

**HAVA PERDELİ BİR TİCARİ SOĞUTMA KABİNİNİN
SAYISAL ANALİZİ**

Halil Murat GÜNGÜNEŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2007

ANKARA

Halil Murat GÜNGÜNEŞ tarafından hazırlanan HAVA PERDELİ BİR TİCARİ SOĞUTMA KABİNİNİN SAYISAL ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Ali DURMAZ

Üye : Prof. Dr. Taner ALTINOK

Üye : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

Tarih : 04/07/2007

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Halil Murat GÜNGÜNEŞ

HAVA PERDELİ BİR TİCARİ SOĞUTMA KABİNİNİN SAYISAL ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Halil Murat GÜNGÜNEŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2007

ÖZET

Hava perdeleri özellikle işyerlerinde ve perakende satış yapan süpermarketlerde iç ortam ile dış ortam arasında bir bariyer olarak kullanılan sistemlerdir. Bu iki ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde tutulması hem ortam hava kalitesi hem de enerji tasarrufu açısından büyük önem arz etmektedir. Dış ortam ile iç ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde olması ısı transferini azalttığı gibi, ortamdaki mevcut nem dengesinin de sabit kalmasını sağlar.

Bu proje kapsamında, ticari amaçlı bir soğutma kabininin sayısal analizi yapılmıştır. Kullanılan sayısal metotta sayısal akışkanlar dinamiğinin bir paket programı olan PHOENICS'den yararlanılmıştır. Çalışmanın ilk kısmında soğutma kabinleri, sayısal akışkanlar dinamiği ve PHOENICS ile ilgili gerekli literatür araştırması yapılmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında ise, sınır şartları ve diğer fiziksel özellikleri bilinen tek jetli bir ticari soğutma kabini için gerekli Q1 kütüğü yazılmış, vektör ve sıcaklık dağılımlarının grafikleri Photon'dan çıkarılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve aralarındaki uygunluk belirlenmiştir. Daha sonra mevcut kabin üzerinde iki ve üç jetli durumlar için soğutma gücü esas alınarak yeniden yapılan modellemede, mevcut sistemler içerisinde optimum jet sistemi ve fiziksel şartlar belirlenmiştir. Son olarak her üç sistem içinde elde edilen optimum şartlarda, ortam havasının sıcaklığı ve hızı değiştirilmek suretiyle durumlar arası

karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan tüm bu CFD analizleri neticesinde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğu ve üç jetli soğutma sistemlerinin kabin içinde ürünlerin muhafaza edilmesi için istenilen sıcaklık değerlerinin sağlanmasında zaman zaman biraz daha fazla soğutma gücü gerektirdiği görülmüş olsa da, özellikle kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmasından dolayı en ideal sistemler olduğu tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : hava perdesi, soğutma kabini, sürüklenme, soğutma
Sayfa Adedi : 209
Tez Yöneticisi :Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

**NUMERICAL ANALYSIS OF A COMMERCIAL DISPLAY CABINET
WITH AIR CURTAIN
(M.Sc. Thesis)**

Halil Murat GÜNGÜNEŞ

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
July 2007**

ABSTRACT

Air curtains are especially used in stores and retailer supermarkets as barrier systems to separate inner and outer spaces from each other. For both air quality and energy saving, it is crucial that the air transfer between these two spaces are at minimum. Minimization of air transfer between inner and outer spaces, not only decreases heat transfer but also stabilizes the humidity balance.

In this project, numerical analysis of a commercial display cabinet has been carried out. For this purpose PHOENICS, a computational fluid dynamics code, is utilized. In the first part of the study, necessary literature review related to display cabinets, computational fluid dynamics and PHOENICS was made. In the second part, the required programme for a commercial display cabinet with one jet, known boundary conditions and physical characteristics is written. Graphs of vector and temperature distributions are taken from Photon. The results of the numerical analysis and the experiments are compared with each other and the conformity degree between these two results is determined. Afterwards, in the re-model for two and three jets situations on the existent cabinet based on refrigeration power, optimum jet system physical conditions for each of the three systems has been modified according to temperature change and velocity values of the air, and comparisons among them have been made. The results indicate that, the results the both CFD analysis and

experiments are almost equal and for refrigeration systems with three jets, more refrigeration power is required to obtain the necessary temperature values to keep products fresh in display cabinets. But they are also the most ideal systems especially because they can distribute temperature in a homogeneous way, meaning that the temperature value is the same at every point in the cabinet with three jets.

Science Code : 914.1.065
Key words : air curtain, display cabinet, entrainment, refrigeration
Page Number : 209
Adviser : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. HAVA PERDELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ	9
2.1. Hava Perdeli Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması	9
2.1.1. Kabin geometrisine göre yapılan sınıflandırma	9
2.1.2. Yiyeceklerin muhafaza sıcaklıklarına göre sınıflandırma	10
2.1.3. Soğutulan ürün cinsine göre sınıflandırma	10
2.1.4. Hava perdesinin teknik özelliklerine göre sınıflandırma	10
2.2. Dikey Soğutma Kabinleri	11
2.3. Yatay Soğutma Kabinleri	13
2.4. Hava Perdeli Soğutma Sistemlerinin Teknik Özellikleri	13
3. TEORİK MODEL VE FORMÜLASYONU.....	22
3.1. Problemin Tanımı	25
3.1.1. Varsayımlar	25
3.1.2. Fiziksel model	26
3.2. Kullanılan Koordinat Sistemi ve Hesaplama Bölgesi	28

	Sayfa
3.3. Matematiksel Model	29
3.3.1. Genel denklemler.....	29
3.4. k- ϵ Türbülans Modeli	33
3.4.1. Türbülans model denklemleri	34
3.5. Sınır Şartları	35
4. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	40
4.1. Problem Tanımında Kullanılan Denklemler	40
4.2. PHOENICS SAD kodu	41
4.2.1. PHOENICS ana elemanları	42
4.3. SAD Çözümlerinin ve Sonuçlarının Doğruluğunun ve Geçerliliğinin Kontrolü	45
5. SAYISAL SONUÇLAR	51
5.1. Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	51
5.2. Farklı Jet Durumları İçin Genel Bilgiler ve Analizde Dikkat Edilen Hususlar	54
5.3. Sayısal Analizde Gözönüne Alınan Farklı Durumlar	55
5.3.1. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	57
5.3.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	62
5.3.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu	67
5.4. Tek, İki ve Üç Jetli Hava Perde Sistemlerinin Analiz Sonuçlarına Göre Değerlendirilmesi	73
5.5. Tek, İki ve Üç Jetli Hava Perde Sistemlerinin Farklı Ortam Sıcaklıkları İçin İncelenmesi	78
5.5.1. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	78

	Sayfa
5.5.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	87
5.5.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu	95
5.6. Tek, İki ve Üç Jetli Sistemlerin Farklı Ortam Sıcaklıklarında Karşılaştırılması	103
5.6.1. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu	103
5.6.2. Ortam sıcaklığının 25°C olması durumu	106
5.6.3. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu	109
5.6.4. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu	112
5.6.5. Tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması	115
5.6.6. İki jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması	117
5.6.7. Üç jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması	118
5.7. Tek, İki ve Üç Jetli Hava Perde Sistemlerinin Farklı Ortam Hızları İçin İncelenmesi	120
5.7.1. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	120
5.7.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu	131
5.7.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu	141
5.8. Tek, iki ve üç jetli sistemlerin farklı ortam hızlarında karşılaştırılması .	151
5.8.1. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu	151
5.8.2. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu	153
5.8.3. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu	154
5.8.4. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu	156
5.8.5. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu	158

	Sayfa
5.8.6. Tek jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması	159
5.8.7. İki jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması	161
5.8.8. Üç jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması	163
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	165
KAYNAKLAR	169
EKLER	171
EK-1 Örnek Q1 kütüğü.....	172
EK-2 Örnek Result dosyası.....	177
ÖZGEÇMİŞ	185

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Yiyeceklerin sıcaklık değerlerine göre yapılan sınıflandırma	10
Çizelge 2.2. Çeşitli hava perde sistemleri ve teknik özellikleri	11
Çizelge 3.1. Soğutma kabininde tanımlanan sınır şartları	36
Çizelge 5.1. Reynolds sayısının 5000 ve ortam sıcaklığının 27°C durumu için elde edilen deneysel ve Cfd sonuçları	52
Çizelge 5.2. Reynolds sayısının 5700 ve ortam sıcaklığının 25°C durumu için elde edilen deneysel ve Cfd sonuçları	52
Çizelge 5.3. Reynolds sayısının 4100 ve ortam sıcaklığının 27°C durumu için elde edilen deneysel ve Cfd sonuçları	53
Çizelge 5.4. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için girdi değerleri	58
Çizelge 5.5. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler	62
Çizelge 5.6. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için girdi değerleri	63
Çizelge 5.7. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler	67
Çizelge 5.8. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için girdi değerleri	68
Çizelge 5.9. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar	72
Çizelge 5.10. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için hesaplan değerler	73
Çizelge 5.11. Tek, iki ve üç jetli durumlar için girdi değerleri	78

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Dikey geometrili soğutma kabini	11
Şekil 2.2. Yatay geometrili soğutma kabini	13
Şekil 2.3. Soğutma yükünü etkileyen başlıca ısı transfer mekanizmaları	15
Şekil 2.4. Isı borusunun çalışma prensibi	18
Şekil 2.5. Isı borulu soğutma raflarının kabin içindeki yerleşim düzeni ve çalışma prensibi	19
Şekil 3.1. İncelenen soğutma kabininin iki boyutlu kesiti	26
Şekil 3.2. Sayısal analizde kullanılan fiziksel model ve incelenen sıcaklık noktaları	27
Şekil 3.3. Soğutma kabinindeki sınır şartlarının tanımlandığı kısımlar	35
Şekil 4.1. İki boyutlu kontrol hacim	41
Şekil 4.2. Phoenix'in ana ve yardımcı eleman şeması	42
Şekil 4.3. Yakınsama ve ıraksama durumu	46
Şekil 4.4. En iyi yakınsama biçimi	46
Şekil 4.5. Dalgalanmalı yakınsama durumu	47
Şekil 4.6. Anlık değerlerdeki durum	47
Şekil 4.7. Residual için durum	48
Şekil 4.8. Spot value'ler için durum	48
Şekil 4.9. Hücre sayısı ile sonuçların değişimi	49
Şekil 4.10. Sayısal ve deneysel çalışma değerleri.....	50
Şekil 5.1. Soğutma kabininin kaynak ve raflarındaki sıcaklık değerlerinin ortam sıcaklığına göre değişimi	52

Şekil	Sayfa
Şekil 5.2. Soğutma kabininin kaynak ve raflarındaki sıcaklık değerlerinin farklı reynolds sayılarındaki değişimi	53
Şekil 5.3. L4 rafı için farklı sweep sayılarında raftaki sıcaklık değerleri	54
Şekil 5.4. Tek menfezli durum için 6,6 ve 8,0 m. için sıcaklık değerleri	56
Şekil 5.5. Analizi yapılan problem alanının hücre yapısı	57
Şekil 5.6. Analizi yapılan problem alanının sıcaklık dağılımı	58
Şekil 5.7. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri	59
Şekil 5.8. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı	60
Şekil 5.9. Tek menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ...	61
Şekil 5.10. Analizi yapılan problem alanının sıcaklık dağılımı	63
Şekil 5.11. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri	64
Şekil- 5.12. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı	65
Şekil 5.13. İki menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ...	66
Şekil 5.14. Analizi yapılan problem alanının sıcaklık dağılımı	69
Şekil 5.15. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri	70
Şekil 5.16. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı	71
Şekil 5.17. Üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ..	71
Şekil 5.18. Problem alanında oluşan sıcaklık değerleri	75
Şekil 5.19. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	76
Şekil 5.20. Problem alanında oluşan vektörel hız dağılımları	77
Şekil 5.21. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	79

Şekil	Sayfa
Şekil 5.22. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	80
Şekil 5.23. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	80
Şekil 5.24. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	81
Şekil 5.25. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	82
Şekil 5.26. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	83
Şekil 5.27. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	83
Şekil 5.28. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	84
Şekil 5.29. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	85
Şekil 5.30. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	86
Şekil 5.31. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	86
Şekil 5.32. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	87
Şekil 5.33. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	88
Şekil 5.34. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	88
Şekil 5.35. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	89
Şekil 5.36. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	89

Şekil	Sayfa
Şekil 5.37. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	90
Şekil 5.38. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	91
Şekil 5.39. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	91
Şekil 5.40. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	92
Şekil 5.41. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	93
Şekil 5.42. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	93
Şekil 5.43. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	94
Şekil 5.44. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	95
Şekil 5.45. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	96
Şekil 5.46. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	96
Şekil 5.47. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	97
Şekil 5.48. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	98
Şekil 5.49. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	99
Şekil 5.50. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	99
Şekil 5.51. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	100
Şekil 5.52. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	100

Şekil	Sayfa
Şekil 5.53. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı	101
Şekil 5.54. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri	102
Şekil 5.55. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	102
Şekil 5.56. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı	103
Şekil 5.57. Sıcaklık dağılımları	104
Şekil 5.58. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	105
Şekil 5.59. Vektörel hız dağılımları	106
Şekil 5.60. Sıcaklık dağılımları	107
Şekil 5.61. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	108
Şekil 5.62. Vektörel hız dağılımları	109
Şekil 5.63. Sıcaklık dağılımları	110
Şekil 5.64. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	111
Şekil 5.65. Vektörel hız dağılımları	112
Şekil 5.66. Sıcaklık dağılımları	113
Şekil 5.67. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	114
Şekil 5.68. Vektörel hız dağılımları	115
Şekil 5.69. Tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları	116
Şekil 5.70. İki jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları	118

Şekil	Sayfa
Şekil 5.71. Üç jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları	119
Şekil 5.72. Analizde kullanılan hücre yapısı	120
Şekil 5.73. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	121
Şekil 5.74. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	122
Şekil 5.75. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	122
Şekil 5.76. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	123
Şekil 5.77. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	124
Şekil 5.78. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	124
Şekil 5.79. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	125
Şekil 5.80. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	126
Şekil 5.81. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	126
Şekil 5.82. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	127
Şekil 5.83. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	128
Şekil 5.84. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	128
Şekil 5.85. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	129

Şekil	Sayfa
Şekil 5.86. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	130
Şekil 5.87. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	130
Şekil 5.88. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	131
Şekil 5.89. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	132
Şekil 5.90. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	133
Şekil 5.91. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	134
Şekil 5.92. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık	134
Şekil 5.93. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	135
Şekil 5.94. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	136
Şekil 5.95. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	136
Şekil 5.96. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	137
Şekil 5.97. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	138
Şekil 5.98. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	138
Şekil 5.99. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	139
Şekil 5.100. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	140

Şekil	Sayfa
Şekil 5.101. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	140
Şekil 5.102. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	141
Şekil 5.103. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	142
Şekil 5.104. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	142
Şekil 5.105. Ortam hızının 0.1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	143
Şekil 5.106. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	144
Şekil 5.107. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	144
Şekil 5.108. Ortam hızının 0.2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	145
Şekil 5.109. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	146
Şekil 5.110. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	146
Şekil 5.111. Ortam hızının 0.3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	147
Şekil 5.112. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	148
Şekil 5.113. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	148
Şekil 5.114. Ortam hızının 0.5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	149
Şekil 5.115. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı	150

Şekil	Sayfa
Şekil 5.116. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	150
Şekil 5.117. Ortam hızının 0.7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı	151
Şekil 5.118. 0.1 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları	152
Şekil 5.119. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	153
Şekil 5.120. 0.2 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları	153
Şekil 5.121. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	154
Şekil 5.122. 0.1 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları	155
Şekil 5.123. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	156
Şekil 5.124. 0.5 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları	157
Şekil 5.125. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	157
Şekil 5.126. 0.7 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları	158
Şekil 5.127. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri	159
Şekil 5.128. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları	160
Şekil 5.129. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları	162
Şekil 5.130. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları	164

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
b	Giriş menfezi genişliği
E	Termal enerji kaybı
g	Yer çekimi ivmesi
Gr	Grashof sayısı
H	Soğutma kabin yüksekliği
K	Hava perdesi açıklığı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
S	Kaynak terimi
T	Sıcaklık
T_{jet}	Jetten verilen havanın sıcaklığı
T_{emme}	Emme menfezindeki sıcaklık
T_{or}	Ortam sıcaklığı
T_i	Giriş şartında türbülans yoğunluğu
V	Hız
V_{jet}	Jetten verilen havanın hızı
V_{emme}	Emme menfezindeki hız
W	Soğutma kabin genişliği
α	Termal sürüklenme faktörü
ρ	Yoğunluk
μ	Vizkozite

Simgeler**Açıklama**

μ_t	Türbülans vizkozitesi
ν	Kinematik vizkozite
σ_t	Türbülanslı Prandtl sayısı
ϵ	Türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı
k	Türbülans kinetik enerjisi
L_ϵ	Karakteristik uzunluk
$\dot{m}$	Kütlesel debi
Γ_{ef}	Etkili değişim katsayısı
σ_k	Türbülans model sabiti
u^+	Boyutsuz duvar hızı
y^+	Boyutsuz duvara olan mesafe
u_τ	Sürtünme hızı
κ	Von Karman sabiti
τ_w	Duvar kayma gerilmesi

Kısaltmalar**Açıklama**

CFD	Sayısal akışkanlar dinamiği
PIV	Partikül görüntü velosimetrisi
DPIV	Dijital partikül görüntü velosimetrisi
FSA	Gıda Standartları Acentesi

1.GİRİŞ

Günümüzde dünya genelinde tüm sektörlerde her geçen gün enerji kullanımı ve buna bağlı olarak enerji birim fiyatları artış göstermektedir. Enerjinin hayatımızdaki en önemli faktörlerden biri olmasından dolayı hemen her sektörde enerji kullanımını azaltacak sistemler tasarlanıp kullanılmaktadır. Bu bağlamda soğutma ve iklimlendirme sektöründe de yeni ve oldukça etkin sistemler tasarlanmıştır. Özellikle işyerleri ve perakende satış yapan süpermarketlerde hava perdeli mekanizmaların kullanımı her geçen gün artmaktadır.

Hava perdeleri özellikle işyerlerinde ve perakende satış yapan süpermarketlerde iç ortam (iklimlendirilmiş ortam) ile dış ortam arasında bir bariyer olarak kullanılan sistemlerdir. İç ortam iklimlendirilmiş olarak sıcak yada soğuk konumda olabilir. Dış ortam ise sıcak yada soğuk olabileceği gibi toz, partikül, böcek vb. istenmeyen maddelerin bulunduğu kısımdır. Bu iki ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde tutulması hem ortam havası kalitesi hem de enerji tasarrufu açısından büyük önem arz etmektedir. Dış ortam ile iç ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde olması hem ısı transferini azaltır hem de ortamdaki mevcut nem dengesinin stabil kalmasını sağlar[1].

Geçen yıllarda uluslararası gıda endüstrisi tarafından gıda güvenliği ve hijyen konularında bir rapor yayınlanmıştır[2]. Raporda Amerika’da yapılan araştırma sonuçlarına yer verilerek, her yıl 24-81 milyon hastalık vakasının gıdaların yapısındaki mikro-organizmalardan kaynaklandığı belirtilmiştir. Aynı konuda İngiltere’de ise yaklaşık 4,5 milyon hastalık vakası olduğu belirtilmiştir. 1990 yılında İngiltere’de yapılan bir yasama ile gıda zehirlenmesi üzerine hükümler yayınlanmıştır. İlgili kanun hükümlerinde temel objektifin gıdaların +5°C’nin altında muhafaza edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Çünkü bir gıda maddesinin mükemmel şekilde muhafazası için kritik değer +5°C’dir. Ancak araştırma yapılan süper marketlerin bir kısmında bu değer +8°C, diğer kısmında ise +10°C ve daha üzeri olduğu tespit edilmiştir. Bu tespitleri doğrulayıcı nitelikte Gıda Standartları Acentesi

(FSA) gıda zehirlenmesi vakalarının artış eğiliminde olduğunu belirtmiştir. Bu artış eğiliminin önüne geçilmesi yalnız yiyecek güvenliğinin temini ile mümkündür ve yiyecek güvenliğinin artırılması için soğutma işleminin muntazam şekilde yapılması gerekmektedir. İyi şekilde yapılan soğutma işlemlerinin gıda zehirlenmelerini önemli ölçüde azalttığı tespit edilmiştir. Bu tespitler göz önüne alındığında özellikle son yirmi yılda soğutma amaçlı kullanılan dolaplarda hava perdeli mekanizmaların kullanımı oldukça yaygın hale gelmiştir. Bu mekanizmaların kullanımı ile kabin içersinde muhafaza edilen gıdaların kalitesi ve raf ömrü olumlu olarak etkilenmiştir. Hava perdelerinin dış ortamdan iç ortama doğru sürüklenen havayı büyük ölçüde bertaraf etmesi, kabin içi sıcaklık değerlerinin istenen düzeyde seyretmesini sağlamıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde hava perdelerinin ortalama %75 düzeyinde kabin içine doğru olan sürüklenmeyi azalttığı ve buna bağlı olarak ihtiyaç duyulan soğutma yükünü azalttığı tespit edilmiştir. Bu oran soğutma endüstrisi hesaplarına göre ise %90 düzeyindedir. Bu durum kullanılan enerji miktarında ise ortalama %50 düzeyinde bir tasarruf sağlamıştır.

Görülüyor ki hava perdeli soğutma sistemleri günümüzde oldukça verimli ve etkin çalışan sistemlerdir. Kullanılan soğutma dolapları için tasarlanan uygun hava perde modelleri ticari manada oldukça yarar sağlamaktadır.

Bu bağlamda günümüzde her geçen gün kullanımı daha yaygın hale gelen soğutma kabin sistemleri üzerine yapılan bu çalışma kapsamında, çeşitli jet sistemleri ve farklı sınır şartları için detaylı ve karşılaştırmalı analizler yapılmıştır. Analizlerin yapılmasından önce ilk olarak konuyla ilgili literatür araştırması yapılarak literatürde yapılan çalışmaların kapsam ve içerikleri incelenmiştir. Daha sonra uygun kabin geometrisi ve sınır şartları seçilerek Q1 kütüğü yazılmış ve yazılan Q1 kütüğü neticesinde elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlara uygunluğu saptanmıştır. Photon'dan sıcaklık ve vektörel dağılımlar alınarak kabin içi ve dış ortamdaki hava hareketleri incelenmiştir. Deneysel verilere yakın değerler elde edildikten sonra dış ortamdan kabin içine sürüklenmenin minimum olması için dolayısıyla optimum hava perde mekanizmasının tespiti için farklı analizler yapılmıştır. Optimum sistem

tasarımının tespiti için ilk olarak tek jetli hava perde sisteminin yanısıra iki ve üç jetli hava perde sistemleri için de kütük yazılarak her üç jet sistemi için optimizasyon karşılaştırması yapılmıştır. Tek, iki ve üç jetli sistemler için optimum fiziksel değerler tespit edildikten sonra ortam sıcaklığı ve ortam havasına farklı hızlar verilmek suretiyle çok sayıda analiz yapılarak durum değerlendirmeleri yapılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında yapılan sayısal analizlere yardımcı nitelikte literatürde hava perdeli soğutma sistemleri üzerine yapılmış çeşitli deneysel, teorik ve CFD simulasyon çalışmaları mevcuttur. Bu çalışmalar genel anlamda soğutma kabinlerinin işlevleri, çalışma mekanizmaları, performans durumları ve soğutma sektöründe sağladığı kolaylıklar üzerinedir.

Field ve Loth, dış ortamdan kabin içine doğru gerçekleşen hava sürüklenmesinin analizi için deneysel bir çalışma yapmışlardır[3]. Deney düzeneği olarak -x yönünde tam olarak stoklanmış tek jetli bir kabin seçmişlerdir. Soğutma kabininin tavan kısmında yer alan jette üniform bir hız profili mevcuttur ve raflardaki gıdalar düz duvar şeklinde stoklandığından jetten verilen hava aşağı doğru zorlanmış ve yoğun bir hız profili şeklinde akış göstermektedir. Reynolds sayısının 4200-8000 arasında ve richardson sayısının 0,13-0,58 arasında değiştiği gözönüne alınarak farklı durumlar için farklı noktalardaki hız değerleri ile jetteki ve emme menfezindeki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Fandan verilen havanın hızına göre reynolds ve richardson sayıları değişim göstermiştir. Fandan verilen havanın hızının artışına bağlı olarak reynolds sayısının artış eğiliminde iken, richardson sayısının aksine düşme eğiliminde olduğu görülmüştür. Düşük hızlarda reynolds sayısının 100'lü katlar halinde artması durumunda profilin duvar yüzeyinden ayrıldığı ve dolayısıyla duvardan olan ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Bu bağlamda vorteks dşnamığı, hız profilinin değişimi ve termal sürüklenmeler reynolds ve richardson sayılarının değişimine göre incelenmiştir. Bu ölçümler yapılırken hız ölçümleri PIV (partikül görüntü velosimetrisi) tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Bu yöntemle mevcut soğutma kabininde kullanılan hava perdelerinin hız profilleri ile ilgili olarak testler yapılmış olup, bu profillerden hangisinin daha az sürüklenme ürettiği

gözlemlenmiştir. Jet ve emme menfezindeki sıcaklık değişimleri ise termokapul yardımıyla tespit edilmiştir. Deney düzeneğinde belirli noktalardaki sıcaklık değerlerinin ölçümü için, K- tipi termokapullar kullanılmıştır. Kullanılan üç adet termokapullardan birincisi, hava perdesinin ilk sıcaklığını tespit için giriş jetinden hemen önce hava kanalına yerleştirilmiştir. İkinci termokapul ortam sıcaklığını tespit amacıyla soğutma dolabı dışında ve hava perdesinin hemen üzerinde bir yere yerleştirilmiştir. Üçüncü termokapul ise soğutma dolabında içerisinde kapalı pozisyonunda bulunan havanın sıcaklığını tespit için dolabın tabanına yerleştirilmiştir. Termokapullarda okunan değerler her dakika boyunca Omega HH611PLC veri kaydedici ile kaydedilmiştir. Ayrıca termokapullar kullanılarak hava perdesinde sürüklenmeden dolayı oluşan net sıcaklık artışı incelenmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde zamanla hava perdesinde vorteks yapılarının geliştiği gözlemlenmiştir. Bu akış stilini daha iyi anlamak için hava perdesinin arayüzeyi incelenmiştir. Düşük reynolds sayılarında akışlarda soğutma kabininin maruz kaldığı hava sürüklenme miktarı azaldığı ve böylece sistem performansı ve verimin arttığı belirlenmiştir.

