28.10
31 (trad.)		20.134.70	23.482.92	157.59	30.31

Stromverbrauch, kWh

Zelle Nr.	Anfangsabkühlung	Erhaltung	Insgesamt
30 (neu)	4513.8	32270.4	36784.2
31 (trad.)	6063.2 (+34 %)	37742.3 (+16.9 %)	43805.5 (+19.1 %)

Gesamtenergieverbrauch, kWh

Zelle Nr.	Anfangsabkühlung	Erhaltung	Insgesamt
30 (neu)	322	2301	2623
31 (trad.)	432	2691	3123
Unterschied	110	390	500

Stromkosten, Euro (Strompreis 0,0713 €/kWh)

bei den zwei Gerätekonfigurationen analog. Abbildung 9 stellt das interessante vektorielle Geschwindigkeitsfeld im Umfeld der Geräte heraus (in diesem spezifischen Fall des drückenden). Trotz der Installation einer Leitblende, welche die Luftauswurfströmungsdynamik des Geräts (Wärmetauscher) zum oberhalb von den Kisten gebildeten Kanal verbessert, ist darunter ein großer Wirbel zu bemerken, mit Luftumwälzung von der Auswurfseite zur Ansaugseite des Ventilators. Der Durchsatz der Umwälzung wird auf in etwa 8 % geschätzt. Würde dieser Durchsatz mit geeigneten beweglichen Verschlussklappen beseitigt, würde die Umwälzgeschwindigkeit in den Kanälen

zwischen den Kisten verbessert, was eine höhere Effizienz der Wärmeübertragung zwischen Luft und Äpfeln zur Folge hätte. Abbildung 10 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der ganzen Kühlzelle. Die Analyse dieser Abbildung ist im Vergleich mit Abbildung 12 interessant, die das gleiche Geschwindigkeitsfeld für die traditionelle saugende Kühlzelle wiedergibt. Der erste grundlegende Unterschied ist die im Fall des drückenden Geräts merklich gleichmäßigere Geschwindigkeit des Luftauswurfs. Dies führt zu einer kleineren Wirbelzone an den Seiten der Geräte, wo es in der Befeuchtungsphase zu anomalem Mitschleppen von Tropfen und geringerem

Energieverlust kommt (zusammenhängend mit der Wirbelintensität). Eine Wirbelzone, die bei den beiden Lösungen übereinstimmt, ist die, die sich an der Rückwand der Zellen bildet, wenn die Luft in den Kanal absinkt und auf den Fußboden trifft, wodurch Druckgradienten entstehen. Diese Wirbel können durch den Einsatz von einfachen Strömungsbegradigern (biegsamen Vertikalwänden) beseitigt werden.

KÜHLZELLE MIT TRADITIONELL SAUGENDEM VENTILATOR

In Abbildung 10 ist, analog zu Abbildung 9, das vektorielle Geschwindigkeitsfeld in der Nähe des traditionellen saugenden

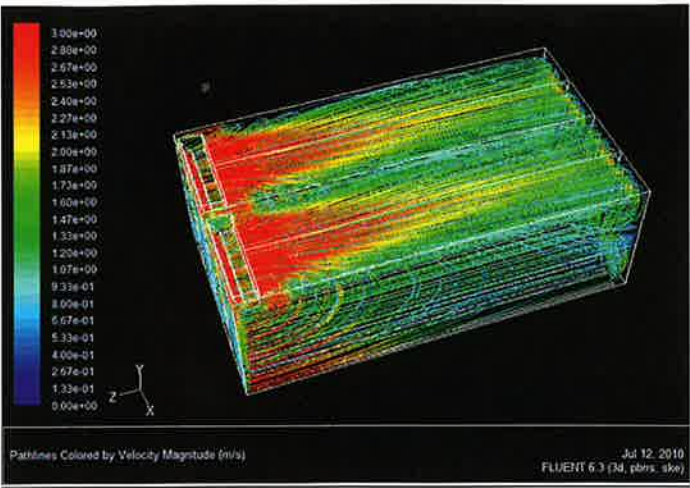


Abb. 11: Geschwindigkeitsfeld Kühlzelle mit drückendem Gerät

Geräts wiedergegeben. Die schnelle, auch in diesem Fall durch eine ca. 30° geneigte Klappe abgelenkte Luftströmung am Ausgang der Ventilatoren (ca. 9 m/s), führt darunter zu einer höchst turbulenten Zone. Diese Erscheinung verursacht eine Energieverschwendung und einen direkt von dem Wärmetauscher angesaugten Durchsatz von schätzungsweise ungefähr 11 %.

In Abbildung 12 werden, wie vorher im Falle der Abbildung 11 beschrieben, die Luftströmungen in der Kühlzelle, je nach Geschwindigkeit gefärbt, herausgestellt. Die bedeutenden Wirbelbewegungen, die sich an den Seiten der Geräte bilden, und die erhöhten Geschwindigkeitsgradienten im Luftausstoßkanal haben wir bereits erörtert; es bleibt das Element Luftumwälzung an den Wänden (Fußleiste von 120 mm) zu betrachten. Die Instrumente haben in der saugenden Zelle eine Geschwindigkeit von etwa 1,3 m/s und in der drückenden Zelle von 1,1 m/s gemessen. Die CFD-Analyse hat gezeigt, dass die Geschwindigkeitswerte des Luft-„Rückflusses“ (zurück zu den Geräten) im Bereich in der Nähe des Fußbodens der Zelle höher sind. Der Umkehrpunkt des Vektors Geschwindigkeit befindet sich immer näher am Fußboden, je mehr man sich an die Rückwand der Zelle annähert. In anderen Worten, der Luftstrom, der zu den Geräten zurückströmt, ist im Bereich der Fußleiste der Zelle umso stärker, je näher man den Geräten kommt. Diese Luftumwälzung wird in der saugenden Zelle auf circa 8 % und in der drückenden Zelle auf 6 % geschätzt: durch die gleichmäßigere Luftströmung der drückenden Lösung reduziert sich der Luftumwälzung merklich.