D'Agaro, Cortella ve Croce, yapmış oldukları CFD simulasyonunda dikey geometrili bir soğutma kabinini ele almışlardır [4]. Seçilen soğutma kabini üzerine iki ve üç boyutlu CFD modellemeleri yapılarak hava perdelerinin performans ve fiziksel mekanizmaları üzerine bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca çalışmada elde edilen CFD sonuçları ile deneysel test sonuçları karşılaştırılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Seçilen mevcut kabinin yüksekliği 2109 mm, genişliği 1138 mm, uzunluğu 2438 mm ve hava perdesi yüksekliği 1118 mm olarak belirlenmiştir. Mevcut sistemde üç adet hava perdesi kullanılmış olup, rafların arka kısmından hava akışının olmadığı varsayılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak fiziksel parametreler belirlenerek iki boyutlu CFD modellemesi yapılmıştır. Daha sonra ise üç boyutlu simulasyonlar yapıp, dolap uzunluğu, sıcak hava perdesi ve çevresel hava hareketinin soğutma sistemi üzerine etkileri incelenmiştir. Buna göre kısa ebatlı soğutma dolaplarında kenar duvarlarda oluşan üç boyutlu ikincil vorteksler sıcak hava sürüklenmesi için en uygun mekanizmayı oluşturduğu görülmüştür. Nitekim yapılan sayısal çalışmalarda yüksek hız durumlarında, modellenen bölgede güçlü

sirkülasyon bölgelerinin oluştuğu görülmüştür. CFD simulasyonu ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında ise iki boyutlu simulasyonların fiziksel mekanizmayı tanımlamada yetersiz kaldığı ve üç boyutlu hesaplamaların ise mühendislik hassasiyeti ile ilişkili olarak soğutma gücünü önceden hesaplayabildiği görülmüştür. Sonuç olarak, yapılan iki ve üç boyutlu CFD simulasyonlarında iki boyutlu yaklaşımın oldukça zayıf olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak ise büyük ölçekli türbülanslı akışların tekrarlanamaması olduğu tespit edilmiştir. İki boyutlu modellemelerin soğutma yükünün önceden tahmin edilmesinde yetersiz kaldığı, buna karşılık üç boyutlu CFD uygulamalarının ise deneysel sonuçlarla yaklaşık değerleri elde ettiği görülmüştür. Ayrıca bu uygulamaların hava perdelerinin akış stili, soğutma gücünün hesaplanması ve sıcaklık dağılımının önceden tespit edilmesinde güvenli bir araç olduğu tespit edilmiştir. Bu bağlamda, CFD ile yapılan modellemelerin ucuz ve kısa zaman alması açısından oldukça tercih edilen yöntemler olduğu kanaatine varılmıştır.

Ge ve Tassou, soğutma kabinlerinde kullanılan çeşitli tür hava perdelerini göz önüne teorik çalışma yapmışlardır[5]. Bu teorik çalışma kapsamında sonlu elemanlar metodu ile MIN, BASE ve MAX hava perde çeşitleri kullanılarak farklı ortam hava entalpileri ve farklı değerdeki jet ile ortamın sıcaklık farkları için hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda hava perdesinden olan toplam ısı transferinin, ortamdaki havanın entalpisinin artmasıyla lineer bir artış gösterdiği görülmüştür. Ayrıca jetten verilen hava ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkı arttığında toplam ısı transferinin buna bağlı olarak artış gösterdiği tespit edilmiştir. Hava perdesinin yüksekliği –giriş menfezi ile emme menfezi arasındaki uzunluk-arttıkça hava perdesinden olan ısı transferinin arttığı görülmüştür. Bu durumun nedeni olarak ortam havası ile soğutulmuş içi ortam arasındaki ara karışım alanının daha geniş olmasının neden olduğu kanaatine varmışlardır. Ayrıca hava perdesinin yüksekliğinin artması halinde emme menfezinden giren havanın sıcaklığının da arttığı görülmüştür.

Wang, Maidment, Missenden, Karayiannis ve Bailey süper iletimli malzemeden mamul ısı borularının yer aldığı raflı soğutma dolapları üzerine sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır[2]. Elde edilen sayısal analiz sonuçlarını da deneysel sonuçlarla karşılaştırarak durumları değerlendirmişlerdir. Mevcut sistem olarak süper iletim sağlayan malzemeden yapılmış ısı boruları kabinin ön kısmından raflara monte edilmiş olup, diğer ucu ise soğuk hava ekleme kanalının içine yerleştirilmiş olduğu bir soğutma kabini seçmişlerdir. Bu sistemlerde kabin içinde ürünler ile hava arasında gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin yanı sıra iletimle ısı transferi gerçekleştiği dolayısıyla, yiyeceklerden dışarıya olan ısı aktarımı arttığından sistemin performansının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca soğuk hava kanalında yer alan kısımda finler kullanılarak borudan olan ısı aktarım miktarının artırılması öngörülmüştür. Isı borularının raflara monte edilen kısımlarının ise yassılaşması ise ısı borularına olan ısı aktarım miktarını artırarak sistem performansını pozitif etkilendiği görülmüştür. Yapılan sayısal modelleme, matematiksel bir model olan ANSYS isimli yazılım paketi ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal modellemede süper iletimi sağlayan malzemenin kabinin temel performansına olan etkisi incelenmiştir. Bilinen standart soğutma dolapları ile ısı borulu soğutma dolapları için raflardaki ürünlerin sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Isı borusu olmayan sistemlerde yiyecek içerisinde yatay olarak istenmeyen sıcaklık dalgalanmaları gözlemlenmiştir. Buna karşılık ısı borulu sistemlerde ise yiyecek içinde yatay olarak sıcaklık farklarının oluşmadığı ve dikey eksenel yönde bir sıcaklık farkı oluştuğu görülmüştür. Ayrıca ısı borulu sistemlerin yiyecekleri 2-3 K daha soğuk değerlerde muhafaza ettiği tespit edilmiştir. Isı borulu raflar tarafından gerçekleştirilen iletimle ısı aktarımını yanı sıra optimum hız, sıcaklık ve türbülans yoğunluğuna sahip hava perdeleri sistemin toplam performansını maksimize ettiği sonucu edilmiştir.

Cortella, yatay ve dikey soğutucu dolaplar üzerine yapmış olduğu CFD modellemelerinde, hava akış modelini önceden tahmin ederek kabin içi sıcaklık değerlerini incelemiştir. Ayrıca dış ortamdaki sıcak havanın kabin içine doğru sürüklenmesinin kabin içi enerji dengesine olan etkisi yoğun olarak incelemiştir. Ve elde edilen simulasyon sonuçlarını deneysel test sonuçlarıyla karşılaştırarak durum

değerlendirmesi yapmıştır. Sonuç olarak soğutma dolaplarının performans değerlerinin büyük ölçüde dış ortamdan(oda) kabine doğru gelen havanın hızı ve sıcaklığına büyük ölçüde bağlı olduğu ve yapılan CFD simülasyonlarının oldukça yararlı ve güvenli bir araç olduğunu tespit etmiştir[6].

Cortella, Manzan ve Comini, dikey konumlu açık bir soğutma kabini üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır[7]. Yapılan teorik hesaplamalarda fiziksel problemin ifade edilmesinde kullanılan diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülmesinde kullanılan bir çeşit yöntem olan sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Yapılan çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile kabin içindeki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kaynak fonksiyonu-vortisiti formülasyonu ve LES türbülans modeli baz alınarak çeşitli çalışma şartları üzerine gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Kabin performansını etkileyen önemli faktörlerden biri olan giriş havası hız ve sıcaklık değerleri üzerine karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda hava perdesini oluşturan basma menfezinden verilen havanın hızının artması halinde hava sürüklenmesinden dolayı oluşan ısı akısının arttığı dolayısıyla hava perdesinin veriminin düştüğü görülmüştür.

Navaz, Benderson, Faramarzi, Pourmovahed ve Taugwalder, kabin içine dış ortamdan sürüklenen havanın fiziksel durumunu baz alarak deneysel test ve CFD simülasyon modellemesi yapmışlardır. Düşük reynolds sayısına sahip akışların sürüklenen hava miktarını azalttığı görülmüştür. DPIV (Dijital partikül görüntüsü velosimetrisi) kullanılarak hız akış alanı türbülans yoğunluğu elde edilmiştir. Ayrıca hava perdesinin basma ve emme ızgaralarına farklı uzaklıklardaki noktalarında hız analizi yapılmıştır. Buna göre hava perdesinin hız değeri konuma bağlı olarak değiştiği saptanmıştır. Analiz sonuçlarından dış ortamdan kabin içine doğru sürüklenen hava miktarının, jetten verilen havanın türbülans yoğunluğu, dönüş ızgarasının ortalama hız profili ve reynolds sayısına bağlı olarak değişim gösterdiği tespit edilmiştir[8].

Cui ve Wang, hava perdeli yatay geometrili bir soğutma kabinin bulunduğu bir soğutma dolabının enerji performansı ve optimizasyonu üzerine CFD simulasyon modellemesi ve deneysel test yapmışlardır[9]. Soğutma kabininde dikey soğutma dolaplarında olduğu gibi yan panelden bir kısım soğutulmuş hava girerek kabin içindeki yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin soğuk seyretmesini sağlayan bir mekanizma mevcuttur. Diğer kısım hava ise yatay bir hava perdesi oluşturacak şekilde giriş jetinden verilmektedir. Deneysel testte R12 soğutucu akışkan kullanılmıştır. Dış ortamın havasından kaynaklanan sürüklenme nedeniyle hava perdesinde -y yönlü parabolik bir sürüklenme oluşmuştur. Sistemin toplam soğutma yükünün, kabinin açık kısmında sürüklenmeden kaynaklanan ısı yükü, radyasyonla ısı transferi ile fan ve ışıklandırmalardan kaynaklanan ısı yüklerinden kaynaklandığı üzerine durulmuştur. Yatay kabin içinde belirlenen beş noktada hız ve sıcaklık değerleri tespit edilerek yapılan iki yöntemle karşılaştırılmıştır. Genel olarak kabin içinde hava perdesinden alt noktalara doğru inildikçe sıcaklık değerlerinde düşüşler gözlenmiştir. Hız dağılımlarında ise genel bir eğilimin olmadığı tespit edilmiştir. Ayrıca deneysel ölçülen değerler ile CFD sonuçlarının oldukça yakın olduğu görülmüştür.

2. HAVA PERDELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutulmuş hava perdeleri özellikle süpermarketlerde soğutma amaçlı kullanılan açık teşhir dolaplarında dış ortamın sıcak havası ile iç ortamdaki soğuk hava arasında hava geçişini engellemek için bariyer olarak kullanılan sistemlerdir. Bir başka deyişle farklı sıcaklıklara ve fiziksel şartlara sahip iki ortam arasındaki hava geçişinin engellenmesi dolayısıyla ısı transferi ve nem değişiminin önlenmesi amacıyla kullanılan sistemlerdir.

Soğutma amaçlı teşhir dolapları perakende satış yapan mağazalarda soğutulmuş ürünlerin belirli sıcaklık değerlerinde saklanması amacıyla ve tüketicinin dikkatini çekerek satış miktarını artırmak için yaygın olarak kullanılırlar ve bu sistemler zorlanmış hava ile çalışan mekanizmalar ile donatılmışlardır.

Soğutulmuş ve dondurulmuş yiyeceklerin istenilen sıcaklık değerlerinde muhafazası amacıyla kullanılan soğutma kabinleri çeşitli kriterlere göre sınıflandırılmaktadır. Bu sınıflandırmalar temelde geometriye göre, yiyeceklerin muhafaza sıcaklık değerlerine göre, soğutulacak ürünlerin cinsine ve hava perdesinin teknik özelliklerine göre yapılmaktadır. Ancak bu sınıflandırmalar içinde en yaygın olarak yapılan sınıflandırma kabin geometrisine göre yapılanıdır.

2.1. Hava Perdeli Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Hava perdeli soğutma sistemleri çok çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bu bağlamda aşağıda soğutma kabinlerinin sınıflandırmaları yapılmıştır.

2.1.1. Kabin geometrisine göre yapılan sınıflandırma

Soğutma kabinleri kabin geometrisine göre yatay ve dikey soğutma dolapları olmak üzere ikiye ayrılır.

2.1.2. Yiyeceklerin muhafaza sıcaklıklarına göre sınıflandırma

Perakende satış yapan birçok süpermarkette kullanılan soğutma dolapları kabin içindeki mevcut yiyeceklerin sahip oldukları sıcaklık değerlerine göre şu şekilde sınıflandırılmaktadır.

Çizelge 2.1. Yiyeceklerin sıcaklık değerlerine göre yapılan sınıflandırma

Tip	Yiyecek sıcaklığı
M0	-1 ila +4°C
M1	-1 ila +5°C
M2	-1 ila +7°C
H	+1 ila +10°C

2.1.3. Soğutulan ürün cinsine göre sınıflandırma

Raflarda stoklanan ürünlerin cinsine göre şu şekilde bir sınıflandırma yapılabilir.

- Çoklu raf (et)
- Çoklu raf (süt)
- Çoklu raf (pişmiş et ve salata)
- Çoklu raf (dondurulmuş yiyecek)

2.1.4. Hava perdesinin teknik özelliklerine göre sınıflandırma

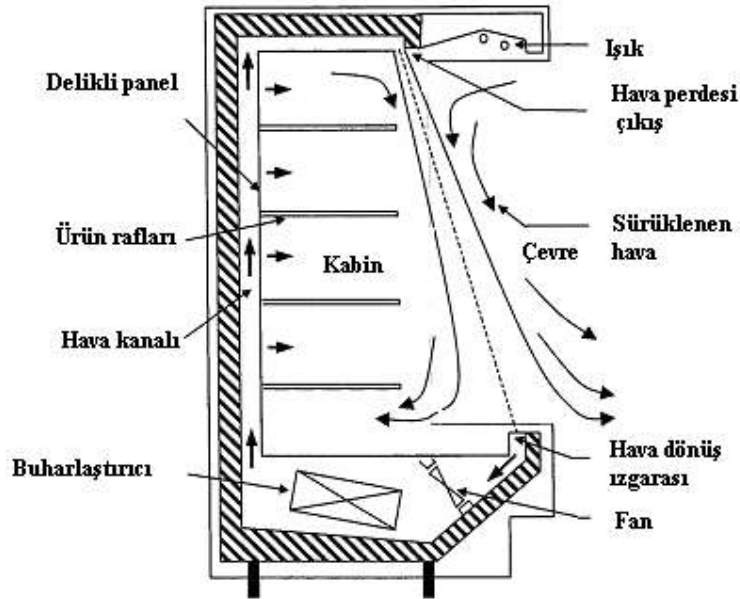
Soğutma dolapları sahip oldukları hava perdesi türüne göre sınıflandırılabilirler. Tassou ve Ge tarafından hava perdesinin teknik özelliklerine göre yapılan sınıflandırma Çizelge 2.2’de verilmiştir[5].

Çizelge 2.2. Çeşitli hava perde sistemleri ve teknik özellikleri

Hava perdesi	MIN	MIDMB	BASE	MIDBM	MAX
Hız (m/s)	0,350	0,675	1,000	1,325	1,650
Jet kalınlığı (m)	0,035	0,0613	0,088	0,114	0,140
Jet genişliği (m)	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Jet uzunluğu (m)	1,000	1,125	1,250	1,375	1,500
T _{hava perdesi} (°C)	-10- 2				
T _{çevre} (°C)	18-24				
Nem _{çevre} (%)	25-85				

2.2. Dikey Soğutma Kabinleri

Soğutma amaçlı kullanılan tipik bir dikey geometrili soğutma kabininin iki boyutlu görünümü Tassou ve Ge tarafından Şekil 2.1’deki gibi şematize edilmiştir[5].



Şekil 2.1. Dikey geometrili soğutma kabini[5]

Şekil 2.1’de gösterildiği üzere imal edilen tipik bir soğutma dolabı temelde şu kısımlardan oluşur:

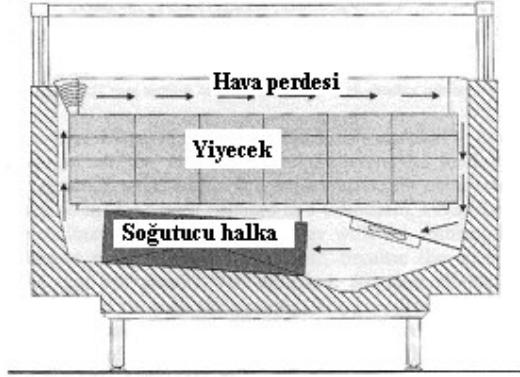
- Ürünlerin stoklaması için kullanılan raflar
- Fan ve ısıtıcı aygıtlar
- Işıklandırma
- Buharlaştırıcı halka
- Hava kanalı
- Hava perdesi (opsiyonel)

Dikey soğutma dolapları genellikle soğutulmuş ürünlerin muhafazasında kullanılırlar. Bu tip soğutma dolaplarının hava perdeli ya da cam kapılı olarak imal edilmiş türleri mevcuttur. Ancak yaygın kullanıma sahip olanlar hava perdeli soğutma sistemleridir. Tek hava perdesine sahip sistemlerin mekanizmaları, birden fazla hava perdesinin bulunduğu sistemlere kıyasla daha basittir. Ancak birden fazla hava perdesi bulunan sistemlerin ise performansları ve enerji tasarrufları yüksektir[10]. Ayrıca hava perdeli sistemlerin optimum verimle çalışmaları için hava perdesinin optimum genişlikte olması ve jetten optimum hız ve sıcaklıkta havanın verilmesi gerekmektedir[11].

Bu sistemlerin temel çalışma prensibi şu şekilde izah edilebilir. Dolabın emme menfezinden emilen hava kullanılan çeşitli tip fanlarla hareketlendirilerek soğutucu halkalara verilir. Soğutucu halkalardan soğutularak hava kanalına verilen havanın bir kısmı opsiyonel olarak kullanılan delikli arka plakadan kabin içine verilir. Kalan hava ise kanalda ilerleyerek basma menfezinden hava perdesini oluşturacak şekilde jetten verilir. Ancak arka plakada delik olmaması halinde soğutucu halkalardan soğutularak kanala verilen havanın tamamı jetten hava perdesini oluşturacak şekilde verilir. Opsiyonel olarak bulunan arka plakadaki delikler arka plakadan kabin içine soğuk hava verilerek yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin daha soğuk seyretmesini sağlamaktadırlar.

2.3. Yatay Soğutma Kabinleri

Tipik bir yatay geometrili soğutma dolabının iki boyutlu görünümü G. Cortella tarafından Şekil 2.2’de gösterildiği gibi resmedilmiştir[6].



Şekil 2.2. Yatay geometrili soğutma kabini[6]

Bu tip dolaplar genellikle dondurulmuş ürünlerin muhafazasında kullanılan sistemlerdir. Yatay geometrili dolapların hava perdeli ya da camlı olarak imal edilen çeşitleri mevcuttur. Bu dolapların çalışma prensibi bakımından dikey konumlu dolaplarla aynı özelliklere sahiptirler. İki tür arasındaki temel fark opsiyonel olarak kullanılan hava perdelerinin yatay ve dikey olmasıdır.

2.4. Hava Perdeli Soğutma Sistemlerinin Teknik Özellikleri

Günümüzde özellikle perakende satış yapan süpermarketlerde açık dikey soğutma kabinleri yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu sistemlerin bir takım avantajlarının olmasından dolayı her geçen gün kullanım alanları genişlemektedir[12]. Bu sistemlerin yaygın olarak kullanım avantajına sahip olmalarını sağlayan başlıca özellikleri şunlardır:

- Enerji sarfiyatında yaklaşık %50 düzeyinde tasarruf sağlama
- Kapladıkları taban alanını teşhir alanına oranının optimum olması
- Estetik görünüme sahip olma

- Tüketicilerin ilgisini çekerek daha fazla satış yaptıırma
- Ürönlere kolay erişim

Yukarıda sayılan avantajların yanı sıra açık soğutma kabinlerinin, cam kapılı dolaplara kıyasla daha fazla soğutma yüküne gereksinim duymaları dolayısıyla daha fazla enerji sarfiyatı gereksinimi başlıca dezavantajıdır. Bunun nedeni olarak çevresel dış ortam havası ile kabin içi ortamının ara yüzeyinde ısı geçişini engelleyecek şekilde sadece hava perde mekanizmasının bulunmasıdır. Ancak camlı soğutma kabinleri tüketiciler açısından cazibesi olmayan sistemlerdir.

Açık dolapların tasarımında geniş bir teşhir alanının olması, enerji tüketiminin minimum düzeyde tutulması ve uygun sıcaklık değerlerinde yiyeceklerin saklanması aranılan kriterlerdir[13]. Diğer taraftan soğutma amaçlı kullanılan bu sistemlerde performansın en üst düzeyde olması istenir. Performansı etkileyen başlıca kriterler şu şekilde sıralanabilir:

- Hava kaynağının ve dönüş ızgarasının boyutları
- Hava giriş jetinin genişliği ve uzunluğu
- Giriş havasının hız, sıcaklık ve nem oranı
- Çevresel havanın akış hızı
- Dış ortamın fiziksel durumu
- Jetteki ilk türbölans yoğunluğu

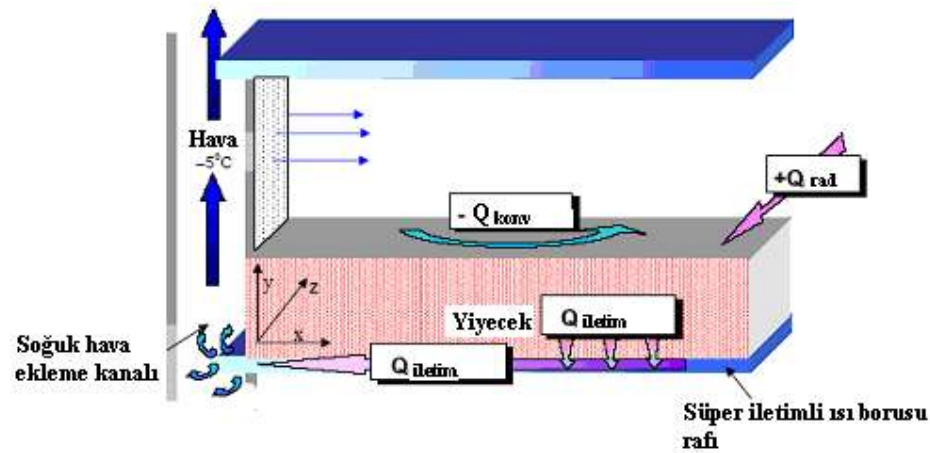
Sayılan bu performans kriterlerine bağılı olarak sistemin performansı değişim göstermektedir.

Süpermarketlerde kullanılan soğutma amaçlı açık teşhir dolaplarında yiyeceklerin belirli sıcaklıkta muhafaza edilmeleri için sistemin belirli bir soğutma yüküne sahip olması gerekir. Bu bağlamda termal ısı yüküne etki eden bir takım faktörler mevcuttur[5]. Bu faktörler ise ;

- Çevresel havanın yapmış olduğu sürüklenme etkisi
- Ürünlerin aydınlatılmasında kullanılan ışıklandırmalar
- İletim, taşınım ve radyasyonla ısı aktarımları
- Kabin içinden tüketiciler tarafından alınan ürünler ile görevliler tarafından konulan yeni ürünlerden kaynaklanan termal yük
- Fan ve buz çözücü aygıtlar

şeklinde sıralanabilir.

Ancak bu faktörler içerisinde en büyük ısı kaybının nedeni şüphesiz çevresel havanın sürüklenmesinden kaynaklanan ısı kaybıdır[14]. Bazı deneyler göstermektedir ki %75 oranında soğutma yükü gereksinimi, hava perdesinin tabi olduğu sürüklenme hareketinden kaynaklanmaktadır. Soğutma endüstrisi tarafından yapılan hesaplamalara göre ise bu oran yaklaşık olarak %90 seviyesindedir. Bu bağlamda hava perdelerinin özellikle enerji tüketiminde %50 düzeyinde bir enerji tasarrufu sağladığı tespit edildikten sonra hava perdelerinin soğutma amaçlı sistemlerde büyük rol oynamaya ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.



Şekil 2.3. Soğutma yükünü etkileyen başlıca ısı transfer mekanizmaları[2]

Yukarıda açıklandığı üzere kabinin soğutma yüküne etkileyen faktörlerden iletim, taşınım ve radyasyonla ısı transferleri Şekil 2.3’de gösterilmiştir. Bu tür ısı aktarımlarında kabinin yapımında kullanılan malzemeler büyük önem taşımaktadırlar. Çünkü kullanılan malzemeye göre iletimle ısı aktarımının olmadığı

üzerine varsayımların yapıldığı hesaplamalar mevcuttur. Genellikle bu sistemlerde duvarların iyi yalıtılmış sandviç panellerinden yapılmasından dolayı bu duvarlardan olan toplam ısı transferleri ihmal edilebilir. Ancak dış ortamın (oda) duvar ve tavan kısmı ile kabin içinde yer alan yiyecekler arasında radyasyonla ısı transferi mevcut hava perdesi ile engellenemez. Bunun ise minimize edilmesi yiyecek ambalajlarının özel malzemelerle -örneğin alüminyum- veya yansıtıcı kalkanların kullanılması ile mümkündür. Yan duvarlar ise mükemmel düzeyde yalıtıldığından bu yüzeylerden radyasyon ısı transferi söz konusu olamaz. Bu uygulamaların yapılması sonucunda kabin içi ile dış ortam (oda) arasındaki ısı transferi ihmal edilecek düzeye getirilebilir.

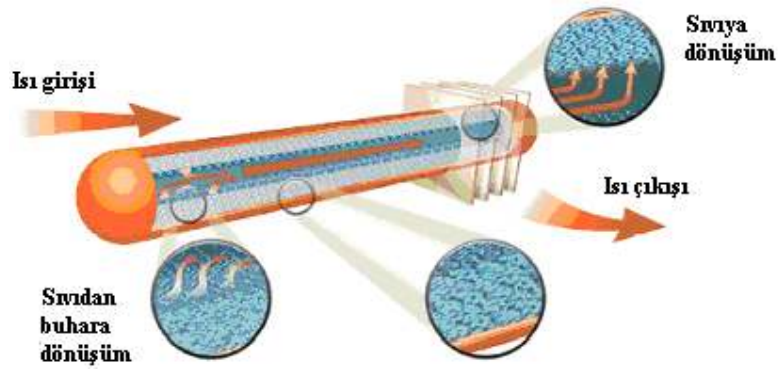
Soğutma kabinlerinde yaşanan bir durum ise soğutucu halkalar üzerindeki yoğunlaşma ve buna bağlı olarak donmanın gerçekleşmesidir[15]. Yüksek nem oranlarına sahip hava sürüklenmesi, buharlaştırıcı halka üzerinde donmayı hızlandırır[16]. Ve bu, istenmeyen bir durum olarak ortaya çıkar. Bu ise halkalardan olan ısı transfer miktarını azaltır ve buz çözme döngülerinin frekans ve sayısının artmasını gerektirir. Bundan dolayı çevresel ortam havasının soğutma amaçlı teşhir dolaplarına minimum düzeyde girmesinin sağlanması toplam sistem performansı ve verimin kritik değerde tutulmasını sağlar.

Soğutma sistemlerinde birden fazla sirkülasyon fanı bulunabilir. Fanlar uygun yerlere çeşitli açılarla konumlandırılabilirler. Soğutma sisteminde dış ortamdan alınarak fan yardımıyla buharlaştırıcı halkalara verilen hava belirli zaman periyotlarında soğutularak sisteme verilir. Bu sistemlerde mevcut bir zamanlayıcı tarafından aktive edilen soğutma ve buz çözme periyotları mevcuttur. Soğutma sonrasında buharlaştırıcı halkalar üzerinde oluşan buzların çözülmesi için belirli bir süre soğutma işlemine ara verilir[17]. Örneğin 10-11 saatlik bir zaman periyodunda soğutma yapan bir sistem yaklaşık yarım saatlik bir sürede çözülme işlemi yapmak kaydıyla çalışmasını sürdürür. Soğutma esnasında -30°C ila -35°C düzeyinde bir değere sahip hava dolaşırken, çözülme esnasında bu değer $+10^{\circ}\text{C}$ düzeyinde seyreder. Buna bağlı olarak bu periyotlar sonrasında kabin içerisindeki ürünlerin

sıcaklık değerlerinde hafif artışlar gözlemlenir. Buz çözme işlemi halkalar üzerinde oluşan halka üzerinde oluşan buzların durumuna göre gerçekleştirilebilir. Bu yöntemlerden birincisi soğutma sisteminde kompresör kapatılır ve fan yardımıyla dış ortamdan alınan hava halkalara verilir. İkinci yöntem ise halkaların yanına konumlandırılan ısıtıcılarla mevcut buzun çözülmesi sağlanır. Burada belirtilmesi gereken önemli bir nokta çevresel havadan kaynaklanan kabin içi nem oranı değişimi buharlaştırıcı halkalar üzerinde oluşan buz miktarını büyük ölçüde etkilemektedir. Bundan dolayı oluşan buzun çözülmesi için ekstra enerji ve zaman gereklidir.

Günümüzde ısı borulu mekanizmaların olduğu soğutma dolapları mevcuttur. Isı borularının bulunduğu raflar aynı anda hem ürünlerin teşhiri için hem de yiyeceklerden ısı çekilmesi amaçlı kullanılırlar. Bu mekanizmalar süper iletim sağlayan malzemeden imal edilirler ve bu mekanizmaların çalışması temel olarak soğutucu akışkanın faz değiştirmesi prensibine dayanır. Bu sistemlerin temel çalışma prensibi şu şekilde izah edilebilir. Süper iletim sağlayan raflarla temas halinde bulunan ürünler sıcaklıklarını kaybederek soğurlar. Böylece ürünlerden çekilen ısı, ısı borularında yer alan sıvı fazdaki akışkanın buhar haline geçmesini sağlar ve ürünlerden çekilen ısı akışkana verilmiş olur. Buhar haline geçen soğutucu akışkan ise kabinin alt kısmından soğuyarak hava kanalına verilen hava tarafından soğutularak mevcut ısıyı çekilir ve soğutucu akışkan tekrar sıvı faza geçerek doğal bir döngü oluşturulmuş olur. Soğutucu akışkanın buhar fazından sıvı faza geçmesini sağlamak için finli sistemlerde kullanılmaktadır. Finler vasıtasıyla akışkandan olan ısı transferi arttırılarak akışkanın faz değiştirmesi kolaylaştırılır.

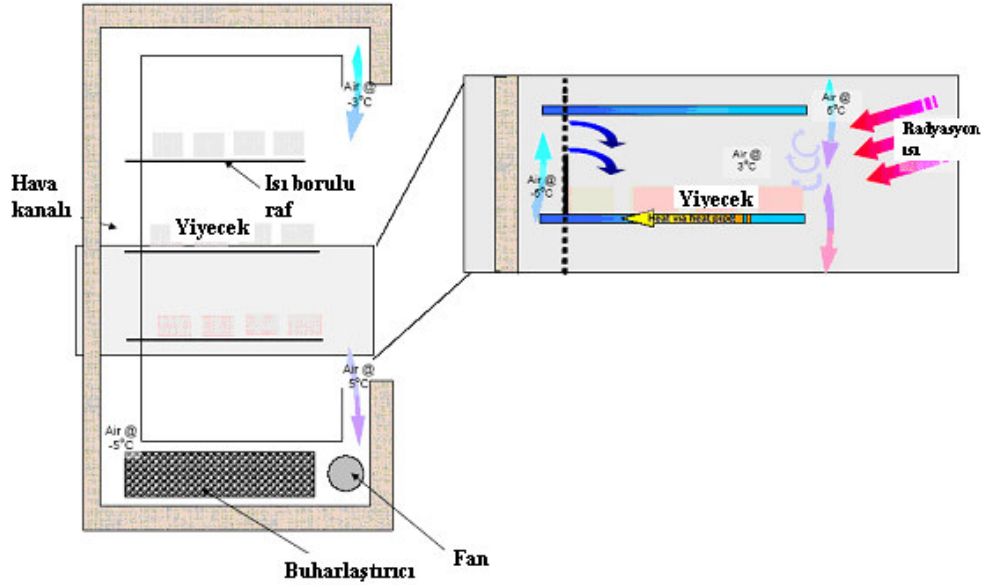
Tipik bir ısı borusunun çalışma prensibi Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Isı borusunun çalışma prensibi[2]

Şekilden de görüleceği üzere ısı borusunun sol tarafında sıvı halinde bulunan soğutucu akışkan, borunun sağ tarafına doğru ilerledikçe ısı alarak buhar fazına geçmektedir. Daha sonra buhar fazındaki akışkanın, finler yardımıyla soğutularak tekrar sıvı faza geçmesi sağlanır.

Şekil 2.5’de gösterilen sistem ele alınacak olursa, ısı borularının yer aldığı rafların paralel yerleşim düzeni görülmektedir. Dışardan emilen hava buharlaştırıcıdan geçerek -5°C düzeyinde bir sıcaklık değerine sahip olur. Arka plakadan kabin içerisine verilmesi ve basma menfezinden hava perdesini oluşturması amacıyla kanala verilen soğuk hava bir miktar ısınarak hava perdesini oluşturur. Bunun nedeni kanal içinde ilerleyen havanın ısı kazanması yani ısı borularından ısı çekerek soğutucu akışkanın sıvı faza geçmesini sağlamasıdır. -5°C sıcaklığındaki hava -3°C düzeyine düşerek akışını sürdürür.



Şekil 2.5. Isı borulu soğutma raflarının kabin içindeki yerleşim düzeni ve çalışma prensibi[2]

Isı borulu sistemlerin çalışma mekanizmasının tamamen doğal döngüye dayanması ve pompalama için ekstra enerji gerektirmemesi bir başka avantajıdır[2].

Hava perdeli sistemler üzerine çok çeşitli deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen bulguları ve varılan sonuçları şu şekilde sıralayabiliriz:

- 1- Hava girişinin olduğu noktadan aşağı doğru inildikçe hava perdesi ile ortam havasının ara yüzeyinde girdapların oluştuğu gözlemlenmiştir.
- 2- Hava perdesinin hava jet giriş kısmından aşağı doğru inildikçe genişlediği görülmüştür.
- 3- Hava perdesinin hareketini etkileyen başlıca boyutsuz parametreler Reynolds, Richardson ve Grashof sayılarıdır.
- 4- Reynolds sayısının artırılmasıyla yani Richardson sayısının azaltılması ile termal sürüklenmenin (α) yüzeyel olarak azaldığı görülmüştür.
- 5- Richardson sayısının artırılması hava perdesinin kalınlığında keskin bir düşüş ve toplam perde kalınlığında genel bir düşüşe neden olur.

6- Termal sürüklenmeden kaynaklanan enerji kaybı $\alpha \cdot Re$ büyüklüğü ile ifade edilir ki, bu değerin minimize edilmesi, Reynolds sayısının azaltılması yani Richardson sayısının arttırılması ile mümkündür. Bir başka deyişle hava perdesinden olan toplam enerji kaybının azaltılması için hava perdesinin Reynolds sayısının azaltılması gerekir.

7- Hava perdeleri kabine doğru olan sürüklenmeyi büyük ölçüde engellemektedir. Dikey bir soğutma dolabında çevresel havanın, dolabın ön kısmından içeri doğru süzülmesi durumunda ısı dengede değişiklikler görülür. İç ortamda ısı dengenin sağlanabilmesi, soğutma yükü ile çevresel ortam arasında bir veya daha fazla sayıda zorlanmış hava perdelerinin kullanılmasını gerektirir.

Hava perdeli sistemler üzerine yapılan sayısal çalışmalarda ise özellikle CFD uygulamalarının gayet etkili ve verimli yöntemler oldukları tespit edilmiştir.

CFD tekniği ile yapılan sayısal modellemelerde amaç hava perdelerinin en iyi konfigürasyona sahip şeklinin tespit edilmesi ile birlikte en iyi sistem performansının elde edilmesi ve enerji tüketiminin minimum düzeyde tutulmasıdır[18]. Bu konuda yapılan deneysel çalışmaların pahalı olması ve uzun zaman almasına karşılık, CFD simülasyonlarının daha hızlı sonuç vermesi ve ucuz olmalarından dolayı en iyi çözümlerdir.

Sayısal metodların akış modelini deneysel testlere oranla daha az zamanda ve daha az maliyetle tespit etmesi CFD simülasyonlarının çokça kullanılmasını sağlamıştır. CFD simülasyon sonuçlarının deneysel test sonuçlarına oldukça yakın olduğu görüldüğünden CFD ile yapılan modellemeler sıkça yapılır ve nihai doğrulama için deneysel testler yapılır[19].

CFD simülasyonu ile modellenen bir sistemde mevcut sıcaklık dağılımı ve hız bileşenlerinin vektörel olarak gösterilmesi mümkün olmaktadır. CFD simülasyonlarında dış ortam sıcaklığı, jetten verilen hava giriş hızı ve sıcaklığı parametrelerinin değiştirilmesi ile çeşitli durumlar için sonuçlar elde edilebilir.

CFD ile yapılan simulasyonlarda mevcut sisteme göre sayısal bir bölgenin tanımlanması gerekir. Bu bölgede kabinin kapladığı hacim ile dış ortam arasında gerçekleşen etkileşim alanının da belirlenmesi gerekir. Soğutma sistemi ve etkileşimin olduğu alan grid yapıları ile belirlenir. Grid yapılarının belirlenmesi x, y ve z yönlerinde istenilen grid sayısı kadar yapılabilir. Ancak belirlenen grid sayısının optimum değerde seçilmesi gerekir. Aksi takdirde problem çözümünde istenen hassasiyet elde edilemez. Bunun yanı sıra kabin içinde yer alan yiyecek sıcaklıklarının tespiti için sınır şartlarının belirtilmesi zorunludur. Temelde bahsi geçen sınır şartları yalıtılmış duvarlar, soğutucu halkaya ait alt duvar (taban) ve açık üst kısım sınır şartlarıdır.

3. TEORİK MODEL VE FORMÜLASYONU

Bu bölümde problemin tanımı, fiziksel model, problemle ilgili çeşitli varsayımlar, kullanılan koordinat sistemi ve hesaplama bölgesi ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Isı, sadece iki yer arasında bir sıcaklık farkı varolduğunda transfer edilir. Konveksiyon, gazların veya sıvıların hareketlerinden oluşan ısı transferi şeklidir. Isı, sıcaklığı daha yüksek bir cismin yüzeyine bitişik olan havaya transfer edilir. Sonra bu sıcak hava, çevrenin daha soğuk havasından şimdi daha az yoğun (daha hafif) olduğundan, dikey olarak yukarı hareket eder. Böylece hava, alan boyunca sürekli dolaşır. Konveksiyonun bu şekline doğal konveksiyon denilir. Çünkü akışkan, yoğunluk farkları tarafından oluşturulmuş doğal kaldırma kuvvetleri ile hareket eder. Doğal konveksiyon etkileri sayesinde meydana gelen akışkan hareketinin miktarı, genelde çok düşük olduğundan dolayı ısı transferi miktarı da düşük olmaktadır. Akışkan hareketinin ve ısı transferinin miktarı, gazlar için bir fan kullanılarak arttırılabilir. Buna zorlanmış konveksiyon denir. Doğal ve zorlanmış konveksiyon arasındaki fark, doğal konveksiyon akışında kaldırma kuvvetlerinin hava hareketindeki etkinliğidir. Türbülanslı akışta artan karışım, laminar akışa göre daha büyük sürtünme ve konveksiyon katsayılarına sahiptir.

Soğutma kabinleri için iç ve dış ortamı birbirinden ayırmak için belirli hızda ve sıcaklıkta jetten verilen hava ile oluşturulan akışı karakterize eden başlıca parametreler Reynolds sayısı, Richardson sayısı ve Grashof sayısıdır. Bu fiziksel parametreleri kısaca şu şekilde tanımlayabiliriz.

Reynolds Sayısı: Eylemsizlik kuvvetleri ile viskozite arasındaki ilişkiyi gösteren ve akış cinsini laminar, türbülanslı veya geçişli akışlar olarak belirlenmesinde kullanılan fiziksel parametredir[3].

Richardson Sayısı: Richardson sayısı bir akışın türbülans viskozitesini kontrol eden bir parametredir. Richardson sayısının pozitif değerleri için akış kararlıdır ve negatif Ri sayıları için akışta türbülansın etkisi büyüktür[3].

Bir başka deyişle Richardson sayısı doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyon içindeki nisbi büyüklüğünün belirlenmesinde kriter olarak kullanılır. $Ri = (Gr/Re^2) \approx 1$ olduğu durumda doğal ve zorlanmış konveksiyon etkileri yakın şiddette olduğu için karışık konveksiyon söz konusudur.

Grashof Sayısı: Reynolds sayısının zorlanmış konveksiyondaki oynadığı rolü, doğal konveksiyonda Grashof sayısı oynar. Yani; akışın turbülent yada laminar olmasındaki temel kriter Grashof sayısıdır[3].

$(Gr / Re^2) \approx 1$ olduğunda karışık konveksiyon kabul edilmelidir. $(Gr / Re^2) \ll 1$ ise doğal konveksiyon etkileri ihmal edilebilir ve $Nu = f(Re, Pr)$; $(Gr / Re^2) \gg 1$ ise zorlanmış konveksiyon etkileri ihmal edilebilir ve $Nu = f(Gr, Pr)$ olur .

Bu parametrelerin matematiksel formülasyonları aşağıda belirtilen şekilleriyle ifade edilir.

$$Re = \frac{V_{jet} \cdot \rho_{jet} \cdot H}{\mu_{jet}} \quad (3.1)$$

$$Ri = \frac{(\rho_{\text{çevre}} - \rho_{jet}) \cdot g \cdot H}{\rho_{\text{çevre}} \cdot V_{jet}^2} \quad (3.2)$$

$$Gr = Re^2 \cdot Ri = \frac{(\rho_{\text{çevre}} - \rho_{jet}) \cdot g \cdot H^3}{\rho_{\text{çevre}} \cdot (\mu_{jet} / \rho_{jet})^2} \quad (3.3)$$

Bu formülasyonlarda ,

V_{jet} = Hava perdesinin başlangıç noktasındaki ortalama hava hızı (m/s)

H = Hava perdesinin genişliği (mm) - x ekseni yönünde-

g = Yerçekim ivmesi (m/s^2)

ρ = Yoğunluk (kg/m^3)

μ = Vizkozite ($kg/m.s$)

olarak temsil edilmiştir.

Daha öncede belirtildiği üzere soğutma amaçlı kullanılan sistemlerin açık kısmında oluşturulan hava perdeleri üzerinde çeşitli dalgalanmalar oluşur. Hava perdesi ile dış ortam havası (sıcak) arasında termal sürüklenme oluşur[3]. Akış stilinde gerçekleşen termal sürüklenme şu bağıntı ile ifade edilebilir:

$$\alpha = \frac{T_{iç yüzey} - T_{jet}}{T_{çevre} - T_{jet}} \quad (3.4)$$

Termal sürüklenmenin olmaması için $T_{iç yüzey} = T_{jet}$ olmalıdır ki bu durumda $\alpha = 0$ olur. Bu durumda hava perdesinde hiç sürüklenme yoktur ve fiziksel olarak bu mümkün değildir. Hava perdesine doğru oluşan sürüklenme miktarı artarsa α artar ve α maksimum değeri $T_{iç yüzey} = T_{çevre}$ olması halinde alır ki, bu durumda dolabın içindeki hava ile ortam havasının sıcaklığı eşit olur.

Hava sürüklenmesinden dolayı oluşan net termal enerji kaybı (E) birim soğutma dolabı boyuna karşılık ve gereken soğutma gücü;

$$E = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

ile ifade edilir[3]. Burada $\dot{m}$ kütleli debiyi ifade etmektedir.

ΔT ise $T_{iç yüzey} - T_{jet}$ sıcaklık farkına eşittir.

Net termal enerji kaybı şu şekilde de ifade edilebilir:

$$E = (Re \cdot \mu) \cdot C_p \cdot \alpha (T_{çevre} - T_{jet}) \quad (3.6)$$

Bağıntıda yer alan C_p , μ ve $(T_{çevre} - T_{jet})$ fiziksel parametreleri yaklaşık olarak sabittir.

Soğutma amaçlı kullanılan bir sistemdeki toplam soğutma gücü ve hava perdesinin verimi şu bağıntılar ile ifade edilir:

Toplam Soğutma Gücü = Kabin içi soğutma yükünden olan dışarı yönlü ısı akısı + Dış ortamdan kabin içine doğru süzelen ısı akısı

Hava Perdesi Verimi = Kabin içi mevcut soğutma yükünden dışarı olan ısı transfer miktarı/ Toplam soğutma yükü [7].

3.1. Problemin Tanımı

Bu tez çalışması kapsamında özellikle perakende satış yapan süpermarketlerde satış ve teşhir amaçlı kullanılan dikey geometrili bir soğutma kabininin sayısal analizi yapılmıştır. Bu sayısal analiz yapılırken de soğutma kabininin iç kısmı, ortamlara ara yüzey ve dış ortamdaki vektörel akışkan hareketi ve akışkanın sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Soğutma kabinin fiziksel boyutları yükseklik (H), genişlik (W) ve hava perdesi açıklığı (K) olarak belirlenmiştir. Kabin içi ve dış ortamı birbirinden ayıran hava perdesini oluşturan, yani fandan jet şeklinde verilen havanın sıcaklığı (T_{jet}) ve hızı (V_{jet}) değerleri mevcuttur. Hava perdesinden dolayı dış ortamlarla etkileşim sonrasında dış ortamdaki hareketin incelenmesi için açık alan tanımlanmıştır. Bu alanı tanımlayan sınırların sıcaklık değerleri T_{or} (ortam sıcaklığı) olarak alınmıştır.

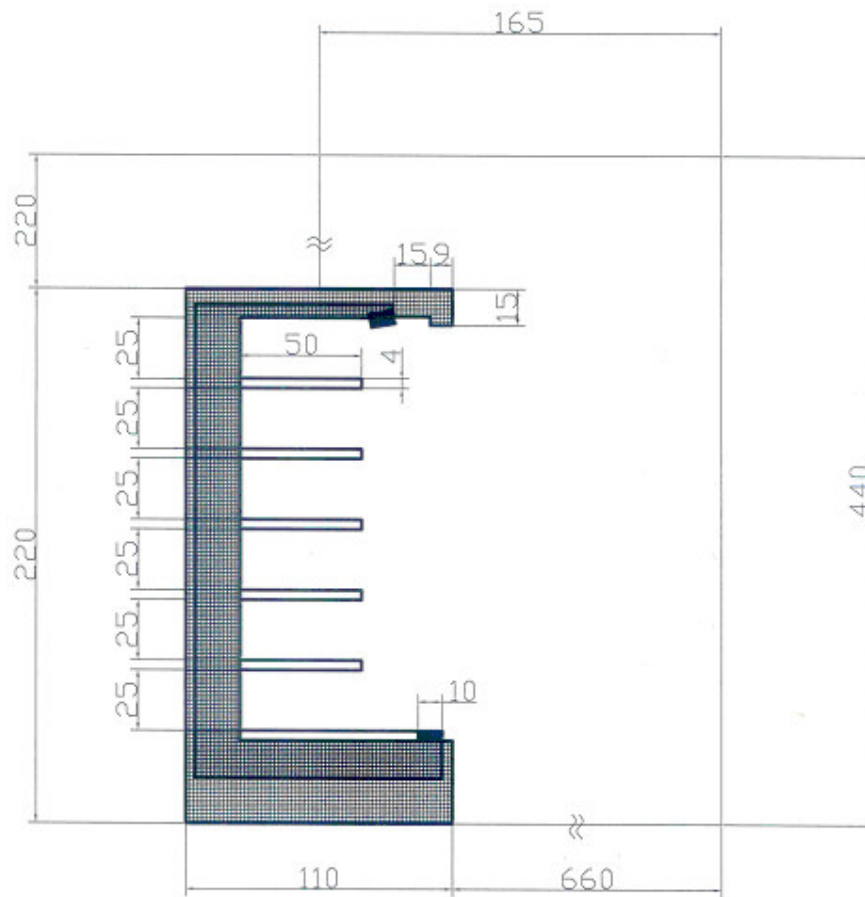
3.1.1. Varsayımlar

Sayısal olarak incelenen problemin çözüm alanı içindeki hava hareketi, karışık konveksiyon durumları ile incelenmiştir. Soğutma kabininin iç kısım yüzeyleri ile dış yüzeyleri ve sıcaklık değerleri mevcut olmayan tüm yüzeyleri yalıtılmış olarak kabul edilmiştir. Dış ortamdaki hava ile etkileşimin incelendiği kısımdaki zemin yalıtılmış olup u, v hız bileşenleri sıfır kabul edilmiştir. Ortamdaki nem oranının sabit olduğu kabul edilmiştir.

Ayrıca hava girişinin de sabit sıcaklıkta (T_{in}) ve sabit hızda (V_{jet}) jetten verildiği kabul edilmiştir. Kinematik viskozite (ν) ve Prandtl sayısı (Pr) gibi akışkan özellikleri, alana giriş sıcaklığı için sabit kabul edilmiştir. İdeal gaz olarak, yoğunluk (ρ) sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak değişken kabul edilmiştir.

3.1.2. Fizijski model

Tez kapsamında yapılan bu çalışmada ilk olarak literatürde yer alan mevcut deneysel çalışmadaki soğutma kabini ele alınarak sayısal yöntemle analizi yapılacaktır. Literatürde Chen ve Yuan'ın yapmış olduğu çalışmadaki soğutma kabininin iki boyutlu kesiti, Şekil 3.1'de görülmektedir[20].



Şekil 3.1. İncelenen soğutma kabininin iki boyutlu kesiti

Sayısal analizin deneysel çalışma ile uygunluğunun tespiti için gözönüne alınan mevcut soğutma kabinindeki boyutlar;

H (yükseklik) : 220 cm

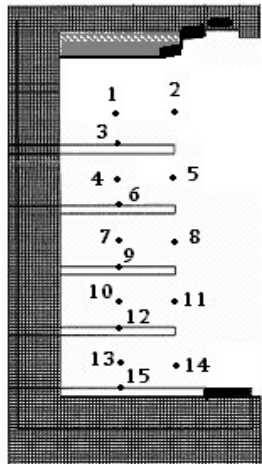
W (genişlik) : 110 cm

K (perde yüksekliği) : 167 cm

şeklindedir.

Ayrıca sayısal analizde soğutma kabin bölgesi ve dış ortamda oluşan sıcaklık ve hız değerlerinin incelenmesi için x eksen yönünde 6,6 m. ve y eksen yönünde 2,2 m. uzunluğunda serbest bölge ele alınmıştır.

Sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uygunluğunun tespitinden sonra aynı boyut ve raf düzenine sahip soğutma kabini için üç adet giriş menfezi ile iki adet emme menfezi modellenerek tek, iki ve üç jetli sistemler için sayısal analiz yapılmıştır. Tek, iki ve üç jetli durumlar çeşitli şekillerde aktive edilerek yapılan sayısal analizde kullanılan soğutma kabini Şekil 3.2’de görülmektedir. Ayrıca kabinde on beş adet nokta seçilerek sayısal analiz kapsamında bu noktalardaki sıcaklık dağılımları incelenmiştir.



Şekil 3.2. Sayısal analizde kullanılan fiziksel model ve incelenen sıcaklık noktaları

Soğutma kabininin jet kısmından verilen hava ile emme menfezinden alınan havanın kütleli debi korunumu söz konusudur. Bu bağlamda şu şekilde bir korunum denklemi yazılabilir:

$$\dot{m}_{jet} = \dot{m}_{emme} \quad (3.7)$$

$$\rho_{jet} \cdot A_{jet} \cdot V_{jet} = \rho_{emme} \cdot A_{emme} \cdot V_{emme} \quad (3.8)$$

burada ,

$A_{jet} = A_{emme}$ olduğundan eşitlik

$$\rho_{jet} \cdot V_{jet} = \rho_{emme} \cdot V_{emme} \quad (3.9)$$

halini alır.

Jetten verilen hava ile emme menfezinden alınan havanın yoğunlukları bilindiğinden

V_{emme} değeri ,

$$V_{emme} = \frac{\rho_{jet} \cdot V_{jet}}{\rho_{emme}} \quad (3.10)$$

denklemden elde edilebilir.

Burada ρ_{emme} değeri, $T_{emme} = (T_{jet} + T_{ortam}) / 2$ sıcaklık değerinde alınmıştır.

3.2. Kullanılan Koordinat Sistemi ve Hesaplama Bölgesi

Sayısal analizde iki boyutlu koordinat sistemi (x-y) kullanılmıştır. Problem alanında x eksen yönünde 70 hücre, y eksen yönünde 77 hücre alınarak fiziksel modelin incelenmesi yapılmıştır. Ayrıca x eksen yönünde alınan 6,6 m. ve y eksen yönünde alınan 2,2 m. uzunluğundaki açık alan tanımlaması ile ortam havasındaki hareket ve sıcaklık dağılımı detaylı incelenmiştir.

3.3. Matematiksel Model

Problemi tanımlayan matematiksel denklemler belirli sınır şartları kullanılarak modellenmiş ve çözülmüştür. Bununla ilgili açıklamalar aşağıda verilmiştir.

3.3.1. Genel denklemler

Bu çalışmada, kapalı alandaki karışık konveksiyon ile ısı transferi ve akışkan akışı, sürekli şartlarda kütlenin korunumu, türbülanslı akışta momentumun korunumu, türbülanslı akışta enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri kullanılarak üç boyutlu şekilde ifade edilmiştir.

Kütlenin korunumu denklemi

Kararlı ve üç boyutlu bir akış için kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir[5]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.11)$$

Burada u, x yönündeki hızı; v, y yönündeki hızı; w, z yönündeki hızı temsil etmektedir.

Türbülanslı akışta momentum korunumu denklemi

Kararlı ve üç boyutlu bir akış için türbülanslı momentum denklemleri aşağıdaki şekillerde ifade edilir[5]:

x-yönündeki türbülanslı akışta momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u w) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z}\right) + S_u \end{aligned} \quad (3.12)$$

y-yönündeki türbülanslı akışta momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v w) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z}\right) + S_v \end{aligned} \quad (3.13)$$

z-yönündeki türbülanslı akışta momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u w) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v w) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w w) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z}\right) + S_w \end{aligned} \quad (3.14)$$

S_u , S_v , S_w kaynak terimleri aşağıdaki şekillerde ifade edilir:

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial x}\right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.15)$$

$$S_v = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial y}\right) - \frac{\partial P}{\partial y} - g(\rho - \rho_{ref}) \quad (3.16)$$

$$S_w = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (3.17)$$

Burada, g yerçekimi ivmesi, ρ_{ref} referans yoğunluk ve μ_{ef} etkili dinamik viskozitedir. Denklemdaki $g(\rho - \rho_{ref})$ terimi, fiziksel olarak yoğunluğa bağlı

kaldırma kuvvetidir ve akışkanın yoğunluk değişimi nedeniyle ivmelenmesini gösterir.

Türbülanslı akış enerji denklemi

Kararlı ve üç boyutlu bir akış için türbülanslı enerji denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w T) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial z}\right) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Yukarıda verilen denklem sistemin çözümü için μ_{ef} (etkili dinamik viskozite) ve Γ_{ef} (etkili değişim katsayısı) tanımlanmalıdır. Bu ise k-ε türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir. Bölüm 3.4’de k-ε türbülans modeli ile ilgili detaylı bilgi verilmiştir. Burada ise bu metodun uygulanması neticesinde çözülmesi gereken ilave denklemler olarak türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, denklem setini tamamlamak amacıyla aşağıda sunulmuştur.

Türbülans kinetik enerjisi denklemi

Kararlı ve üç boyutlu bir akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir[21]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u k) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v k) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w k) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z}\right) + G_K + G_B - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (3.19)$$

Burada, σ_k türbülans model sabiti, G_K kayma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranı ve G_B kaldırma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranıdır.

G_K ve G_B terimleri aşağıdaki şekillerde ifade edilir:

$$G_K = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (3.20)$$

$$G_B = -g \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial y} \quad (3.21)$$

Burada μ_t türbülans viskozitesi, σ_t ise türbülanslı Prandtl sayıdır.

Türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemi

Kararlı ve üç boyutlu bir akış için türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı (ϵ) denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir[21]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \epsilon) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \epsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) &+ \frac{\epsilon}{k} [C_{1\epsilon} G_K + C_{3\epsilon} G_B - \rho C_{2\epsilon} \epsilon] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Burada, $\sigma_\epsilon, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$ türbülans model sabitleridir.

3.4. k-ε Türbülans Modeli

Standart k-ε modeli (Launder ve Spalding, 1974), ortalama akış ve difüzyon sayesinde türbülans özelliklerinin geçiş etkilerine, türbülansın üretimi ve yok edilmesine izin veren bir türbülans modelidir. Biri türbülans kinetik enerjisi k , diğeri türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı ε olmak üzere iki geçiş denklemi (kısmi diferansiyel denklemler) çözülür.

Bu modelin altında yatan kabul, μ_t türbülans viskozitesinin izotropik olduğu, başka deyişle ortalama deformasyon oranı ve Reynolds gerilmesi arasındaki oranın tüm yönlerde aynı olduğudur. Bu kabul, birçok değişik akış durumunda hatalı sonuçlar verebilir. Bunu önleyebilmek için Reynolds gerilmelerini içeren taşınım denklemlerini türetmek ve bütün terimleri çözmek gerekir. Momentum denklemlerinde görünen Reynolds gerilmeleri, fiziksel olarak, türbülanslı hız salınımlarının bir sonucu olarak ortaya çıkan konvektif momentum değişimlerinden dolaydır. Her bir Reynolds gerilmesi için bir tane olarak altı geçiş denklemi; difüzyon, basınç gerilmesi ve yayılım terimlerini içerir.

Bu model, viskoz etkilerin baskın olduğu duvarlara yakın bölgelerde sadece tam türbülanslı akışlar için uygulanabilir ve genellikle duvar sınır şartlarının duvardan yeterli derecede uzak noktalara transfer edildiği duvar fonksiyonları ile birlikte kullanılır. Bunu yapmak için duvarın logaritmik kanunu yaygın olarak kullanılmaktadır. Duvarın logaritmik kanunu Bölüm 3.5. Sınır Şartları bölümünde açıklanmıştır. Kendi başına k-ε modeli, yerel Reynolds sayısının büyük olmadığı katı sınırların yakınında geçerli değildir.

k ve ε için model denklemleri, değişim yayılım teriminin etkisiyle eliptiktir. Sınır şartları kullanıldığında; giriş için k ve ε' nun dağılımları verilmelidir. Çıkış yada simetri ekseninde $\partial k / \partial n = 0$ ve $\partial \varepsilon / \partial n = 0$; serbest akış için $k=0$ ve $\varepsilon=0$ alınır. Katı duvarlarda ise yaklaşım, Reynolds sayısına bağlıdır.

k-ε modelinin avantajları; en basit, iyi bir performansa sahip ve en yaygın olarak geçerli model olmasıdır. Dezavantajları ise; bazı sınırlanmış akışlar, büyük gerilmeli akışlar, dönen akışlar ve dairesel olmayan kanallarda tam gelişmiş akışlar gibi önemli durumların değişiminde kötü performansa sahip olmasıdır.

3.4.1. Türbülans model denklemleri

Bölüm 3.3’de sunulan denklemlerde k-ε türbülans modeli ile ilgili bazı tanımlamalar yapılmıştır. Bu bölümde bu yeni tanımlanan büyüklükler için standart k-ε türbülans modeline göre denklemler sunulmuştur.

Türbülans viskozitesi denklemi aşağıda verilmiştir :

$$\mu_{ef} = \mu_t + \mu \quad (3.23)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.24)$$

$$\Gamma_{ef} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{\mu}{Pr} \quad (3.25)$$

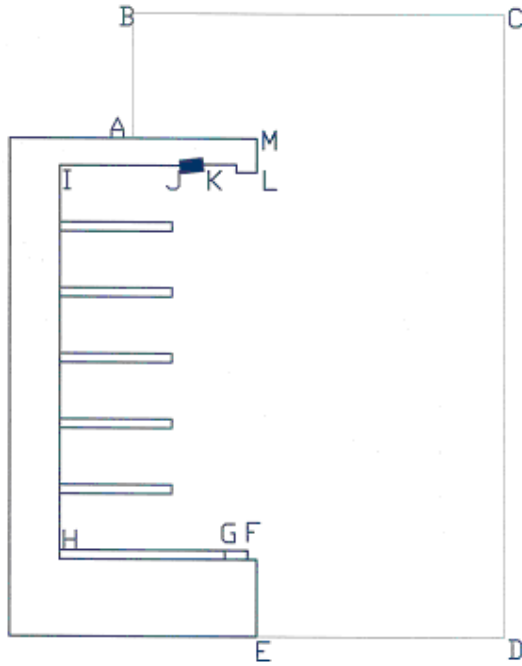
Burada, μ_t türbülans viskozitesi, μ laminar viskozite ρ akışkan yoğunluğu, C_μ türbülans model sabiti, Γ_{ef} etkili değişim katsayısı, Pr Prandtl sayısı, σ_t türbülanslı Prandtl sayısıdır. Türbülans model sabitleri ve değerleri şu şekildedir:

$$\begin{aligned} \sigma_t = 1.00; \quad C_\mu = 0.09; \quad \sigma_k = 1.00; \quad \sigma_\varepsilon = 1.314; \quad C_{1\varepsilon} = 1.44; \\ C_{2\varepsilon} = 1.92; \quad C_{3\varepsilon} = 1.00 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Burada, $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ türbülans model sabitleridir.

3.5. Sınır Şartları

Soğutma kabini ile ilgili mevcut sınır şartları problemin fiziksel olarak tanımlanmasına olanak sağlayan parametrelerdir. Sınır şartlarının tanımlanması için soğutma kabininin iç ve dış yüzeyleri ile çözüm alanı Şekil 3.3’de görüleceği üzere alfabetik olarak ifade edilmiştir. Bu haliyle soğutma kabininin iki boyutlu kesiti Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3. Soğutma kabinindeki sınır şartlarının tanımlandığı kısımlar

Bu şekle göre kabin ve çözüm alanı on üç kısımdan oluşmak kaydıyla ilgili sınır şartları harfler vasıtasıyla konumlandırılarak belirlenmiştir.

İncelenen soğutma kabininin yalıtılmış iç duvarları, kabinin dış duvar yüzeyleri, jet ve emme menfezleri ve problemin incelendiği çözüm alanının sınırları ile ilgili mevcut sınır şartları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Soğutma kabininde tanımlanan sınır şartları

Bölüm	T	u	v	P
AB	$T = T_{or}$	0	0	0
BC	$T = T_{or}$	0	0	0
CD	$T = T_{or}$	0	0	0
DE	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
EF	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
FG	$\partial T / \partial y = 0$	0	V_{em}	0
GH	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
HI	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
IJ	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
JK	$T = T_{jet}$	U_{in}	V_{in}	0
KL	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
LM	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
MA	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-

Çizelgeden görüleceği üzere on üç farklı kısım için üç farklı parametre göz önüne alınarak tablo oluşturulmuştur. Burada yer alan parametreler sıcaklık (T), hız bileşenleri (u,v) ve basınç (p) tır.

Uygun giriş ve çıkış sınır şartları kullanılarak, kütlenin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı denklemlerindeki hız, basınç, sıcaklık, kinetik enerji ve yayılım oranı bilinmeyenleri çözülebilir. Aşağıda, çözümlerde uygulanan sınır şartları sıralanmıştır.

1. iç ve dış duvar sınır şartı
2. açık alan sınır şartı
3. jet ve emme menfez sınır şartı

İç ve dış duvar sınır şartı

Soğutma kabininin iç ve dış yüzeylerinin yalıtılmış olarak kabul edildiği yukarıdaki bölümde belirtilmişti. Bu bağlamda bu yüzeylerdeki sıcaklık tanımlaması ise $\partial T / \partial x = 0$ ve $\partial T / \partial y = 0$ şeklindedir. Ayrıca bu yüzeylerdeki akışkan hız bileşenleri (u, v) sıfırdır. Zemin yüzeyinde ise hız bileşenleri(u,v) sıfır olup, yüzey yalıtılmış olduğundan $\partial T / \partial y = 0$ olarak ifade edilebilir.

Katı duvara dik koordinat yönü y ise, $30 < y^+ < 500$ aralığında düz bir duvara yakın türbülanslı bölge olan logaritmik tabakada ölçülen ortalama akış için, log-law yada duvarın kanunu denilen genel bir formül aşağıda gösterilmiştir[21]:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.27)$$

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (3.28)$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{\kappa y} \quad (2.23) \quad (3.29)$$

Burada, u^+ boyutsuz duvar hızı, u_τ sürtünme hızı, κ von Karman sabiti olan 0,41 değeri, E duvar pürüzlülük parametresi olan 8,6 değeri ve y^+ boyutsuz duvara olan mesafedir. u^+ ve y^+ arasındaki logaritmik bağıntıdan dolayı, formüle log-law denilmiştir. u_τ , τ_w ve y^+ , aşağıdaki formüllerle tanımlanabilir:

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.30)$$

$$\tau_w = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_w \quad (3.31)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.32)$$

Burada, τ_w duvar kayma gerilmesi, μ akışkan dinamik viskozitesi, y duvara en yakın dik uzaklık ve ν ise moleküler kinematik viskozitedir. $0 \leq y^+ \leq 30$ aralığında, ortalama akış yaklaşık lineerdir ve bu kısım viskoz alt tabakadır ($u^+ = y^+$).

Duvar yüzeylerinin üzerindeki hızların, türbülans kinetik enerjisinin ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranının hesabı için logaritmik kanun duvar fonksiyonu kullanılmıştır.

Açık alan sınır şartı

Problemin çözümü için ele alınan açık alan yüzeylerinde akışkan hız bileşenleri (u , v) ve basınç değeri sıfırdır. Ayrıca belirlenen bu yüzeylerdeki akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığı (T_{or}) na eşittir.

Jet ve emme menfez sınır şartı

Jetten verilen havanın sıcaklık değeri ($T = T_{jet}$) ile hız değeri iki bileşenli (U_{in} , V_{in}) şeklindedir. Ayrıca jet kısmında basınç değeri sıfırdır.

Jetten verilen hava ile ilgili sınır şartında kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir:

$$k_{in} = 1.5 [(U_{in}^2 + V_{in}^2)^{1/2} \cdot T_i]^2 \quad (3.33)$$

$$\epsilon_{in} = C_\mu^{0.75} \cdot k_{in}^{3/2} / L_\epsilon \quad (3.34)$$

$$L_\epsilon = 0.007 b \quad (3.35)$$

Burada, k_{in} giriş şartında türbülans kinetik enerjisi, T_i giriş şartında türbülans yoğunluğu, ϵ_{in} giriş şartında türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı, C_μ türbülans model sabiti, L_ϵ karakteristik uzunluk ve b giriş menfezi genişliğidir.

Emme menfezinde ise tanımlanan hız değeri V_{em} olarak tanımlanmakla beraber bu değer ortalama ortam sıcaklığına bağlı olarak jetten verilen havanın kütleli debisi gözönüne alınarak kütleli korunumu denklemi esas alınarak hesaplanmaktadır. Yalnızca -y yönünde bir hava hareketi mevcut olup, burada basınç değeri sıfırdır.

4. SAYISAL AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

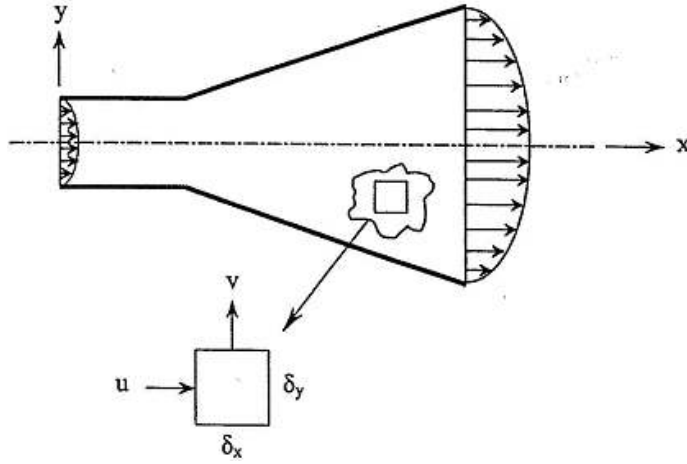
Isı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği uygulamaları ve kimyasal reaksiyonlar mühendislikte, doğal çevrede ve canlıların bünyesinde sıkça görülür. Bunlar:

- Enerji üretim tesisleri
- Kimya ve metalurji sanayi
- Uçaklar ve roketler
- Elektrik aletleri ve hava kirliliği
- Fırınlr, ısı değıştiriciler ve kondenserler

Bu konulardaki problemlerin çözölmesi, araştırılması ve geliştirilmesi sayısal metotla yapılabilir. Sayısal metot her türlü denklemleri çözmek için uygulanabilir. Karmaşık fiziksel olaylar ve bunların zamanla gelişimi incelenebilir. Çözüm bulunmasında bilgisayarlardan faydalanılır. Ancak bazı durumlarda pahalı bir yöntemdir ve sonuçlar bir miktar hata içerir. Sınır şartları uygulamada zorluklar görülür.

4.1. Problem Tanımında Kullanılan Denklemler

- Sıkıştırılabilir
- Türbölanslı
- İki boyutlu



Şekil 4.1. İki boyutlu kontrol hacim

Mevcut kontrol için şu bağıntı yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \text{div} (\rho u \phi) - \text{div} (\Gamma \text{grad} \phi) = S \quad (4.1)$$

yukarıdaki denklem sadece kütle ve momentumun taşınmasını değil aynı zamanda enerjinin taşınmasını da temsil eder.

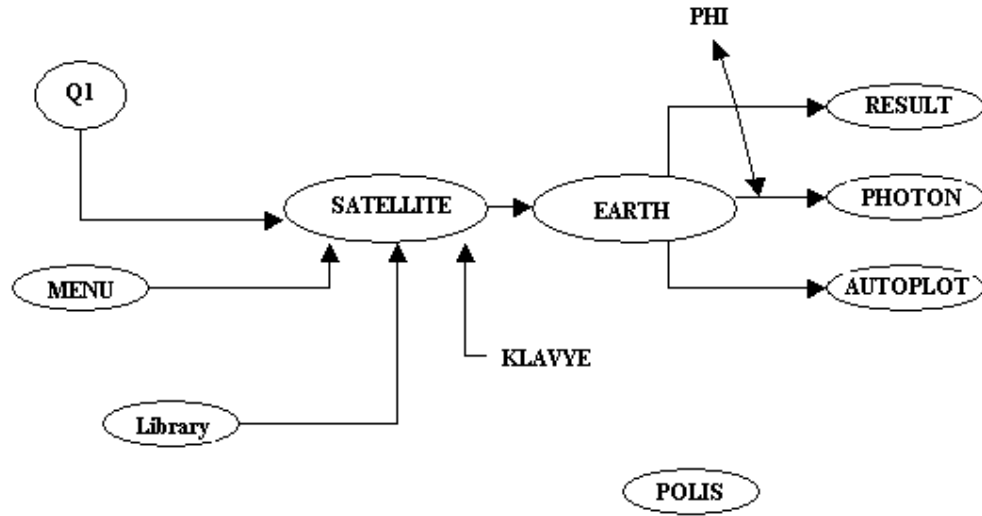
4.2. PHOENICS SAD Kodu

PHOENICS'in açılımı, Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series şeklindedir.

PHOENICS; lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemler setlerinin çözümlerine iteratif nümerik yaklaşımlar sağlar.

4.2.1. PHOENICS ana elemanları

PHOENICS paket programı üç ana eleman ve yardımcı elemanlardan oluşur.



Şekil 4.2. PHOENICS'in ana ve yardımcı eleman şeması

Satellite

Ön işlemci olarak görev yapar.

- Q1 kütüğüne verilmiş bilgileri okur.
- PHOENICS kütüphanesinden örnek problem seçer.
- Menü sistemini çalıştırarak problem tanımı yapar.
- Klavye üzerinden verilen komutları işler.
- Help ve komut tarama işlemleri yapar.

Earth (Ana işlemci)

Ana simülasyon yazılımını içermektedir. Yazılımda fiziksel kanunlarla ilgili parçalar, kullanılan nümerik metoda uygulanan bütün işlemlerle ilgili tüm FORTRAN kodlamasını içermektedir.

Genel olarak malzeme katı veya sıvı olabilir, tek veya çift fazlı olabilir, sıcaklıktan bağımsız veya ısı transferi içeriyor olabilir sıkıştırılabilir veya sıkıştırılmaz olabilir, viskoz olmayan veya viskoz akış olabilir, türbülanslı veya laminar olabilir.

Earth, satellite tarafından hazırlanan bütün kütüğü okur, istenilen hesaplamaları yapar. Hesaplamalar sonunda result ve PHI adında iki kütük oluşturur. PHI, post processor olan photon tarafından okunabilen formattadır.

Photon (post processor)

Son işlemcidir. Earth tarafından hazırlanan PHI data kütüğünü okur ve kullanıcıya interaktif olarak sonuçları sunar. Kullanıcının vereceği komutlara göre akış vektörlerini, sıcaklık dağılımlarını, problemin hücre yapısını gösterir.

Autoplot

Photona benzer olarak PHI kütüğünü okur, çizgi grafiklerinin oluşturulmasında kullanılır.

Q1 Kütüğü

PHOENICS'in en büyük özelliklerinden birisi geniş kapsamlı bir kütüphaneye sahip olmasıdır. Bu kütüphanede geniş kapsamlı mühendislik problemleri mevcuttur. Bu problemlerin hepsi aslında birer Q1 kütüğüdür. Satellite içindeki 'SEELIB' komutuyla bu örneklerle ulaşılır.

Q1 kütüğü 24 grup başlığı altında toplanmıştır. Her grubun özel bir amacı vardır. Bu kütüğün yazıldığı dil İngilizce'ye çok benzemektedir ve birçok hazır komuttan oluşmaktadır.

Model Q1 Kütüğü

TALK=T;RUN(l,1)

- GROUP 1. Run title and other preliminaries
- GROUP 2. Transience; time-step specification
- GROUP 3. X-direction grid specification
- GROUP 4. Y-direction grid specification
- GROUP 5. Z-direction grid specification
- GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion
- GROUP 7. Variables stored, solved & named
- GROUP 8. Terms (in differential equations) & devices
- GROUP 9. Properties of the medium (or media)
- GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties
- GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields
- GROUP 12. Convection and diffusion adjustments
- GROUP 13. Boundary conditions and special sources
- GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=. TRUE.
- GROUP 15. Termination of sweeps
- GROUP 16. Termination of iterations
- GROUP 17. Under-relaxation devices
- GROUP 18. Limits on variables or increments to them
- GROUP 19. Data communicated by satellite to GROUND
- GROUP 20. Preliminary print-out
- GROUP 21. Print-out of variables
- GROUP 22. Spot-value print-out
- GROUP 23. Field print-out and plot control
- GROUP 24. Dumps for restarts
- STOP

Q1 kütüğü şu bilgileri içerir

1. Problemi tanımlayan başlık
2. Problemin geometrisi ve hücre yapısı (computational grid)

3. Çözümü elde edilmesi istenen bağımlı değişkenler
4. Her değişken için çözülmesi istenen denklemin biçimi
5. Uygulanması istenen nümerik çözüm metodu
6. Ortamın termodinamik ve fiziksel özellikleri
7. İlk iterasyon için bağımlı değişkenlerin kabul edilen dağılımları
8. Problemin sınır şartları
9. Çözüm kontrolünde kullanılan parametreler
10. Nasıl bir çıktı istenildiği

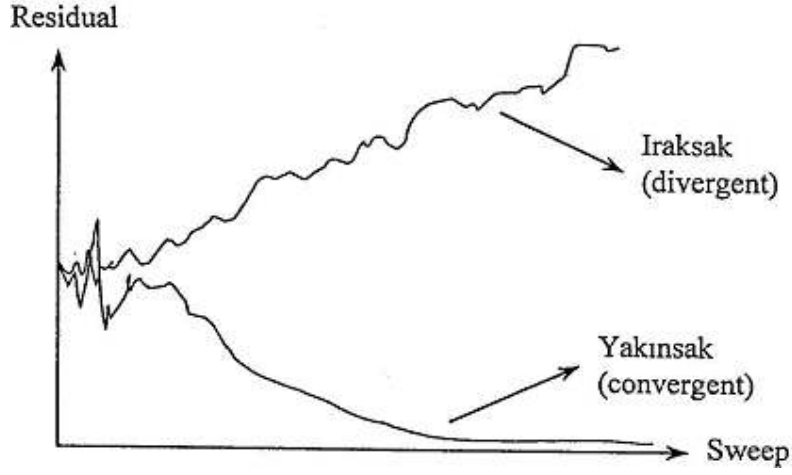
4.3. SAD Çözümlerinin ve Sonuçlarının Doğruluğunun ve Geçerliliğinin Kontrolü

Sayısal akışkanlar dinamiği metodu kullanılarak birçok nümerik çözüm elde etmek mümkündür. Çok kısa sürede belirli problemlerinin çözümlerine ulaşmak mümkündür. Fakat çözümlerin ve sonuçların gerçek fiziksel olaya ve fizik kanunlarına uygun olması gerekmektedir. Birçok çözüm bundan dolayı hiçbir işe yaramaz ve problem yeniden defalarca programa tanıtılarak, tanımlamalar değiştirilerek ve kullanılan SAD kodunun içerdiği çözüm teknikleri ve değişkenleri tekrar tekrar ince ayarlardan geçirilerek problemin daha gerçekçi çözümleri elde edilmeye çalışılır. Elde edilen sonuçların geçerliliğinin kontrolü için beş ana sorunun cevaplanması gerekir.

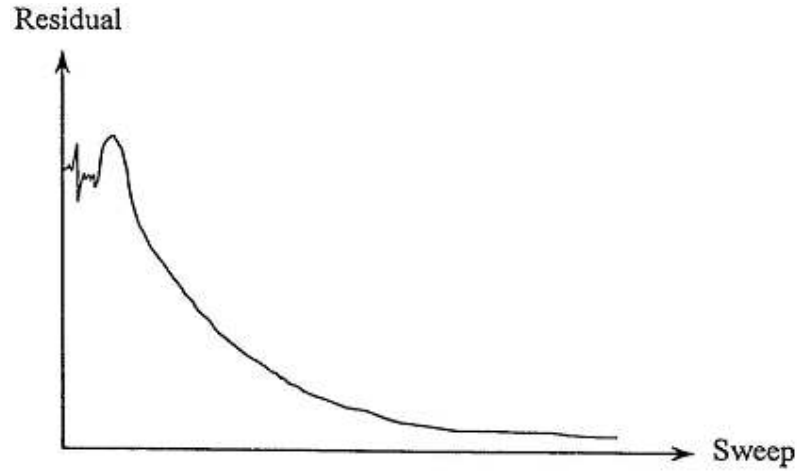
1. Çözüm yakınsadı mı?

Result kütüğünde sweep sayısına bağlı ‘residual’ ve ‘spot value’ ler (anlık değerler) birer grafik halinde verilmektedir. Bu grafikler üzerinde çözümü gerçekleştirilen bütün değişkenlerin kalıntıları ve anlık değerleri sweep sayısı ile birlikte değişimleri gösterilmektedir. Çözümün yakınsaması için bütün değişkenlerin residualları monoton yada değişken bir azalma göstermek zorundadır. Buna ilave olarak bütün

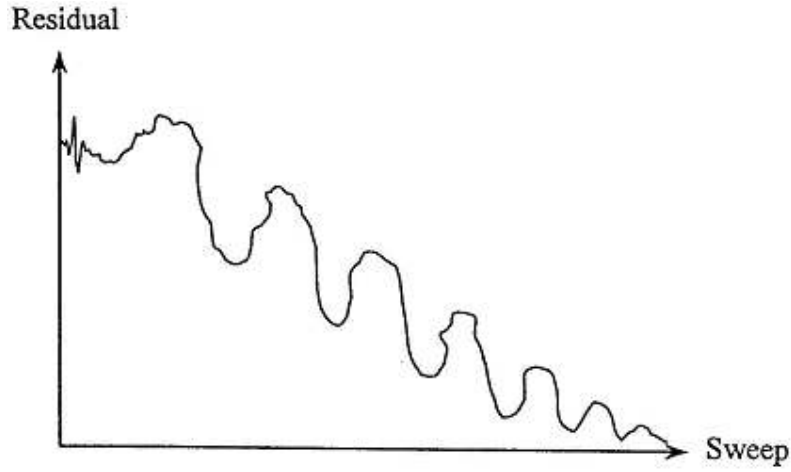
değişkenlerin anlık değerleri belirli bir dalgalanmadan sonra sabit bir değere ulaşmalıdır.



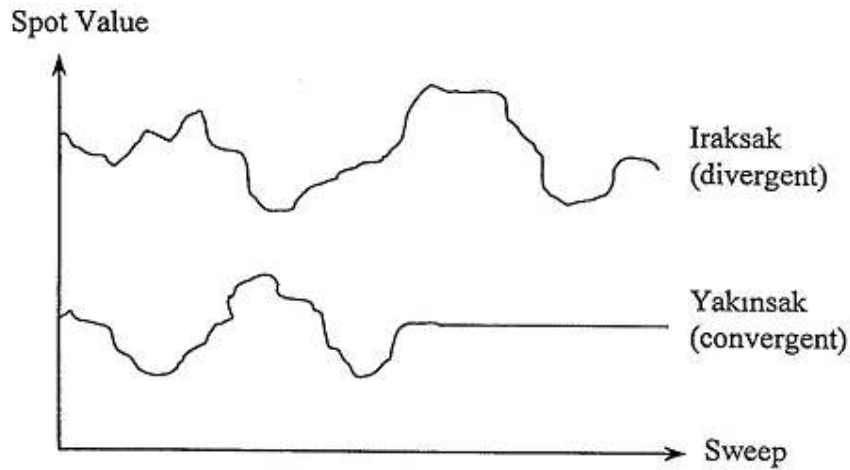
Şekil 4.3. Yakınsama ve ıraksama durumu



Şekil 4.4. En iyi yakınsama biçimi



Şekil 4.5. Dalgalanmalı yakınsama durumu



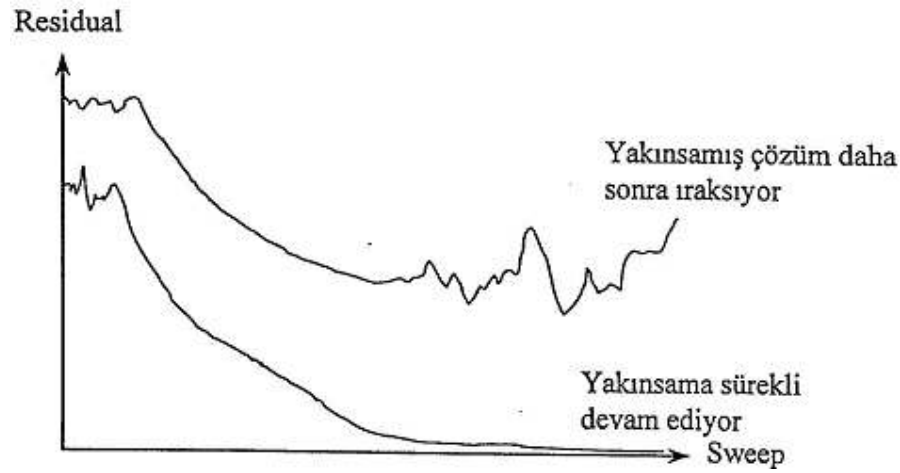
Şekil 4.6. Anlık değerlerdeki durum

Grafiksel olarak yakınsamanın kontrolü yapıldıktan sonra bir de her değişken için toplam residual değerlerine bakılır ve bu rakamların sıfıra yakın yada çok küçük değerlerde olmaları beklenir. Anlık değerler ise belirli bir değere geldikten sonra o değerde kalmalı veya çok az sapma göstermelidir.