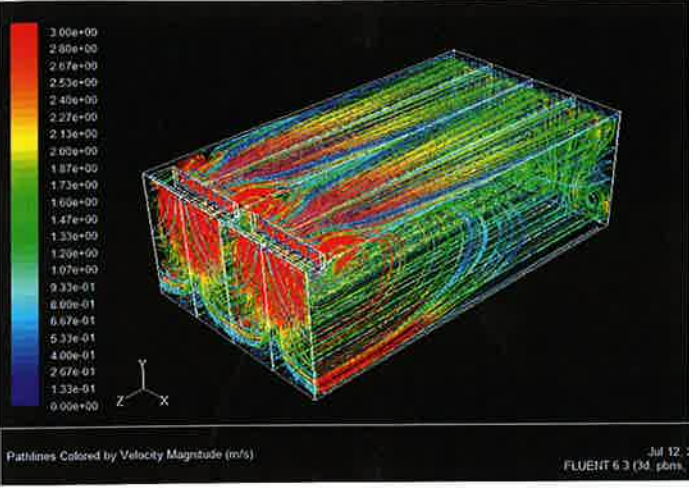


Abb. 12: Geschwindigkeitsfeld Kühlzelle mit saugendem Gerät

Dieser Luftumlauf vermindert den Gesamtstrom, der die Kisten umfließen würde, und so die konvektive Wärmeübertragung; folglich müsste dieser durch das Einsetzen von geeigneten biegsamen seitlichen Wänden (die beim Füllen keinen Schaden nehmen können), positioniert an zwei oder mehr Punkten vom Bereich direkt in der Nähe der Luftkühlern an, beseitigt werden. Diese Wände an der Rückwand der Kühlzelle anzubringen wäre unwirksam.

Schlussfolgerungen

Nach Abschluss dieser langen Studien- und Versuchstätigkeit können wir die wichtigsten, mit der neuartigen drückenden Lösung erzielten Ergebnisse zusammenfassen und einige Möglichkeiten für eventuelle strömungsdynamische Verbesserungen andeuten.

- Der geringere Energieverbrauch des drückenden Wärmetauschers ist ziemlich eindeutig (-19 % pro Jahr), mit einer Ersparnisspitze in der anfänglichen Abkühlungsphase (-34 %); die jährliche Kostenersparnis beträgt etwa um die 500 € (bei einem Strompreis von 0,0713 €/kWh).
- Was den Gewichtsverlust betrifft, ist der Unterschied zwischen den beiden Zellen beachtlich
- Gesamtgewichtsverlust (drückende Zelle) = 1,51 % = 0,0077 %/Tag = 0,23 %/Monat
- Gesamtgewichtsverlust (saugende Zelle) = 1,79 % = 0,0094 %/Tag = 0,28 %/Monat
- Der Gewichtsverlust ist also prozentual dank der neuen Lösung um 16 % gesunken und absolut konnte durch den geringeren Gewichtsverlust bei der drückenden Lösung am Ende der Lagerzeit ein um 17 DZ höheres Gesamtgewicht des Obstes

in der Kühlzelle 30 verzeichnet werden.

- Der qualitative Verfall der kontrollierten Apfelstichproben ist sowohl am Ende der Lagerzeit als auch nach shelf-life ähnlich und völlig normal.
- Der einer gleichmäßigeren Verteilung der Austrittsgeschwindigkeit am Luftkühler (aus dem Wärmetauscher statt aus der Düse des Ventilators) zuzuschreibende, geringere Bedarf an Befeuchtungsstunden/Jahr in der Kühlzelle mit dem drückenden Wärmetauscher (-11 %) zeigte sich ziemlich offensichtlich.
- Was die Kühleingriffe betrifft, erfolgten diese in der Zelle 31 weniger oft und für eine Durchschnittsdauer von 7,7 Minuten, gegen 4,8 Minuten und häufiger in der (neuartigen) Zelle 30, was eine bessere Wärmeübertragung und eine gleichmäßigere Geschwindigkeit anzeigt.

Aus der CFD-Studie kann man folgende strömungsdynamische Verbesserungsmöglichkeiten hervorheben:

- Die Luftumwälzung vom Luftauswurf des Luftkühlers zur Ansaugseite vermeiden (Trennung der zwei Bereiche); diese Regel ist umso wichtiger, je größer die Förderhöhe ist, die der Ventilator zu bewältigen hat.
- Die Luftumwälzung im Bereich an den Seitenwänden der Kühlzelle (Fußleiste) eindämmen; diese kann durch Einsetzen von biegsamen seitlichen Wänden erfolgen.
- Diese Maßnahmen könnten den in der Kühlzelle zirkulierenden Luftdurchsatz, d. h. den, der tatsächlich auf die Kisten trifft, um circa 15-20 % erhöhen.