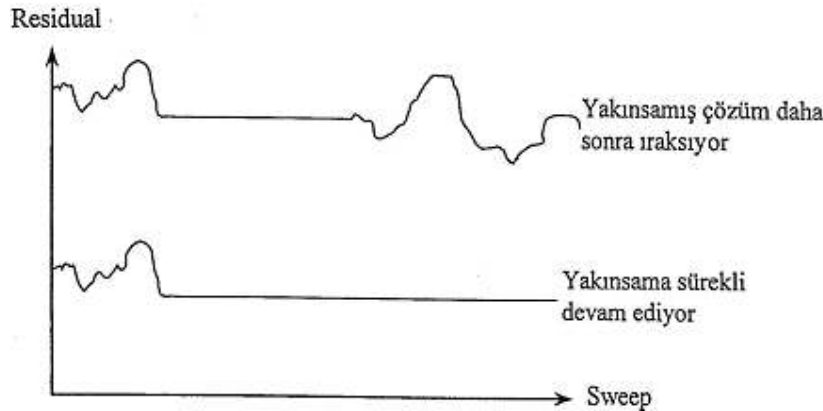
2. Çözüm sweep sayısından bağımsız mı?

Çözüm sweep sayısı ile yakından ilgilidir. Bazı problemlerin çözümü 100 sweep sayısı ile geçerli bir duruma gelebilir oysa daha kompleks bir problemler için 10000 sweep sayısı bile yetersiz olabilir. Bundan dolayı sweep sayısı değiştirilerek 1.

sorunun cevabı aranır. Yani sweep sayısı artışı ile yakınsamanın nasıl değiştiği sürekli olarak gözlenir. Burada amaç sweep sayısının artışı ile yakınsamanın devam ettiğini gözlemektir. Buna ilave olarak sadece residuallara bakmak yeterli değildir. Aynı zamanda elde edilen çözüm değerlerinin değişimine bakmak gerekir. Result dosyasının son kısmında residual için verilen grafiklerle birlikte değişkenlerin fiziksel değerlerinin değişimini veren grafikler de mevcuttur.



Şekil 4.7. Residual için durum



Şekil 4.8. Spot value'ler için durum

Şekillerde görüldüğü gibi yakınsamış ve sweep sayısından bağımsız bir çözümde bütün değişkenler için residuallar sürekli olarak küçülmeli, spot value'ler ise belirli bir aşamadan sonra sürekli olarak sabit kalmalıdır.

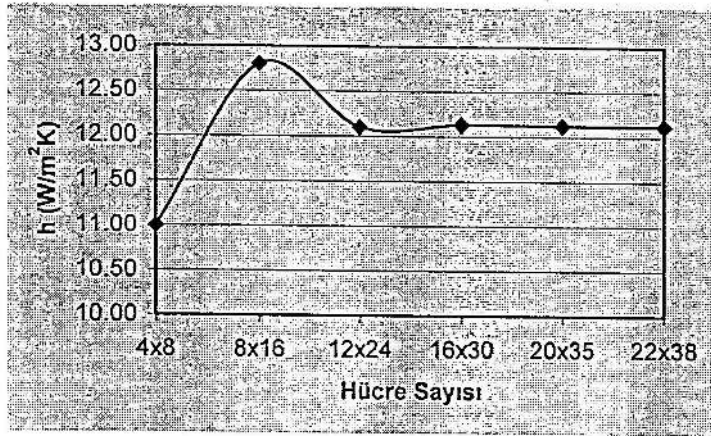
3. Korunum denklemleri sağlandı mı?

İlk iki sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından sonra çözümünü elde etmeye çalıştığımız fiziksel problemi tanımlayan kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Bu konu ile ilgili değerler Result dosyasının son kısmında verilmektedir.

4. Çözüm hücre yapısından bağımsız mı?

İlk üç soru olumlu olarak cevaplanmasına rağmen elde edilen sonuçlar gerçek değerlerden uzak olabilir. Buna sebep olabilecek kaynaklardan birisi de çözüm alanı içerisindeki hücrelerin sayısı ve dağılımıdır.

Bu sorunun olumlu cevabı için elde edilen sonucun, hücre yapısındaki yeni değişiklikler sonucunda (hücre sayısı, dağılımı ve biçimi) çok ufak değişimler gösteren bir duruma gelmiş olması gerekmektedir.

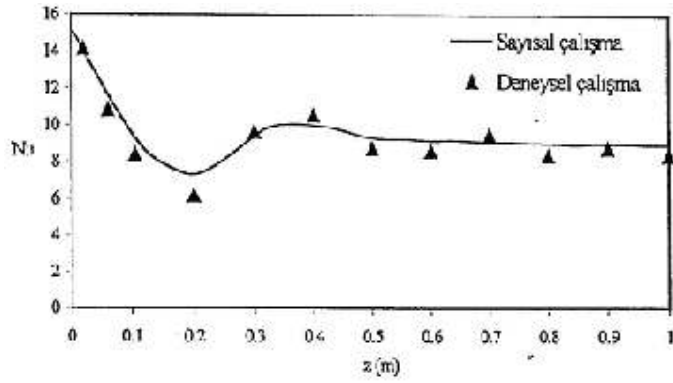


Şekil 4.9. Hücre sayısı ile sonuçların değişimi

5. Sonuçlar Deneysel Değerlerle Uyum İçinde mi?

Sayısal akışkanlar dinamiği çözüm ve sonuçlarının gerçek fiziksel değerler ile doğruluğu ve uyumluluğu ilk dört sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından

sonra literatürde mevcut veya kendi deneysel değerleriyle karşılaştırılması işlemiyle ispat edilmiş olur. Eğer hiçbir şekilde deneysel veri mevcut değilse bu kesin karşılaştırma literatürde kabul görmüş teorik, analitik veya diğer nümerik çözümlerle yapılabilir.



Şekil 4.10. Sayısal ve deneysel çalışma değerleri

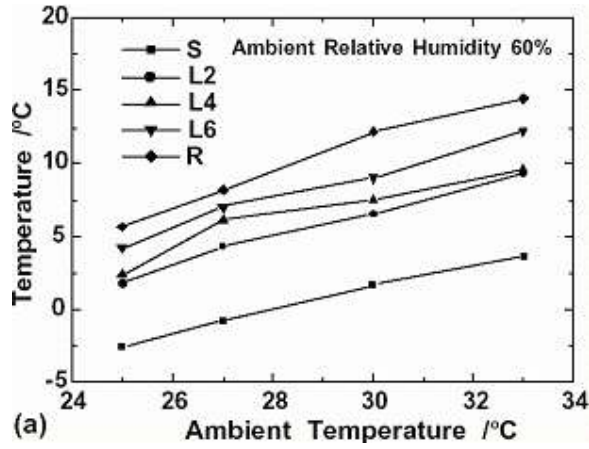
5. SAYISAL SONUÇLAR

Sayısal analizde ilk olarak, kullanılan fiziksel model ele alınarak PHOENICS programında sayısal olarak modellenmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Daha sonra ise farklı durumlar için sayısal sonuçlar elde edilerek optimum çalışma durumu tespit edilmiş ve optimum durum için farklı ortam sıcaklıkları ve hızları için sayısal sonuçlar elde edilerek durum incelenmesi yapılmıştır.

5.1. Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında ilk olarak literatürde yer alan deneysel bir çalışmanın yapıldığı makalede [Chen ve Yuan, 2004] ele alınan soğutma kabininin geometrisi ve sınır şartları gözönüne alınarak aynı kabin için sayısal analiz yapılmıştır. Makalede tek jetli ve tek emme menfezinin yer aldığı ve kabin içinde yer alan rafların boş olduğu dikey geometrili bir soğutma kabini ele alınmıştır.

Makalede sunulan soğutma kabininin kaynak ve raflarındaki sıcaklık değerlerinin ortam sıcaklığına göre değişimini veren deneysel sonuçlar Şekil 5.1'den alınarak jetten verilen havanın sıcaklığı (S konumu) ve diğer raflarda oluşan sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların sıcaklık değerleri ve iki yöntem arasındaki sıcaklık farkları tablolar halinde aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.



Şekil 5.1. Soğutma kabininin kaynak ve raflarındaki sıcaklık değerlerinin ortam sıcaklığına göre değişimi[20]

Şekil 5.1’den elde edilen sıcaklık değerleri ve CFD analizinden elde edilen sayısal sonuçlar Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de verilmiştir.

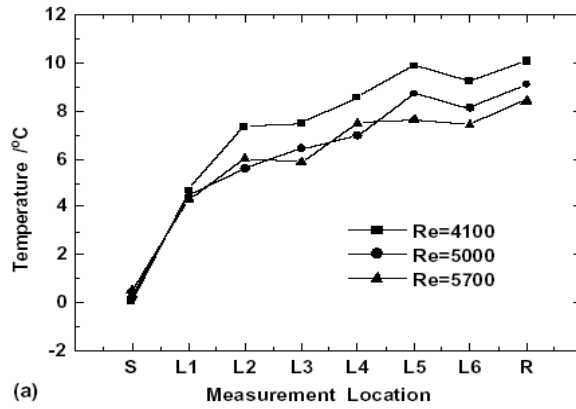
Çizelge 5.1. Reynolds sayısının 5000 ve ortam sıcaklığının 27°C durumu için elde edilen deneysel ve CFD sonuçları

konum	$T_{or} = 27^{\circ}\text{C}$		
	Deneysel	CFD	ΔT
S	-0,785	-0,785	-
L2	4,466	1,510	2,956
L4	6,162	6,300	-0,138
L6	7,167	8,873	-1,706
R	8,392	11,437	-3,045

Çizelge 5.2. Reynolds sayısının 5700 ve ortam sıcaklığının 25°C durumu için elde edilen deneysel ve CFD sonuçları

konum	$T_{or} = 25^{\circ}\text{C}$		
	Deneysel	CFD	ΔT
S	-2,5	-2,5	-
L2	1,8	-0,754	2,554
L4	2,5	2,817	-0,317
L6	4,322	5,223	-0,901
R	5,762	8,283	-2,521

Chen ve Yuan'ın yaptığı çalışmadan sunulan bir diğer sonuç ise Şekil 5.2'de verilmiştir. Buradan elde edilen deneysel sonuçlar ve yapılan CFD analizinden elde edilen sonuçlar ise Çizelge 5.3'de verilmiştir.



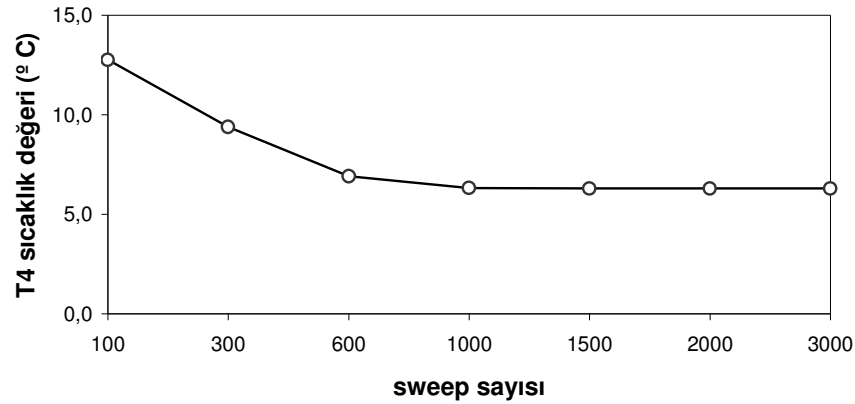
Şekil 5.2. Soğutma kabininin kaynak ve raflarındaki sıcaklık değerlerinin farklı Reynolds sayılarındaki değişimi[20]

Çizelge 5.3. Reynolds sayısının 4100 ve ortam sıcaklığının 27°C durumu için elde edilen deneysel ve CFD sonuçları

konum	Deneysel	CFD	ΔT
S	0,101	0,101	-
L1	4,650	1,295	3,355
L2	7,360	3,345	4,015
L3	7,531	6,571	0,96
L4	8,616	9,545	-0,929
L5	9,903	11,375	-1,472
L6	9,273	12,075	-2,802
R	10,110	13,764	-3,654

Çizelge 5.1, 5.2 ve 5.3'de görüleceği üzere deneysel ve sayısal sonuçların Reynolds sayısının 4100, 5000 ve 5700 değerlerinde yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Oluşan mevcut farkların ise yapılan kabullerden kaynaklandığı söylenebilir. Ayrıca literatürde yer alan diğer makalelerde yapılmış olan deneysel ve CFD analiz sonuçlarının karşılaştırılmasında elde edilen sıcaklık farkları da değerlendirildiğinde, mevcut sıcaklık farklarının iyi düzeyde olduğu söylenebilir.

Reynolds sayısının 5000 olarak alınarak yapılan analizde ise deneysel ve sayısal çalışmalardaki sıcaklık farkının minimum olduğu kısım olan 4. raftaki sıcaklık değerinin sweep sayılarına bağlı olarak değişimi Şekil 5.3’de görülmektedir. Özellikle sweep sayısının 600 değeri için raftaki sıcaklık değerinin yaklaşık olarak belirlendiği, 1000 den büyük sweep sayılarında ise artık raftaki sıcaklık değerinin sweep sayısından bağımsız hale geldiği görülmektedir.



Şekil 5.3. L4 rafı için farklı sweep sayılarında raftaki sıcaklık değerleri

5.2. Farklı Jet Durumları İçin Genel Bilgiler ve Analizde Dikkat Edilen Hususlar

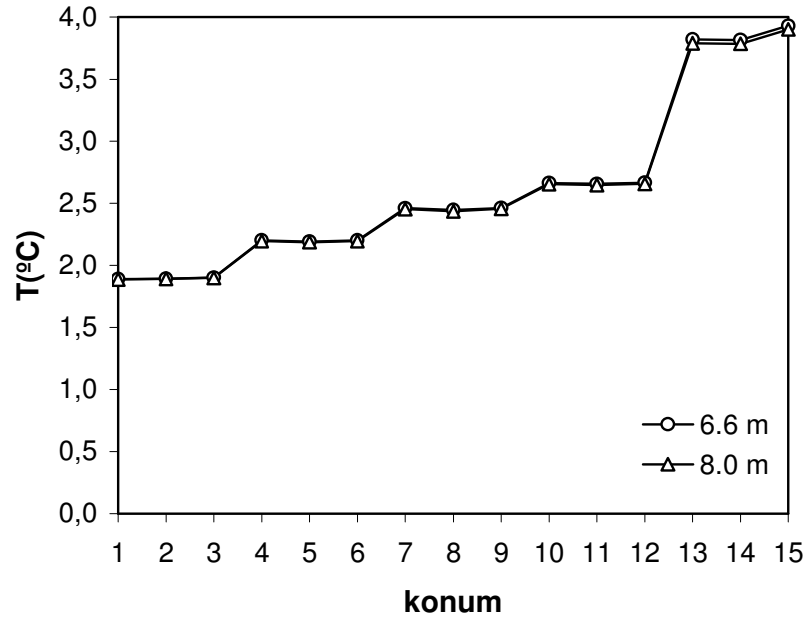
Soğutma kabiniinde üç adet giriş menfezi ve iki adet emme menfezi programda modellendikten sonra farklı giriş ve emme menfezi durumlarına göre sayısal sonuçlar alınmış ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Mevcut soğutma kabiniinde referans jet olarak orta giriş menfezi seçilmiştir. İki ve üç jetli durumlar için ise orta menfezin iç ve dış kısmına birer adet giriş menfezinin olduğu gözönüne alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Farklı giriş ve emme menfezi durumları incelenirken dikkat edilen temel objektif minimum enerji tüketimi ile ideal anlamda soğutmayı gerçekleştirme olmuştur. Bir başka deyişle temel amaç, gıda kodeksinde belirtilen sıcaklık aralığında gıdaları en düşük enerji tüketimi ile muhafaza etmek olmuştur. Bu bağlamda soğutma kabini içinde muhafaza edilen yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin gıda kodeksinde belirtilen aralıklarda olması durumu gözönüne alınmıştır. Mevcut kodekse göre süt ve süt ürünleri için raflarda muhafaza edilmesi için gerekli zorunlu

sıcaklık değerleri 0 ila +4°C aralığındadır. Süt mamülünün yaklaşık olarak donma sıcaklığı ise -0,55°C düzeyindedir. Ürünlerin mükemmel düzeyde muhafazası için kabin içinde donma sıcaklığının altında bir sıcaklığın oluşmaması gerekmektedir. Aksi takdirde donan veya donmaya başlayan bir ürünün yapısında gerçekleşecek hal değişikliği ürünün bozulmasına neden olmaktadır. Bu noktalar gözönüne alınarak, muhafaza edilmesi gereken sıcaklık değerleri temin edildikten sonra hangi durumda en düşük enerji tüketimi elde edilerek istenilen muhafazanın sağlandığı tespit edilmiştir.

5.3. Sayısal Analizde Gözönüne Alınan Farklı Durumlar

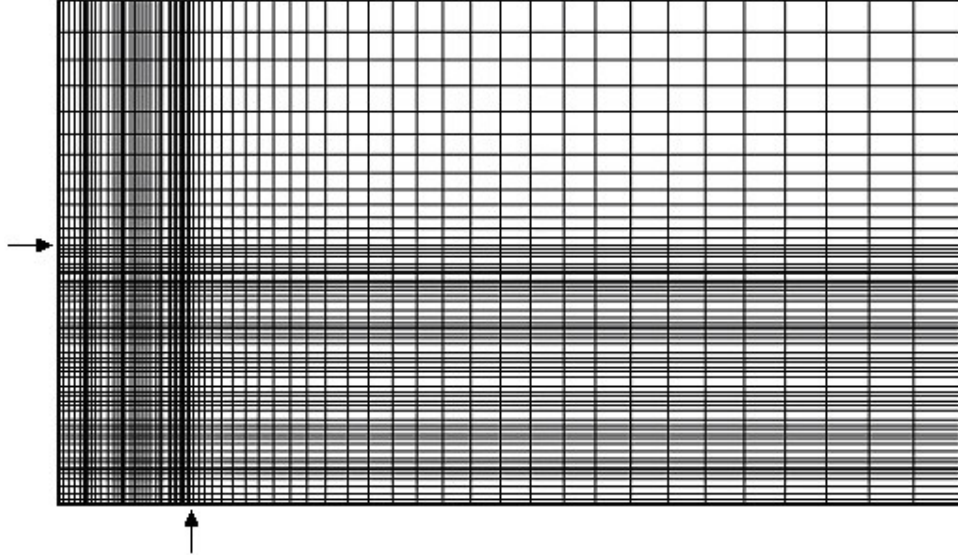
Sayısal analizde temel olarak çeşitli şekillerde giriş ve emme menfezleri aktive edilerek sonuçlar elde edilmiştir. Soğutma kabini içerisinde gıdaların çok farklı şekillerde stoklanması ve raflardaki mevcut düzenin modellenmesinin zor olması, ayrıca soğutma kabini içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı ve oluşan hava hareketinin vektörel olarak tespiti için rafların boş durumu gözönüne alınmıştır.

Problem alanının tanımlaması yapılırken açık alanın uzunluğu literatürde daha önce yapılan çalışmalar gözönüne alınarak kabin genişliğinin altı katı yani 6,6 m olarak alınmıştır. Ancak alınan uzunluğun yeterli olduğunun tespiti için ilk olarak açık alan uzunluğu 8 m alınarak kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımı incelenmiştir. İnceleme sonrasında 6,6 ve 8,0 metre uzunluklarındaki açık alan büyüklüğü için kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımının ihmal edilebilir düzeyde değiştiği gözlenmiştir. Şekil 5.4’de tek menfezli durum için açık alan büyüklüğünü 6,6 ve 8,0 metre alınarak kabin içinde oluşan sıcaklık değerleri görülmektedir. Buna göre problemin analizinde alınan açık alanın 6,6 m olarak alınmasının yeterli olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.4. Tek menfezli durum için 6,6 ve 8,0 m için sıcaklık değerleri

Photon'dan alınan problemin çözüm alanına ait hücre yapısı Şekil 5.5'deki gibidir. x ekseninde 70 hücre, y ekseninde ise 77 hücre alınarak hücre tanımlaması yapılmıştır. Özellikle soğutma kabinin tanımlandığı bölgelere daha fazla hücre tanımlaması yapılarak hassas olarak hız ve sıcaklık değerlerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Ayrıca sayısal analizin yapılmasında yazılmış olan Q1 kütüğü ve yapılan işlemler sonrasında elde edilen Result dosyası ekte verilmiştir. (EK-1 ve EK-2)

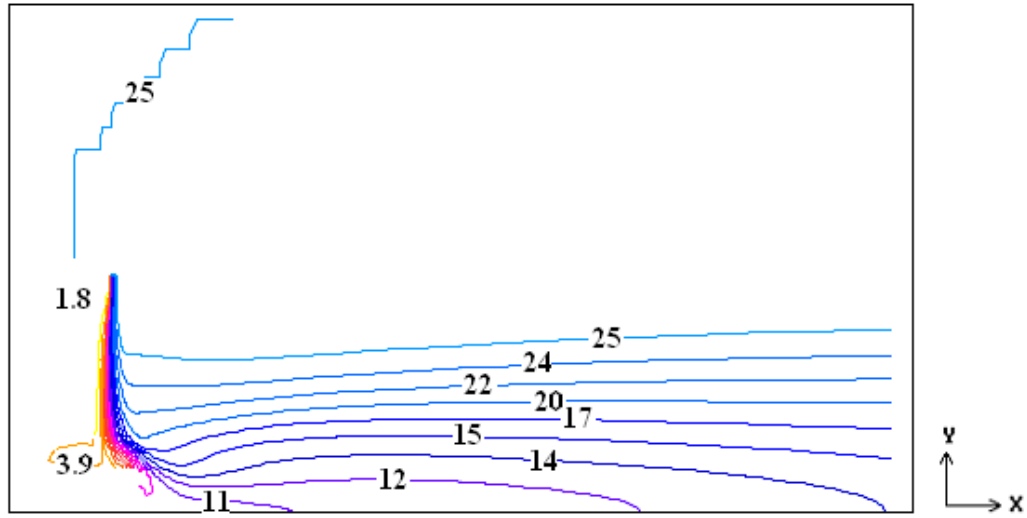


Şekil 5.5. Analizi yapılan problem alanının hücre yapısı

5.3.1. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu

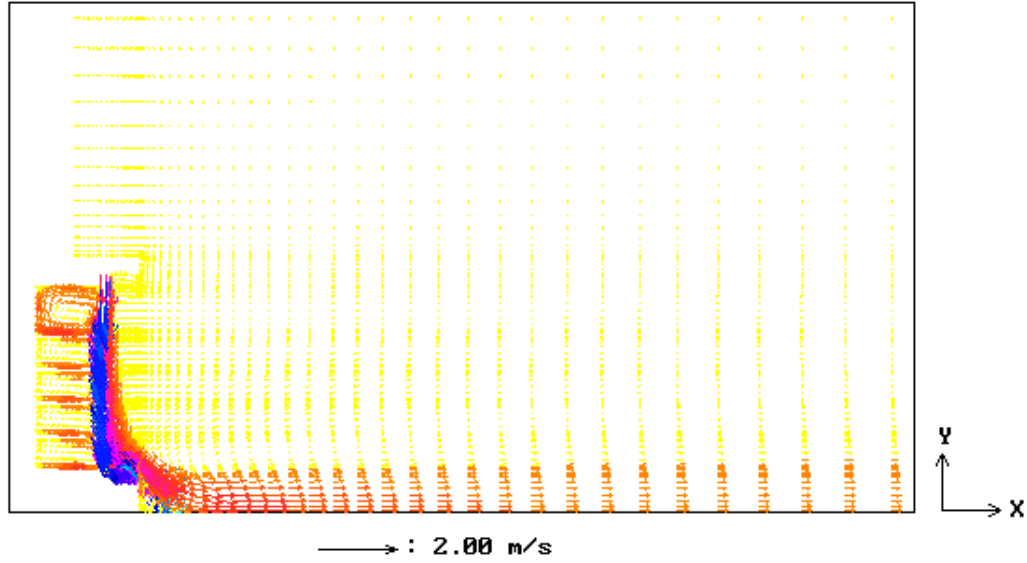
Bu durum için fiziksel modelde ortada konumlandırılmış jet ile dıştaki emme menfezinin aktif olduğu durum gözönüne alınmıştır. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olarak kabul edildiği durum için dokuz farklı deneme yapılmıştır. Yapılan denemeler sonucunda gıda kodeksinde belirtilen alt ve üst sıcaklık değerlerini sağlayan ve minimum soğutma gücü gerektiren fiziksel durum tespit edilmiştir. Bu durum için jetten verilen havanın sıcaklık ve hız değerleri sırasıyla 1,5°C ve 1,5 m/s'dir. Ortam sıcaklığı ise 25°C olarak alınmıştır. Çizelge 5.4'de dokuz farklı denemede göz önüne alınan sıcaklık ve hız değerleri verilmiştir.

Analizde elde edilen sabit sıcaklık eğrileri ise Şekil 5.7'deki gibidir. Problem alanında oluşan sıcaklık değerleri 1,8 ila 25°C arasındadır. En düşük sıcaklığın en üst raf ile kabinin tavan kısmı arasında oluştuğu, kabinin alt kısımlarına doğru ise sıcaklığın hafifçe yükseldiği, kabinin en alt raf bölümünde ise sıcaklık değerinin 3,9°C olarak oluştuğu görülmüştür. Böylece kabin içerisinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklıkların gıda kodeksinde belirtilen alt ve üst limit dahilinde olmasından dolayı, mevcut durum piyasa şartlarında kullanılabilir bir sistem olduğu söylenebilir.



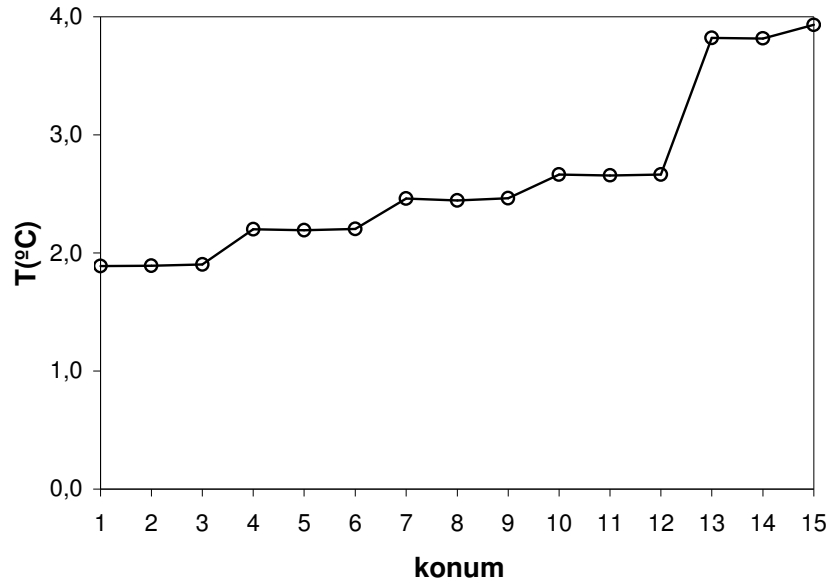
Şekil 5.7. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri

Analizde elde edilen vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.8'deki gibidir. Hız dağılımından görüleceği üzere hava perdesinin kabin iç bölgesi ile dış ortamı mükemmel düzeyde ayırarak, dış ortamdaki havanın kabin içerisine doğru sürüklenmesini büyük ölçüde engellemektedir. Soğutma kabininin iç bölgesi, hava perdesi ve hava perdesinin dış ortamla temas halinde olan bölgede hava hareketin yoğun olduğu görülmektedir. Problem alanı içerisinde soğutma kabini ve hava perdesinden uzaklaştıkça ise ortam havasının durağanlaştığı hatta uç bölgelerde hareketin olmadığı görülmüştür.



Şekil 5.8. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı

Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için kabin içerisinde sıcaklık değerlerinin tespiti için alınan on beş noktada oluşan sıcaklık değerleri Şekil 5.9’da verilmiştir. Buna göre kabin içersinde oluşan minimum ve maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 1,8 ve 3,9°C düzeyindedir. Kabin içersinde her iki raf arasında yer alan ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerlerinin hemen hemen aynı olduğu dolayısıyla basamak şeklinde bir sıcaklık grafiğinin oluştuğu Şekil 5.9’da görülmektedir. Bu değerler ise 0-4°C aralığında olduğundan, gıdaların istenilen sıcaklık aralığında muhafazası için olumlu bir modelleme yapılmıştır.



Şekil 5.9. Tek menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Çizelge 5.5’de tek jetli durum için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler verilmiştir. Buna göre optimum durumun tespiti için yapılan dokuz farklı denemeden beş tanesinin olumlu sonuç vererek ticari alanda kullanılabilir durumlar olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak optimizasyon incelemesinde ürünlerin en az soğutma gücü ile istenilen aralıkta muhafazası istenildiğinden dokuzuncu denemede kullanılan fiziksel şartların en optimum şartlar olduğu görülmüştür. Giriş jetinden verilen 1,5°C değerindeki hava, ortam havasından etkilenerek emme menfezinde 8,1°C’ye kadar ısınmıştır. Ancak termal sürüklenme faktörünün(α) 0,28 düzeyinde olması dış ortamdan kabin içine olan sürüklenmenin az olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.5. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler

Deneme No	Sonuçlar					Hesaplamalar		
	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	T_{em1} (°C)	T_{em2} (°C)	m (kg/s)	Q (W)	α	durum
1	0,9	3,0	7,4	-	0,191	1335,8	0,281	olumlu
2	0,7	2,4	6,6	-	0,255	1577,3	0,248	olumlu
3	4,4	7,0	12,2	-	0,063	710,6	0,466	olumsuz
4	1,9	4,5	9,2	-	0,127	1051,4	0,341	olumsuz
5	1,4	3,5	7,7	-	0,191	1302,2	0,279	olumlu
6	1,2	2,9	7,0	-	0,255	1538,9	0,250	olumlu
7	4,8	8,0	12,4	-	0,063	692,8	0,463	olumsuz
8	2,3	4,9	9,5	-	0,127	1024,5	0,340	olumsuz
9	1,8	3,9	8,1	-	0,191	1268,9	0,280	olumlu

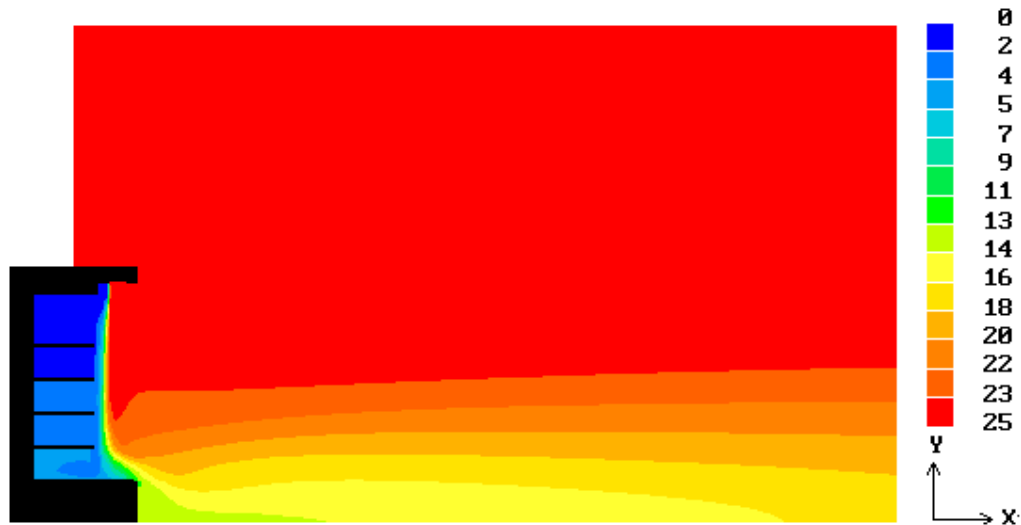
5.3.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu

Bu durum için fiziksel modelde ortada konumlandırılmış jetin yanısıra dışta yer alan jetin de aktif olduğu durum gözönüne alınmıştır. Emme menfezi olarak ise sadece dışta yer alan emme menfezinin aktif olarak emme yaptığı durumu gözönüne alınarak dokuz farklı deneme yapılarak optimum durumun tespiti yapılmıştır. Buna göre jetlerden verilen havanın hız ve sıcaklık değerleri iç ve dış jet için sırasıyla 1,5 ve 1,0 m/s ile 0°C ve 25°C'dir. Dış jetten direkt olarak ortamdan çekilen hava verilmiştir. Böylece iç hava perdesinin ortam havasıyla etkileşiminin azaltılması amaçlanmıştır. Çizelge 5.6'da dokuz farklı denemede göz önüne alınan sıcaklık ve hız değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.6. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için girdi değerleri

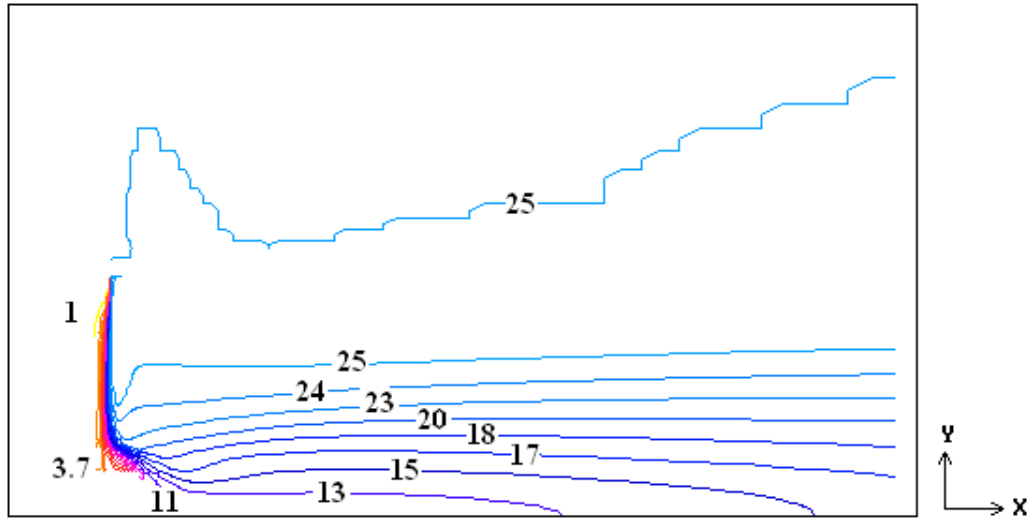
Deneme No	Girdiler						
	T_o (°C)	T_{J1} (°C)	T_{J2} (°C)	T_{J3} (°C)	V_{J1} (m/s)	V_{J2} (m/s)	V_{J3} (m/s)
1	25	25	0,0	-	0,5	1,0	-
2	25	25	0,0	-	1,0	1,5	-
3	25	25	0,0	-	1,5	2,0	-
4	25	25	1,0	-	0,5	1,5	-
5	25	25	1,0	-	0,5	1,0	-
6	25	25	1,0	-	1,0	1,5	-
7	25	25	1,0	-	1,5	1,5	-
8	25	25	1,0	-	2,0	1,5	-
9	25	25	1,0	-	3,0	1,5	-

Analizde elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Şekilden incelenen problem alanının büyük bir bölümünde sıcaklık değerinin ortam sıcaklığı olan +25°C olarak oluştuğu ve taban kısmına doğru ortamdaki hava sıcaklığının yatay katmanlar halinde düştüğü görülmektedir. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olduğu duruma benzer şekilde kabin içi ve dış ortamın hava perdesinin yardımıyla belirgin bir şekilde ayrıldığı dolayısıyla kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımının dış ortama kıyasla oldukça düşük değerlerde seyrettiği görülmüştür.



Şekil 5.10. Analizi yapılan problem alanının sıcaklık dağılımı

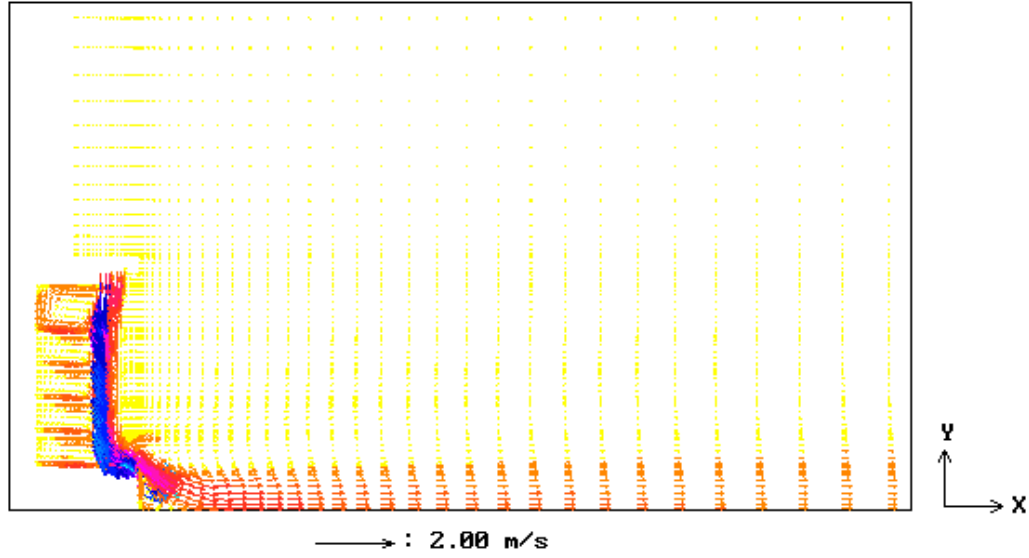
Analizde elde edilen sabit sıcaklık eğrileri ise Şekil 5.11'deki gibidir. İki jetli hava perde sisteminin modellenmesi sonucunda kabin içi ile dış ortam havasının bir bariyer şeklinde ayrılmış olduğu netçe görülmektedir. Kabin içinde oluşan en düşük sıcaklığın $1,0^{\circ}\text{C}$ ve oluşan en yüksek sıcaklığın ise $3,7^{\circ}\text{C}$ düzeyinde olduğu görülmüştür. Bu bağlamda mevcut şartlarda kabin içi sıcaklık değerlerinin gıda kodeksinde belirtilen limitlere uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak her ne kadar dıştaki jetten verilen havanın iç ortam ile ortam havasını mükemmel düzeyde ayırdığı görülsede, bunun yanı sıra iç hava perdesinin sıcaklığını belirli düzeyde yükselttiği tespit edilmiştir.



Şekil 5.11. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri

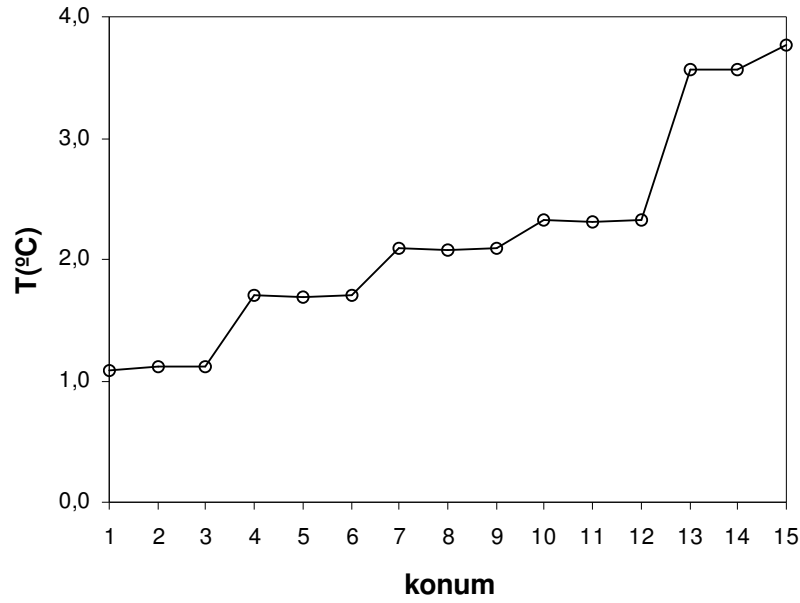
İncelen problem alanı için hava hareketinin vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.12'de gösterilmiştir. Anılan hız ve sıcaklıklarda jetlerden verilen havanın kabin içi ile dış ortamı mükemmel düzeyde ayırdığı görülmektedir. Dış jetten verilen $+25^{\circ}\text{C}$ 'lik hava, iç jetten verilen havanın dış ortamla etkileşimi oldukça azalmıştır. Böylece dış jet, kabin içi sıcaklık dağılımının istenen değerlerde olmasını sağlamada oldukça yardımcı olmuştur. Jetlerden verilen havanın direkt olarak emme menfezlerine çarparak açık alanın taban kısmında yoğun hareketlilik oluşturduğu, bir kısım

havanın ise en üst rafa çarparak, raf ile kabinin tavan kısmı arasında sirkülasyon oluşturduğu görülmüştür.



Şekil 5.12. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı

Problem alanında ölçüm yapılan onbeş noktanın sıcaklık değerleri Şekil 5.13’de verilmiştir. Kabin içinde tek jetli durumda elde edilen sıcaklık dağılımına benzer yani basamak şeklinde bir grafik elde edilmiştir. Minimum ve maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 1,0 ve 3,7°C düzeyinde olup, gıda kodeksinde belirtilen aralıktadır.



Şekil 5.13. İki menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Çizelge 5.7’de iki jetli durum için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler verilmiştir. Buna göre dokuz farklı denemeden yedi tanesinin olumlu sonuç vererek ticari alanda kullanılabilir durumlar olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak optimizasyon incelemesinde ürünlerin en az soğutma gücü ile istenilen aralıkta muhafazası istenildiğinden birinci denemede kullanılan fiziksel şartların en optimum şartlar olduğu görülmüştür. Giriş jetinden verilen 1,5°C değerindeki hava, ortam havasından etkilenecek emme menfezinde 8,7°C’ye kadar ısınmıştır. Bu durumda termal sürüklenme faktörü 0,348 olarak hesaplanmıştır. Bu ise tek jetli sisteme nazaran biraz daha yüksektir.

Çizelge 5.7. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar ve hesaplanan değerler

Deneme No	Sonuçlar						Hesaplamalar		
	$T_{\min}$ (°C)	$T_{\max}$ (°C)	T_{em1} (°C)	T_{em2} (°C)	$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	Q (W)	α	durum
1	1,0	3,7	8,7	-	0,058	0,128	1120,3	0,348	olumlu
2	0,4	2,7	7,8	-	0,117	0,192	1508,9	0,312	olumlu
3	0,2	1,9	7,4	-	0,175	0,256	1906,0	0,296	olumlu
4	1,4	3,4	7,7	-	0,058	0,191	1287,3	0,279	olumlu
5	2,0	4,5	9,1	-	0,058	0,127	1044	0,337	olumsuz
6	1,4	3,5	8,4	-	0,117	0,191	1432,2	0,308	olumlu
7	1,4	3,6	9,2	-	0,175	0,191	1578,7	0,341	olumlu
8	1,3	3,1	10	-	0,234	0,191	1736,4	0,375	olumlu
9	1,2	4,6	11,6	-	0,351	0,191	2037,4	0,441	olumsuz

5.3.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu

Bu durum için fiziksel modelde ortada konumlandırılmış jetin yanısıra içte ve dışta yer alan jetlerin de aktif olduğu durum gözönüne alınmıştır. Emme menfezi olarak ise her iki emme menfezinin de aktif olarak emme yaptığı durumu gözönüne alınmıştır. Bu durum için yapılan dokuz deneme sonucunda minimum soğutma gücü gereksinimi ile belirtilen sıcaklık aralığının sağlandığı durum gözönüne alınmıştır. Jetlerden verilen havanın hız ve sıcaklık değerleri iç, orta ve dış jet için sırasıyla 2,0 , 1,5 ve 1,0 m/s ile 3,0, 3,0 ve 25°C'dir. Dış jetten iki jetli durumdaki gibi direkt olarak ortamdan çekilen hava verilmiştir. Çizelge 5.8'de dokuz farklı denemede göz önüne alınan sıcaklık ve hız değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.8. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için girdi değerleri

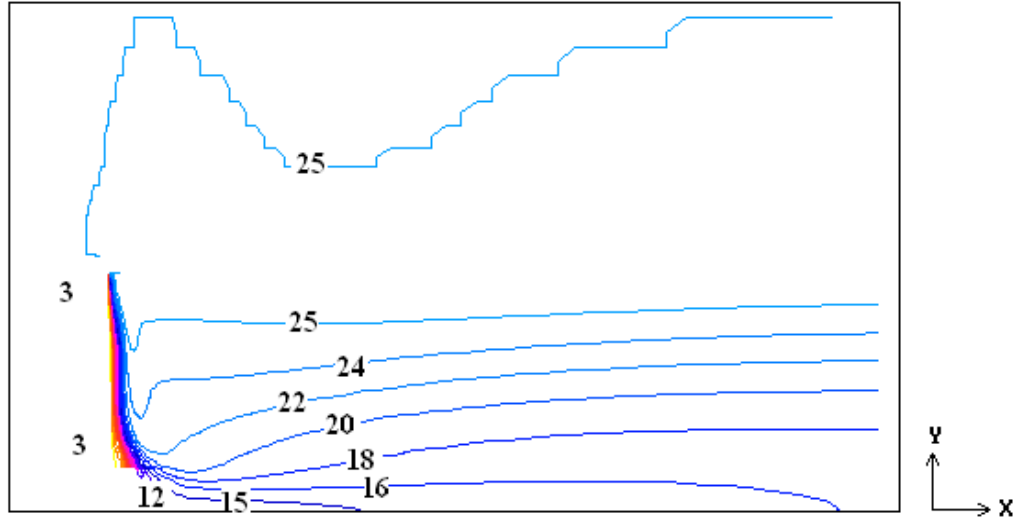
Deneme No	Girdiler						
	T _o (°C)	T _{J1} (°C)	T _{J2} (°C)	T _{J3} (°C)	V _{J1} (m/s)	V _{J2} (m/s)	V _{J3} (m/s)
1	25	25	1,0	0,0	1,0	1,5	2,0
2	25	25	1,0	0,5	1,0	1,5	2,0
3	25	25	1,5	1,0	1,0	1,5	2,0
4	25	25	2,0	1,0	1,0	1,5	2,0
5	25	25	2,0	1,5	1,0	1,5	2,0
6	25	25	2,0	2,0	1,0	1,5	2,0
7	25	25	3,0	2,0	1,0	1,5	2,0
8	25	25	3,0	3,0	1,0	1,5	2,0
9	25	25	4,0	3,0	1,0	1,5	2,0

Analizde elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.14’de gösterilmiştir. Üç menfezli hava perde sistemi iç ortam ile dış ortamı mükemmel derecede ayırmak suretiyle dış ortam hava sıcaklığının kabin içine etkisini minimize etmiştir. Bu bağlamda en içteki hava perdesinden verilen hava sıcaklığının neredeyse kabin içi sıcaklığına eşit olduğu görülmüştür. Bir başka deyişle en içteki hava perdesinden verilen hava ihmal edilebilir miktarda ısınarak kabin içi sıcaklığını oluşturduğu görülmüştür. Ayrıca üç kademeli hava perdeli soğutma kabinlerinde kabin içinde oluşan kabin sıcaklık değerlerinin tek ve iki kademeli hava perdeli sistemlere göre oldukça homojen olduğu ve oluşan sıcaklık değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.



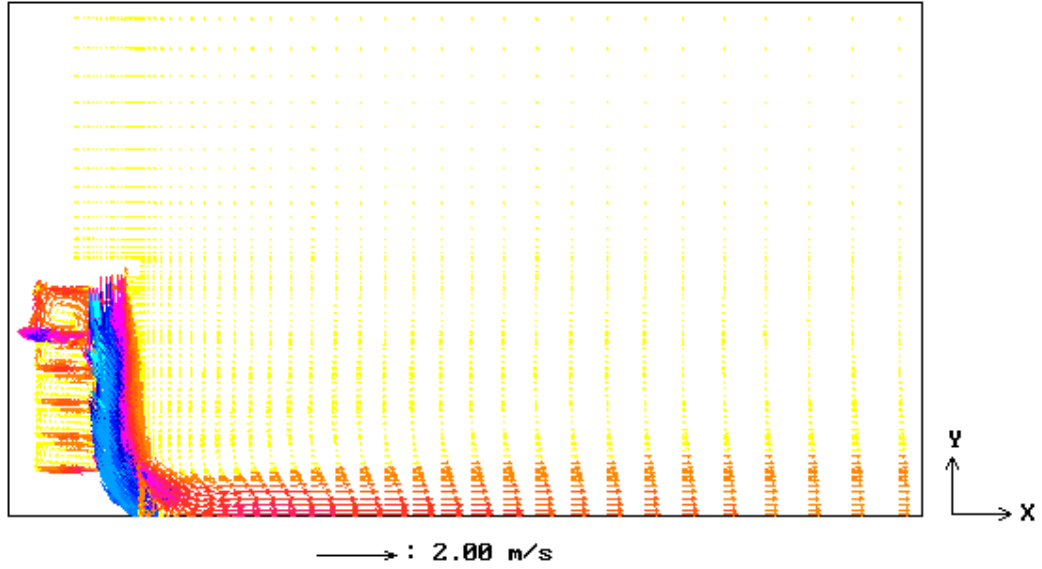
Şekil 5.14. Analizi yapılan problem alanının sıcaklık dağılımı

Analizde elde edilen sabit sıcaklık eğrileri ise Şekil 5.15'deki gibidir. Buna göre kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklığın $3,0^{\circ}\text{C}$ düzeyinde oluştuğu görülmüştür. En içteki jetten $3,0^{\circ}\text{C}$ ile verilen hava, kabin içi sıcaklık dağılımını oluşturmuştur. Bu durum üç jetli sistemin oldukça optimum bir sistem olduğunu göstermektedir. Her ne kadar üç jetli sistemin soğutma gücü açısından iki jetli sisteme kıyasla daha fazla güç gerektirse de kabin içerisinde en alt ve en üst raflar arasında sıcaklık farkının olmaması bu sistemlerin gıda muhafazasında kullanılabilecek en iyi soğutma sistemi olarak kullanılabileceğini göstermiştir.



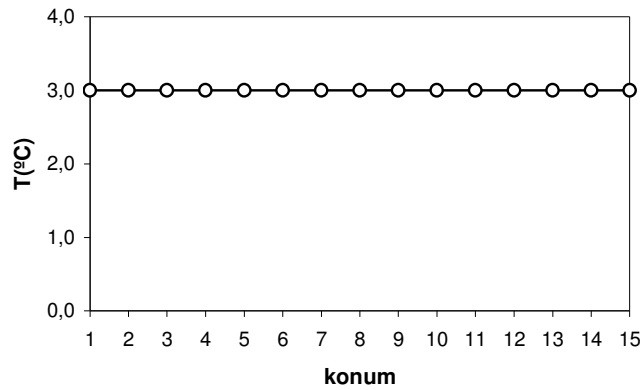
Şekil 5.15. Analizi yapılan problem alanındaki sabit sıcaklık eğrileri

Şekil 5.16'da problem alanındaki havanın vektörel hız dağılımı görülmektedir. Jetlerden yoğun bir hava hareket olduğu ve iç ve dış ortamın birbirinden net olarak ayrıldığı görülmektedir. Dış jetten ortam havasının verilmesi neticesinde orta ve iç jetten verilen havanın dış ortamla etkisi oldukça azalmıştır. Üst bölgelerde havanın neredeyse hareketsiz olduğu görülmüştür. Özellikle üst raf bölgesinde ise içteki jetten verilen hava neticesinde yoğun bir hava sirkülasyonu oluşmuştur.



Şekil 5.16. Analizi yapılan problem alanının vektörel hız dağılımı

Soğutma kabini içerisinde ölçüm yapılan on beş noktanın sıcaklık değerleri Şekil 5.17’de verilmiştir. Buna göre kabin içerisinde oluşan minimum ve maksimum sıcaklık değerleri $3,0^{\circ}\text{C}$ ’dir. Bu da üç kademeli hava perde sistemlerinin mükemmel düzeyde koruma sağladığı ve kabin içi sıcaklık dağılımının homojen olduğunu göstermektedir. Yani en alt raf ile en üst raf arasındaki sıcaklık farkının minimum olmasının istenmesi halinde üç kademeli hava perde sistemlerinin ideal sistemler olduğu görülmüştür.



Şekil 5.17. Üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Çizelge 5.9’da üç jetli durum için elde edilen sonuçlar ve Çizelge 5.10’da üç jetli durum için hesaplanan değerler verilmiştir. Buna göre dokuz farklı denemenin tamamının olumlu sonuç vererek ticari alanda kullanılabilir durumlar olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak optimizasyon incelemesinde ürünlerin en az soğutma gücü ile istenilen aralıkta muhafazası istenildiğinden sekizinci denemede kullanılan fiziksel şartların en optimum şartlar olduğu görülmüştür. Termal sürüklenme faktörü ise ortadaki hava perdesi için 0,25 , içteki hava perdesi için ise 0,036 düzeyindedir. Özellikle içteki hava perdesi için termal sürüklenme faktörünün oldukça küçük olması, bu hava perdesinin dış ortamdan çok az miktarda etkilendiğini ve jetten verilen hava ile emme menfezinden alınan hava sıcaklıklarının yakın değerlerde olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.9. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için elde edilen sonuçlar

Deneme No	Sonuçlar						
	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	T_{em1} (°C)	T_{em2} (°C)	$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	$\dot{m}_3$ (kg/s)
1	0	0	6,7	1,3	0,117	0,191	0,256
2	0,5	0,5	6,9	1,6	0,117	0,191	0,255
3	1,0	1,0	7,2	2,1	0,117	0,191	0,255
4	1,0	1,1	7,4	2,2	0,117	0,190	0,255
5	1,5	1,5	7,6	2,5	0,117	0,190	0,254
6	2,0	2,0	7,7	2,9	0,117	0,190	0,254
7	2,0	2,1	8,1	3,1	0,117	0,190	0,254
8	3,0	3,0	8,5	3,8	0,117	0,189	0,253
9	3,0	3,1	8,9	4,1	0,117	0,189	0,253

Çizelge 5.10. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu için hesaplanan değerler

Hesaplamalar						
Deneme No	Q_1 (W)	Q_2 (W)	Q_T (W)	α_1	α_2	durum
1	1099,3	335,4	1434,7	0,237	0,052	olumlu
2	1131,7	291,6	1423,3	0,245	0,044	olumlu
3	1105,3	283,9	1389,2	0,242	0,045	olumlu
4	1041,1	319	1360	0,234	0,050	olumlu
5	1073,4	275,6	1349	0,243	0,042	olumlu
6	1105,6	174,5	1280,1	0,247	0,039	olumlu
7	989	303,4	1292,4	0,231	0,047	olumlu
8	1048	219,2	1267,2	0,250	0,036	olumlu
9	1122	288,3	1410,3	0,233	0,050	olumlu

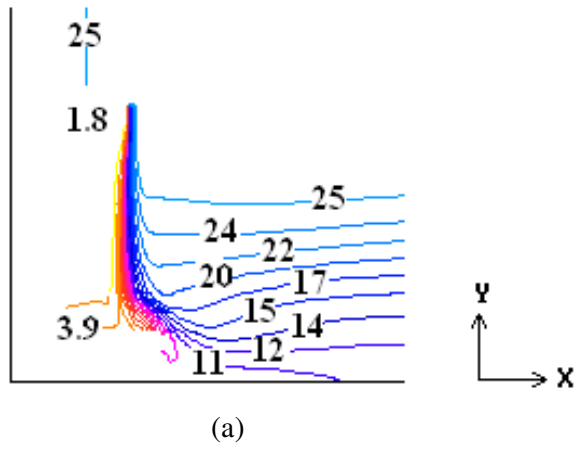
5.4. Tek, İki ve Üç Jetli Hava Perde Sistemlerinin Analiz Sonuçlarına Göre Değerlendirilmesi

Bölüm 5.3’de verilen sayısal analizden elde edilen sonuçlara bakılarak farklı fiziksel durumlar için yapılan denemeler neticesinde kabin içindeki sıcaklık dağılımının gıda kodeksinde belirtilen 0 ila +4°C sıcaklık değerleri arasında olmasını minimum soğutma gücüyle sağlayan durumlar tespit edilmiştir. Buradan hareketle tek, iki ve üç jetli hava perde sistemleri için optimum durumlarda gereksinim duyulan soğutma güçleri sırasıyla 1268,9 , 1120,3 ve 1267,2 W olarak hesaplanmıştır. Buna göre iki jetli hava perde sisteminin en az soğutma gücü ile istenilen sıcaklık değerlerini sağladığı tespit edilmiştir. Ancak tek jetli ve üç jetli sistemlerin istenilen sıcaklık değerlerini çok yakın soğutma gücü gereksinimi duyularak sağladıkları görülmüştür. Üç jetli sistemde en içteki jetten verilen hava sıcaklığı kabin içerisinde oluşan en yüksek ve en düşük sıcaklık değerini oluşturmuştur. Yani kabin içerisindeki en yüksek ve en düşük sıcaklık değeri aynı olmuştur. Bu da üç jetli sistemde en içteki jetten verilen havanın dış ortamdan ihmal edilebilir düzeyde etkilendiğini göstermektedir. Bu haliyle üç jetli hava perdeli soğutma sistemleri özellikle en alt ve en üst raftaki sıcaklık farkının istenmediği durumlar için ideal sistemler olduğu görülmüştür. Tek ve iki jetli sistemlerde ise kabin içinde oluşan en yüksek ve en

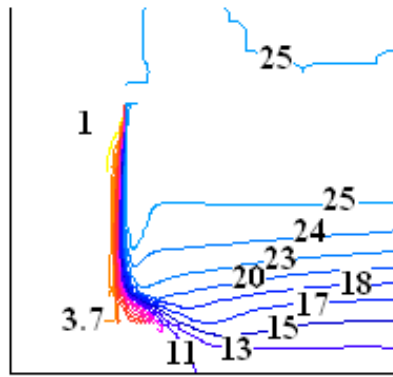
düşük sıcaklık değeri arasında 2 ila 3°C lik farkların oluştuğu bu durumun ise kabin içindeki mamullerin istenilen sıcaklık değerleri aralığında ancak farklı sıcaklık değerlerinde muhafaza edileceği durumunu ortaya çıkarmıştır. Ayrıca üç jetli sistemde içteki hava perdesi için termal sürüklenme faktörü 0,036 olarak hesaplanmış olup, bu değer en içteki hava perdesinin dış ortamdan ihmal edilebilir düzeyde etkilendiğini göstermiştir. Zaten kabin içinin dış ortamdan hiç etkilenmediği durum için termal sürüklenme faktörü sıfırdır.

Tek, iki ve üç jetli sistemler için photondan alınan sıcaklık ve vektörel hız dağılımları karşılaştırılmalı olarak incelenerek mevcut durumların analiz ve yorumları yapılmıştır.

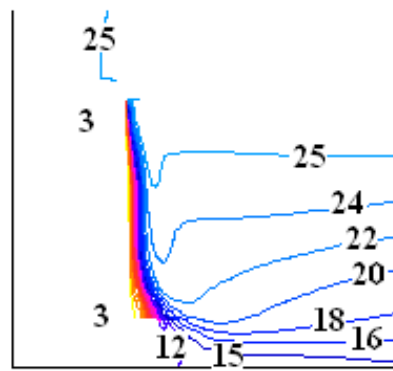
Tek, iki ve üç jetli hava perde sistemleri için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.18’de verilmiştir. Buradan görüleceği üzere tek, iki ve üç jetli sistemlerde kabin içinde oluşan maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 3,9 , 3,7 ve 3°C olarak oluşmuştur. Tek ve iki jetli sistemler için bu değerlerin +4°C’ye oldukça yakın oldukları dolayısıyla istenilen muhafaza şartlarını ancak karşılayabildikleri görülmüştür. Buna karşılık üç jetli sistemde ise kabin içerisinde 3°C’lik sıcaklık değeri ve homojen bir sıcaklık dağılımının oluştuğu görülmüştür. Ayrıca tek ve iki jetli sistemlerde kabin içinde ölçülen en düşük ve en yüksek sıcaklık farkının 2 ila 3°C düzeyinde olduğu, üç jetli sistemde ise sıcaklık farkının oluşmadığı görülmektedir. Bu durum ise üç jetli sistemin mevcut fiziksel şartlar dahilinde ideal bir sistem olduğunu göstermektedir.



(a)



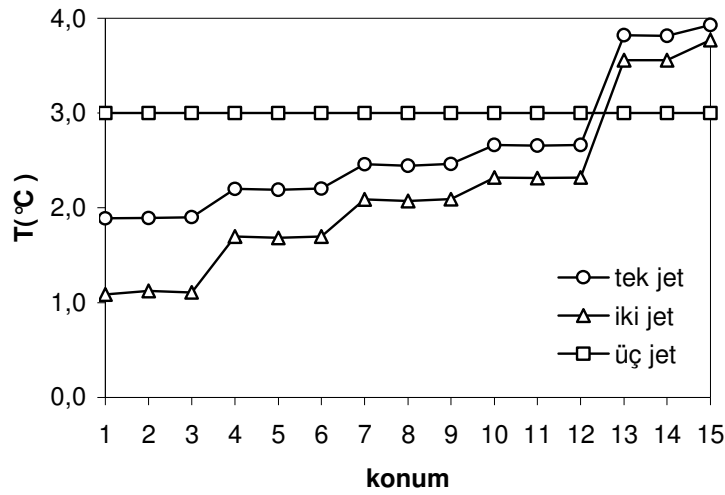
(b)



(c)

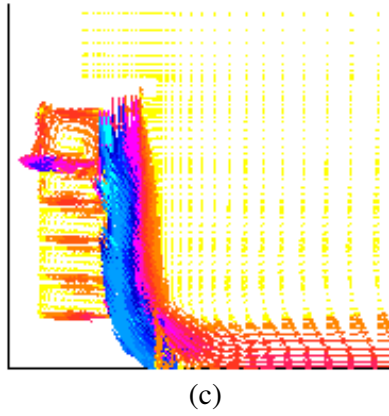
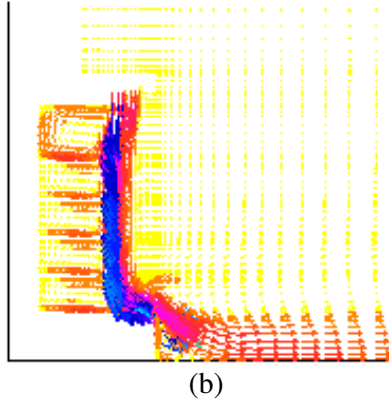
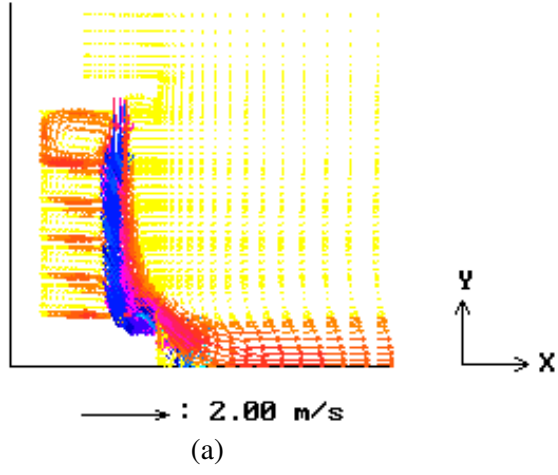
Şekil 5.18. Problem alanında oluşan sıcaklık değerleri (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

Tek, iki ve üç jetli hava perdeli sistemler için kabin içindeki ölçüm noktalarında okunan sıcaklık değerleri Şekil 5.19'da aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Özellikle tek ve iki jetli hava perdeli sistemler için elde edilen sıcaklık dağılımlarının grafiksel olarak birbirine yakın olduğu, üç jetli hava perdeli sistemde ise her noktada aynı sıcaklık değerleri elde edildiğinden düzgün çizgi şeklinde bir dağılım elde edilmiştir. Bu durum ise tek ve iki jetli sistemlerin dış ortamdan etkilendiği ve bunun neticesinde kabin içinde farklı sıcaklık değerlerinin oluştuğunu göstermiştir.



Şekil 5.19. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Tek, iki ve üç jetli hava perde sistemleri için elde edilen vektörel hız dağılımları Şekil 5.20'de verilmiştir. Her üç hava perdeli soğutma sisteminde de kabin içi ile dış ortamın belirgin bir şekilde ayrıldığı görülmektedir. Ancak bu durum üç jetli sistemde daha belirgin düzeydedir. Jetlerden verilen belirli hızlardaki havadan dolayı problem alanının taban kısmında yoğun bir hareket mevcuttur. Ayrıca verilen havanın bir kısmı ise en üst raf ile soğutma kabininin tavan kısmı arasında sirkülasyon oluşturmuştur. Tek ve iki jetli sistemlerde oluşan hava perde mekanizmaları oldukça benzer akış göstermişlerdir. Buna karşılık üç jetli sistemde ise daha yoğun bir akış profili gözönüne çarpmaktadır.



Şekil 5.20. Problem alanında oluşan vektörel hız dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

5.5. Tek, İki ve Üç Jetli Hava Perde Sistemlerinin Farklı Ortam Sıcaklıkları İçin İncelenmesi

Problemin çözümünde ortam sıcaklığının 25°C alınarak sonuçların elde edilerek incelenmesinden sonra bu bölümde farklı ortam sıcaklıkları için çözümler tekrarlanarak mevcut durumların incelenmesi yapılmıştır. Ortam sıcaklığının 22 , 28 ve 31°C değerleri için çözümler yapıp, elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Tek, iki ve üç jetli durumlar için Q1 kütüğünde tanımlaması yapılan değerler Çizelge 5.11’de verilmiştir.

Çizelge 5.11. Tek, iki ve üç jetli durumlar için girdi değerleri

Giriş jet sayısı	Girdiler					
	T_{J1} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{J2} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{J3} ($^{\circ}\text{C}$)	V_{J1} (m/s)	V_{J2} (m/s)	V_{J3} (m/s)
1	-	1,5	-	-	1,5	-
2	25	0,0	-	0,5	1,0	-
3	25	3,0	3,0	1,0	1,5	2,0

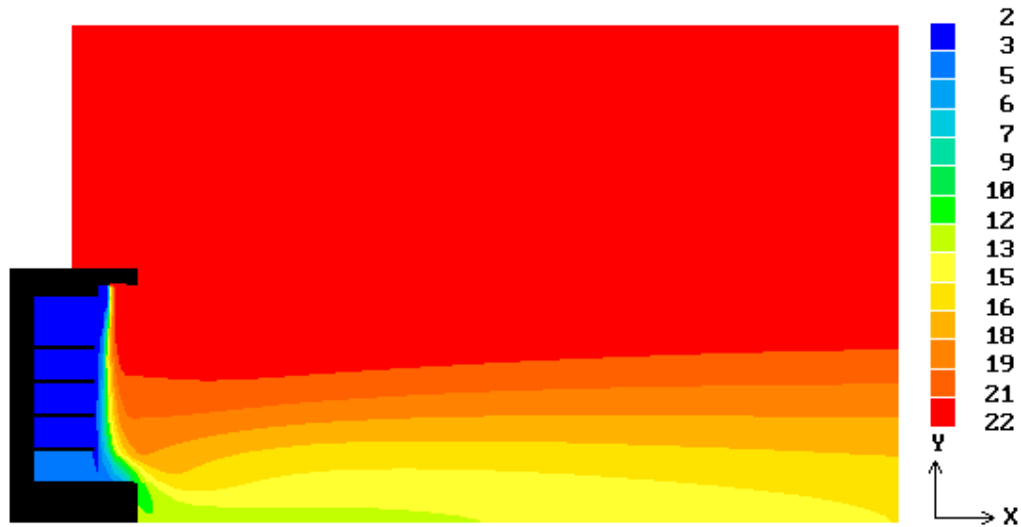
5.5.1. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu

Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olduğu durum için Bölüm 5.3.1’de değinilen farklı fiziksel durumlar için yapılan denemelerde elde edilen optimum durum için bu bölümde ortam sıcaklığının 22 , 28 ve 31°C değerleri için analiz yapılmıştır. Sıcaklık dağılımı ile vektörel hız dağılımı aşağıda gösterilmiştir.

Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu

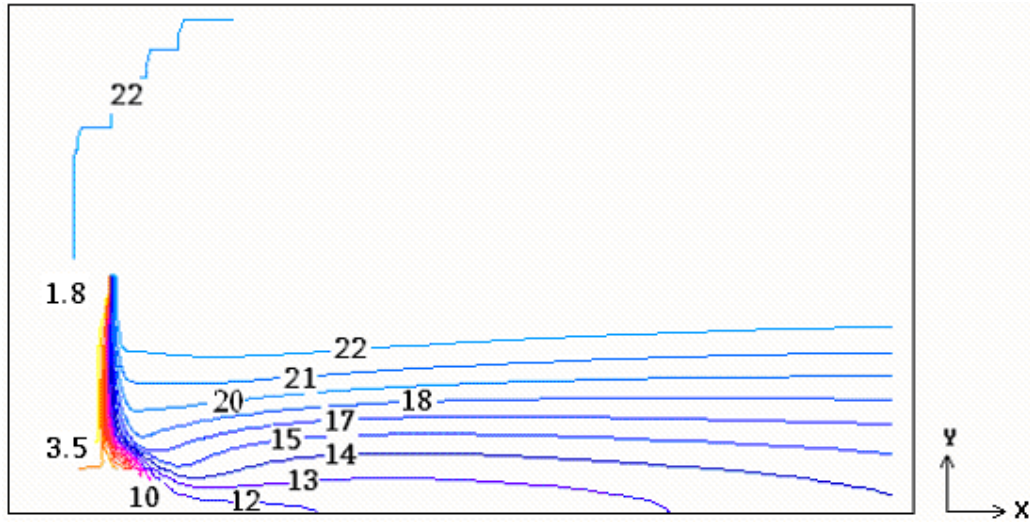
Tek jetli sistem için ortam sıcaklığının 22°C olması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.21’de gösterilmiştir. Problem alanında daha önce 25°C ortam sıcaklığında elde edilen sıcaklık dağılımına benzer bir dağılım elde edilmiştir. İncelenen problem alanın yarıdan fazlası ortam sıcaklığı olan 22°C düzeyinde bir sıcaklığa sahiptir. Bu durum ise jetten verilen havanın problem alanında oldukça

büyük bir bölümü sıcaklık değeri yönünden etkilemediğini göstermektedir. Jetten verilen hava ile oluşturulan hava perdesinin ortamdan kabin içine doğru olabilecek sürüklenmeyi büyük ölçüde engellediği, kabin içi ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkının büyük olmasından anlaşılmıştır.



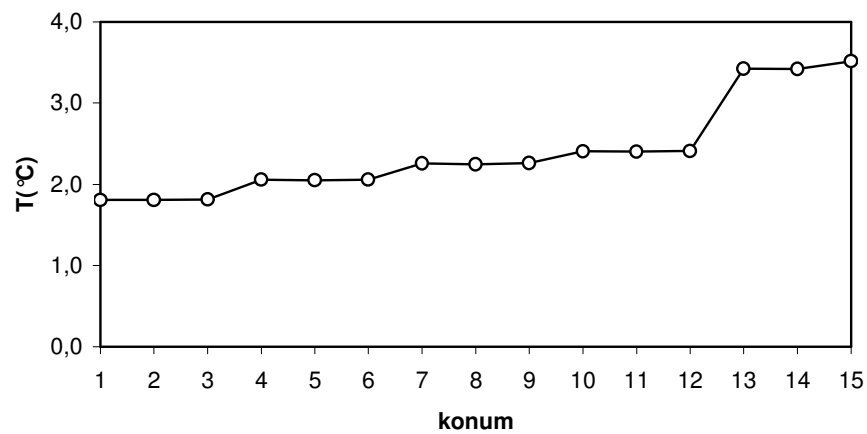
Şekil 5.21. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri Şekil 5.22’de verilmiştir. Mevcut durumda soğutma kabininde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri sırasıyla 1,8 ve 3,5°C olarak okunmuştur. Bu mevcut durum gıda kodeksindeki alt ve üst limiti temin ettiğinden pratikte kullanılabilir bir durum olarak belirlenmiştir. Problemin incelendiği açık alanda ise sıcaklık değerinin 22°C’den 10°C’ye kadar yatay katmanlar halinde düştüğü görülmüştür.



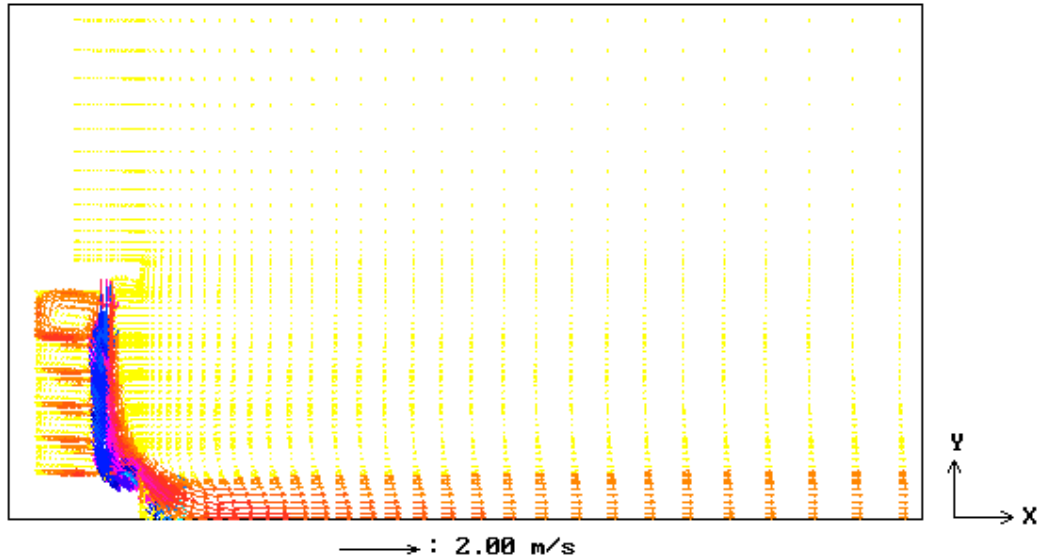
Şekil 5.22. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Kabin içinde değerleri okunan on beş noktadaki sıcaklık değerlerini gösteren dağılım Şekil 5.23’de verilmiştir. Buna göre mevcut dağılımın kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. Kabin içinde aynı raf bölgesindeki sıcaklık değerleri yaklaşık olarak aynı sıcaklık değerlerine sahipken, rafların konumuna göre sıcaklık değerleri de kademeli olarak değişmektedir.



Şekil 5.23. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

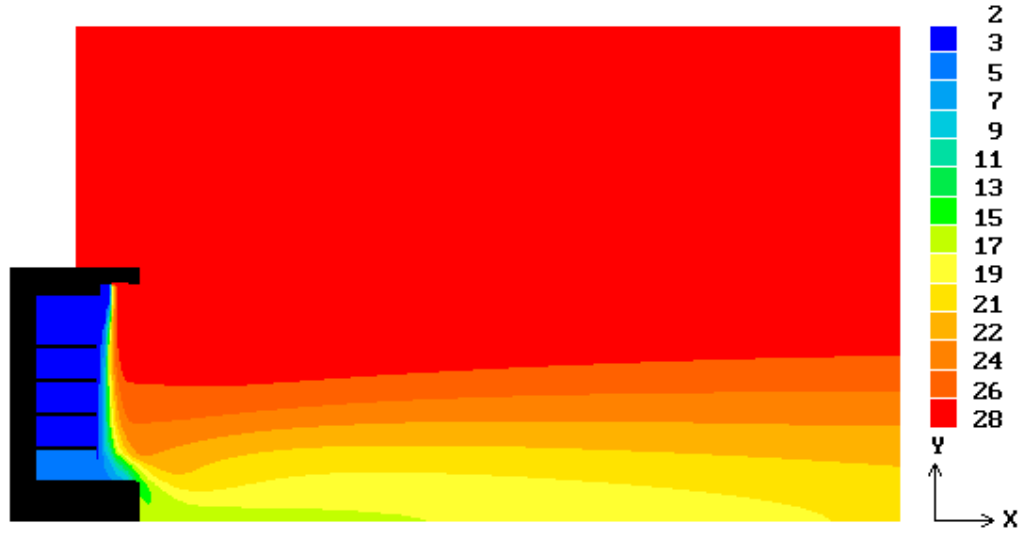
Mevcut fiziksel şartlarda oluşan vektörel hız dağılımı Şekil 5.24’de verilmiştir. Buna göre oluşan hız dağılımı ortam sıcaklığının 25°C olması durumundaki oldukça benzemektedir. Özellikle kabin içi, hava perdesinin iç ve dış kısımları ile açık alanın taban kısmında hareket yoğunluğu mevcuttur. Bunun yanı sıra açık alanda tabandan üst kısımlara doğru hareketin yavaş yavaş durağanlaştığı hatta en üst bölgelerde hareketin nokta halini aldığı yani neredeyse hareketin olmadığı görülmüştür.



Şekil 5.24. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

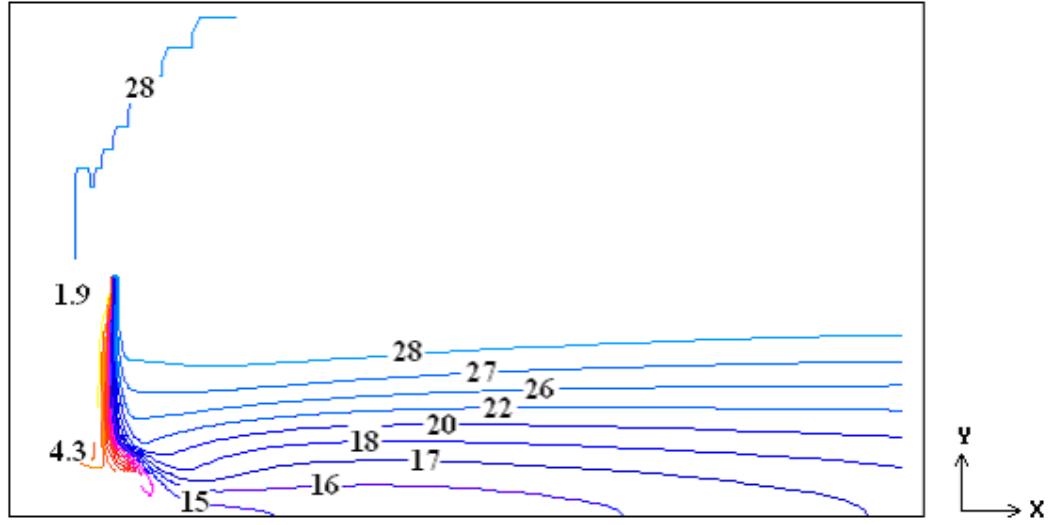
Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.25’de verilmiştir. Sıcaklık dağılımının daha önce alınan sıcaklık dağılımlarına benzer bir profile sahip olduğu ancak ortam sıcaklığının değişmesi neticesinde doğal olarak kabin içi ve açık alanda oluşan sıcaklık değerlerinin değiştiği görülmüştür. Kabin içindeki raf bölgelerine bakıldığında ilk dört raf bölgesinde sıcaklık değerleri aynı renk ile temsil edildiğinden yaklaşık olarak aynı sıcaklık değerlerine sahipken, en alt raf bölgesinde ise nispeten sıcaklık artışı gözlemlenmiştir.



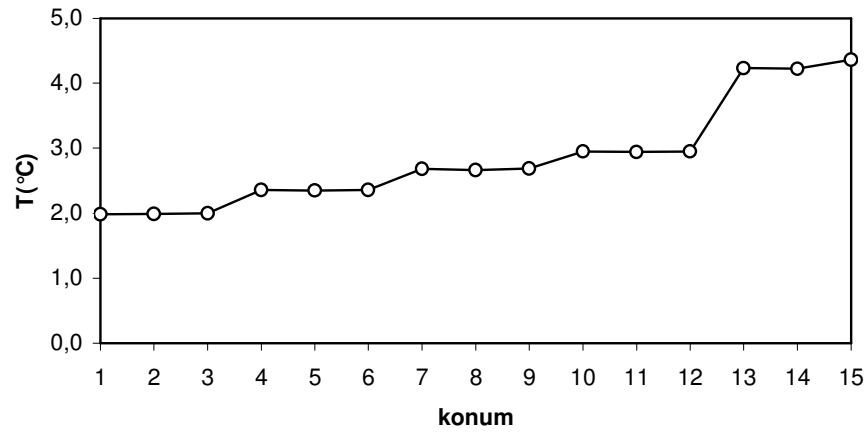
Şekil 5.25. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Sabit sıcaklık eğrileri ise Şekil 5.26’da verilmiştir. Buna göre mevcut durumda kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri sırasıyla 1,9 ve 4,3°C olarak okunmuştur. Bu bağlamda ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için kabin içindeki üst raflarda okunan değerler gıda kodeksinde belirtilen aralıktadır. Ancak sistemin tamamına bakılacak olursa, kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklık değeri gıda kodeksindeki üst limitin üzerine çıktığından pratikte kullanılması uygun olmayacak bir durum olduğu tespit edilmiştir.



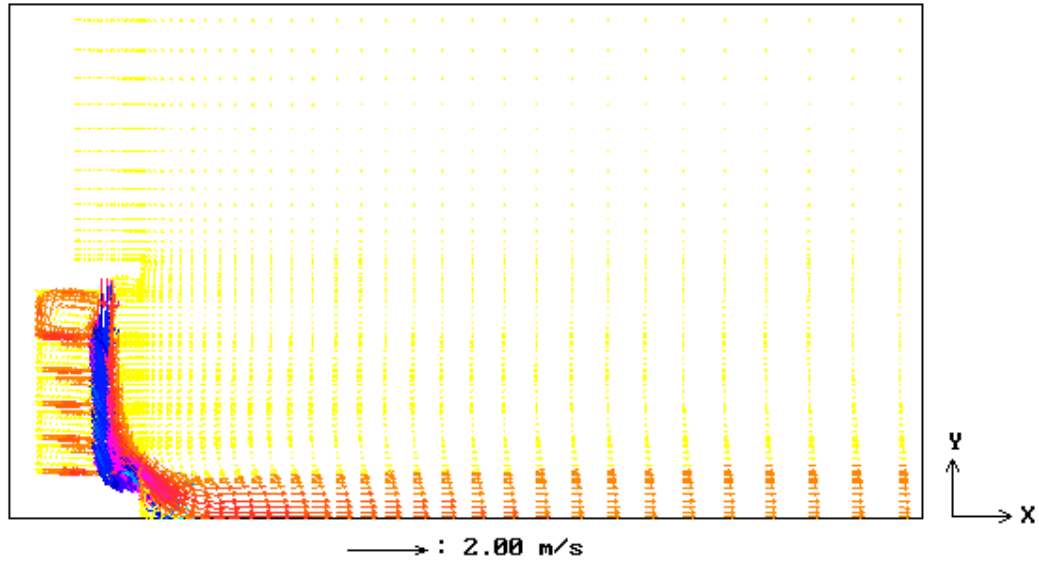
Şekil 5.26. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Kabin içinde sıcaklık değerleri okunan on beş noktada okunan sıcaklık değerlerini gösteren grafik ise Şekil 5.27’de verilmiştir. Buna göre oluşan dağılımın aynı raf bölgelerinde yaklaşık aynı sıcaklık değerlerinin oluşması neticesinde düzgün basamaklar halinde yükselen bir dağılım elde edilmiştir.



Şekil 5.27. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

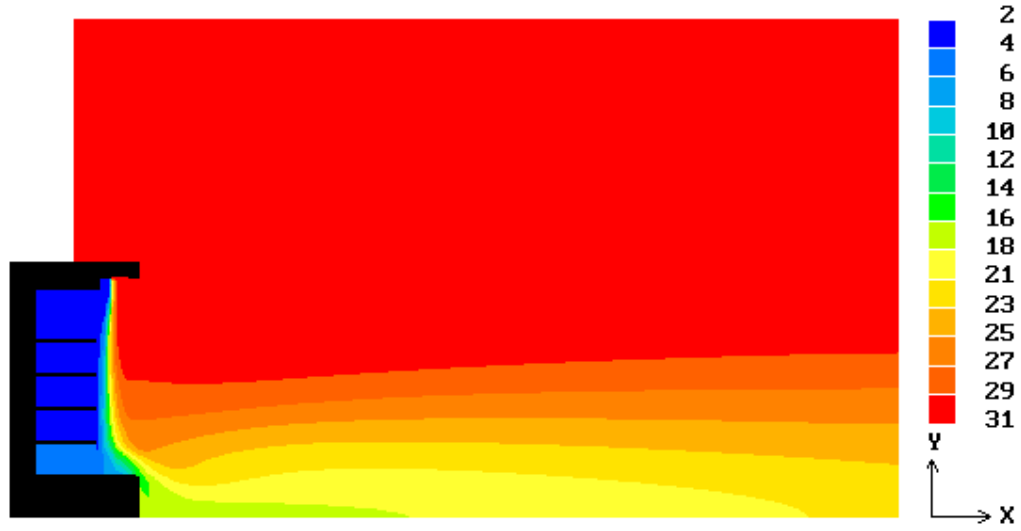
Mevcut durum için elde edilen vektörel hız dağılımı Şekil 5.28’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere edilen hız dağılımı daha önceki fiziksel şartlara sahip durumlarda elde edilen hız dağılımlarına oldukça benzemektedir. Bu durum ise ortam sıcaklığının küçük değerlerde değişmesi halinde hız dağılımını pek etkilemediğini göstermektedir.



Şekil 5.28. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

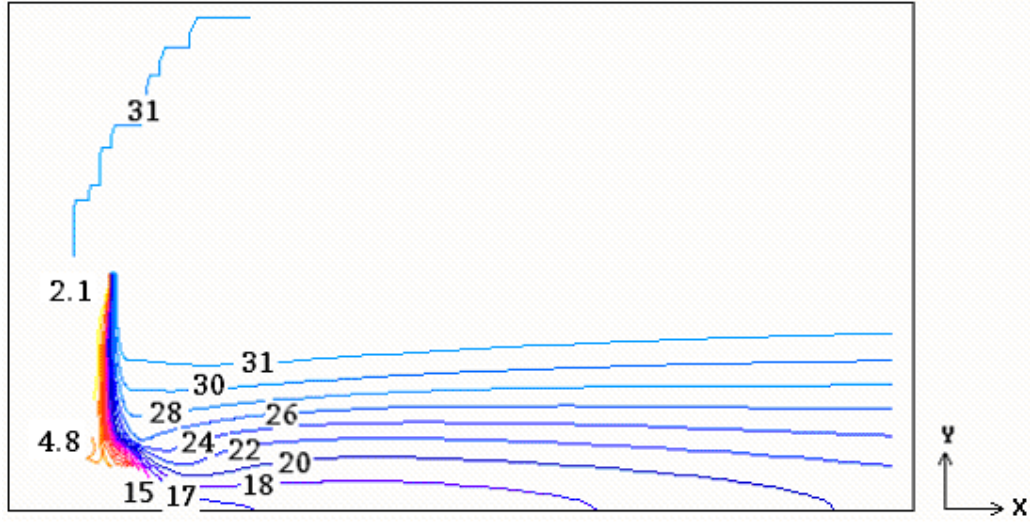
Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu

Bu bölümde, normal ortam sıcaklığı olan 25°C’nin belirli düzeyde üzerine çıkılarak problem alanındaki dağılımın nasıl etkileneceğinin tespiti üzerine, ortam sıcaklığı 31°C olarak alınarak analiz yapılmıştır. Şekil 5.29’da ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı verilmiştir. Dağılımdan görüleceği üzere problem alanındaki açık alanın büyük bölümü ortam sıcaklığı olan 31°C değerindedir. Kabin iç bölgesinde ise en alt raf hariç diğer raf bölgelerinde oluşan sıcaklık değerleri aynı renkle temsil edildiğinden yaklaşık aynı sıcaklık değerlerine sahiptir.



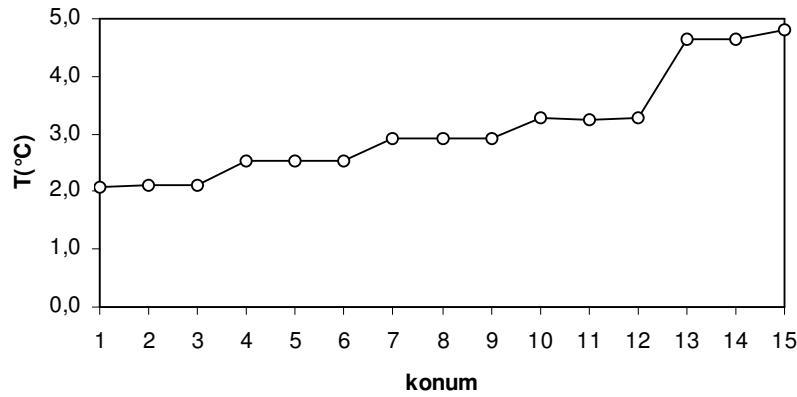
Şekil 5.29. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Mevcut ortam sıcaklığında oluşan sabit sıcaklık eğrileri ise Şekil 5.30'da verilmiştir. Buna göre tüm problem alanında oluşan sıcaklık değerleri 2,1 ila 31°C arasındadır. Kabin içinde oluşan sıcaklık alt ve üst değerleri ise 2,1 ve 4,8°C düzeyindedir. Bu haliyle kabin içindeki en alt raf hariç diğer bölgeler pratikte kullanılabilir iken, en alt raf bölgesi +4'lik üst limiti aştığından pratikte kullanılması sakıncalı bir durum ortaya çıkarmıştır.



Şekil 5.30. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

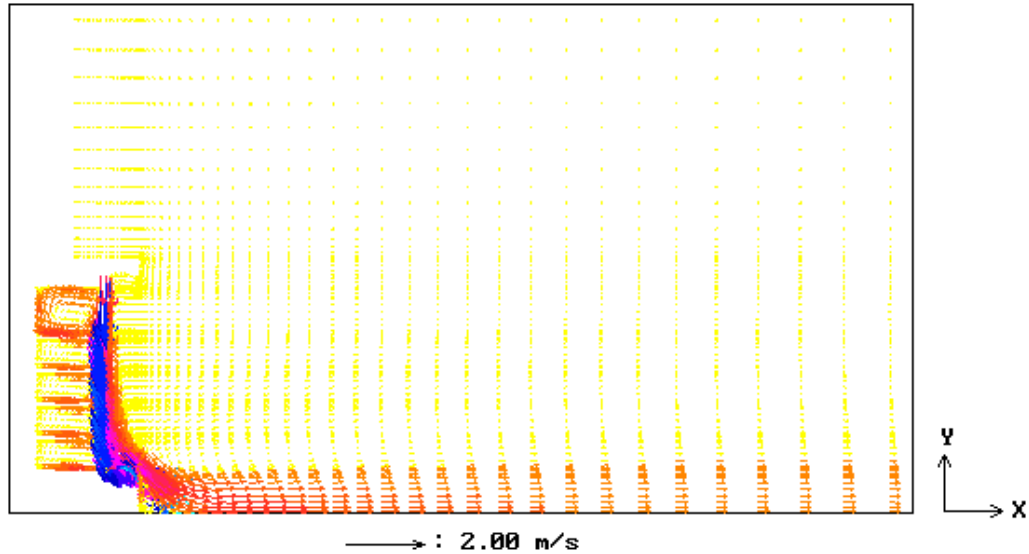
Şekil 5.31'de sıcaklık dağılımı grafiksel olarak görüleceği üzere 2,1°C'den başlayarak basamaklı bir dağılım halinde 4,8°C'ye kadar yükselen bir dağılım mevcuttur. Özellikle görünen odur ki tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları benzer profillere sahiptirler.



Şekil 5.31. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.32'de verilmiştir. Hız dağılımında kabin içi en üst raf, hava perdesi ve açık alan taban bölgelerinde hareket yoğunluğu vardır. Soğutma

kabininden uzaklaştıkça hava hareketi durağanlaştığından en uzak bölgelerde neredeyse hareketin olmadığı görülmüştür.



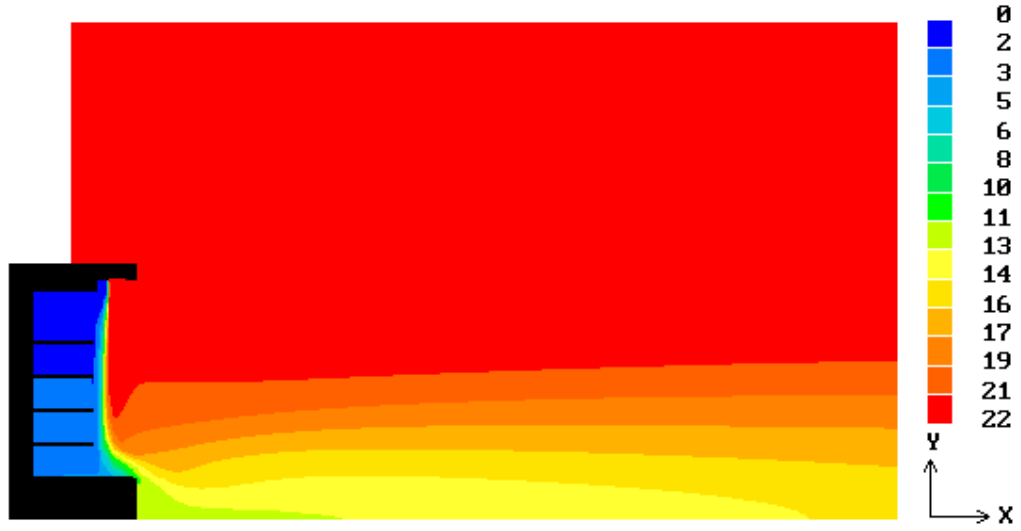
Şekil 5.32. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

5.5.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu

İki jet ve tek emme menfezinin aktif olduğu durum için Bölüm 5.3.2.'de değinilen farklı fiziksel durumlar için yapılan denemelerde elde edilen optimum durum için bu bölümde ortam sıcaklığının 22, 28 ve 31°C değerleri için analiz yapılmıştır. Sıcaklık dağılımı ile vektörel hız dağılımı aşağıda gösterilmiştir.

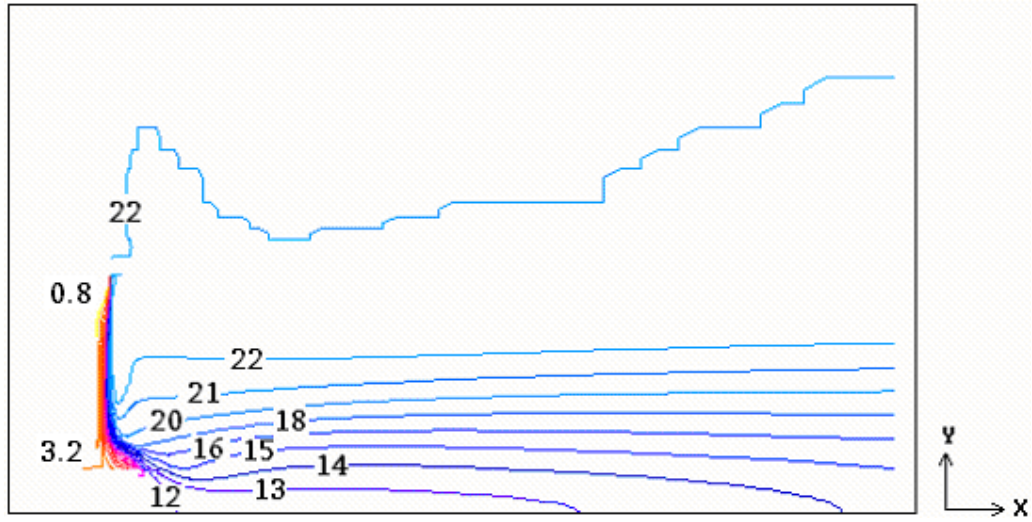
Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu

İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu için 22°C ortam sıcaklığında elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.33’de verilmiştir. Buna göre elde edilen sıcaklık dağılımında açık alanda büyük bölümün ortam sıcaklığı olan 22°C düzeyinde bir sıcaklığa sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 5.33. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

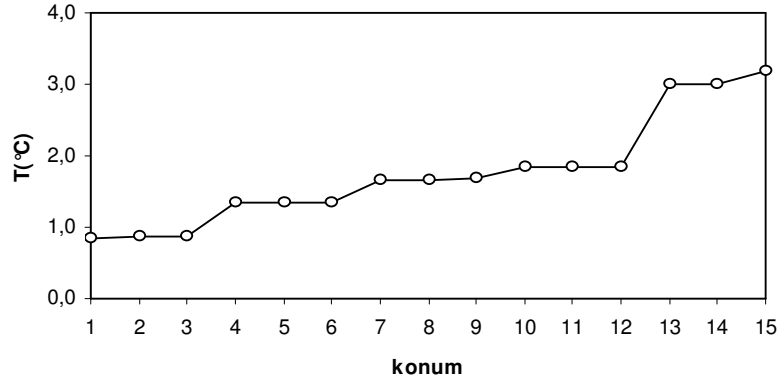
Şekil 5.34’de verilen sabit sıcaklık eğrilerinden görüleceği üzere ise problem alanının tamamında oluşan sıcaklık alt ve üst değerleri 0,8 ve 3,2°C’dir.



Şekil 5.34. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

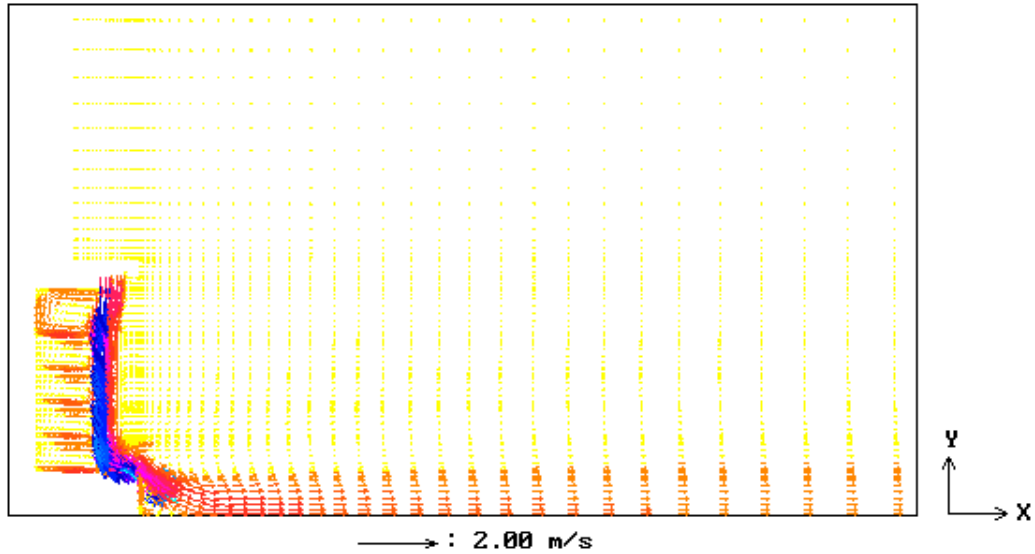
Şekil 5.35’de verilen sıcaklık grafiğinde ise kabin içi raf bölgelerinde yaklaşık aynı sıcaklık değerlerinin oluştuğu ve kabin içinde üst bölgelere doğru basamaklar halinde

yükseldiği görülmüştür. Bu durum ise aynı raf bölgelerinde saklanan ürünlerin yaklaşık eşit sıcaklıklarda muhafaza edileceğini göstermektedir.



Şekil 5.35. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

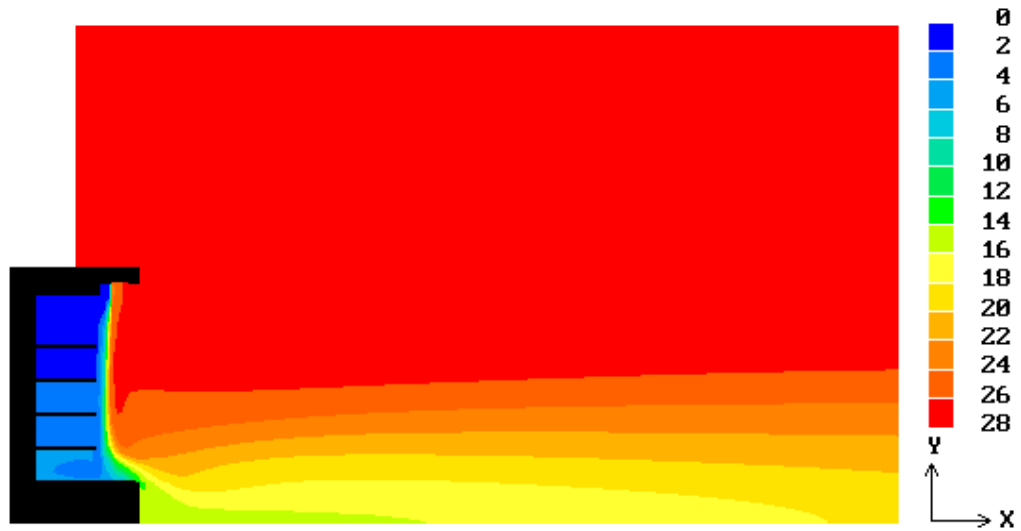
Şekil 5.36'da verilen vektörel hız dağılımında ise kabin içinde özellikle en üst raf bölgesinde, hava perdesi bölgesinde ve açık alanın taban kısmında hareket yoğunluğunun olduğu ve açık alanın üst bölgelerinde ise hava hareketinin neredeyse olmadığı görülmüştür.



Şekil 5.36. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

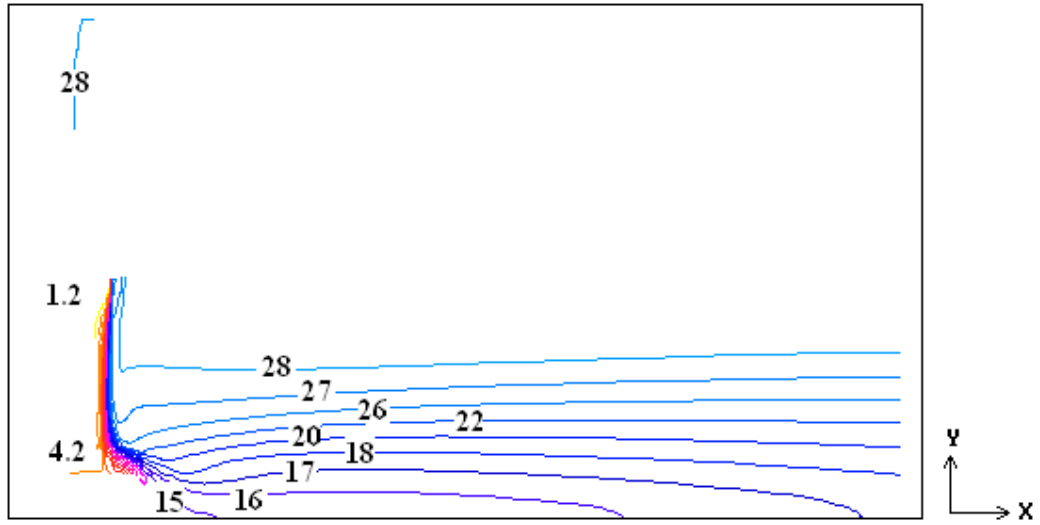
Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 28°C olması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.37’de verilmiştir. Problem alanının büyük bölümünde ortam sıcaklığı olan 28°C’nin mevcut oldu görülmüştür. Kabin iç bölgesinde ise alttan üç raf ile üstteki iki raf bölgelerinde kendi aralarında yaklaşık aynı sıcaklık değerlerinin olduğu görülmektedir.



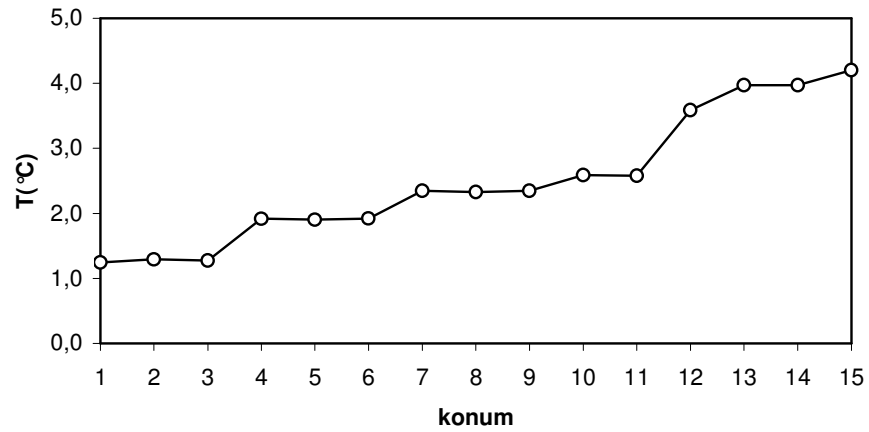
Şekil 5.37. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Şekil 5.38’de verilen sabit sıcaklık eğrilerinde ise kabin içinde oluşan sıcaklık aralığı 1,2 ila 4,2°C aralığında olduğu görülmektedir. Bu haliyle kabinin üst rafları kullanılabilir iken alt raf bölgelerinin pratikte kullanılması sakıncalı olabileceği tespit edilmiştir.



Şekil 5.38. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

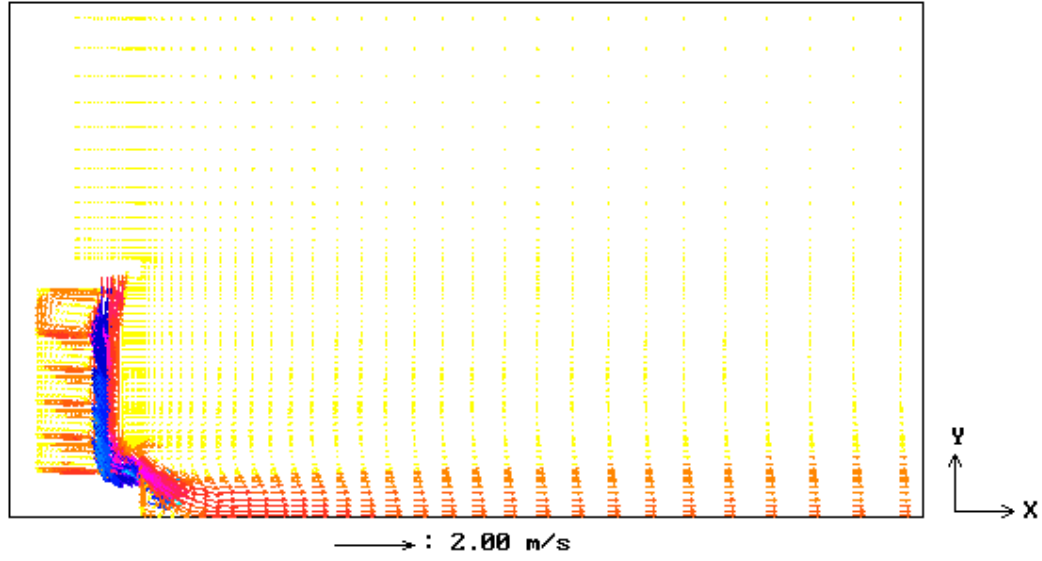
Şekil 5.39’da verilen sıcaklık grafiğinden görüleceği üzere ölçüm noktalarında 1,2°C’den 4,2°C’ye kadar değişen bir dağılım mevcuttur. Basamaklı bir profilin oluşmasından dolayı raf bölgelerindeki sıcaklık değerlerinin yaklaşık aynı oldukları görülmüştür.



Şekil 5.39. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 5.40’da verilen vektörel hız dağılımında ise daha önce elde edilen hız dağılımlarından farklı olarak göze çarpan bir durum söz konusu değildir. Şöyle ki

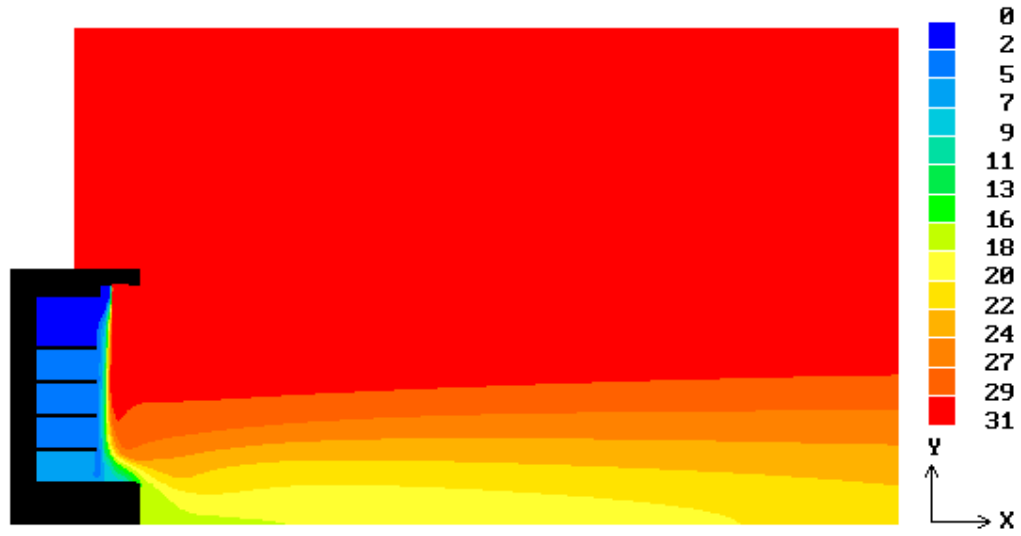
hareketin yoğun olduğu bölgeler kabin içi, hava perdesinin iç ve dış kısmı ile açık alandaki taban bölgeleridir. Jetlerden verilen hava -özellikle içteki jetten verilen- neticesinde en üst raf bölgesinde de yoğun hareketin olduğu görülmüştür.



Şekil 5.40. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

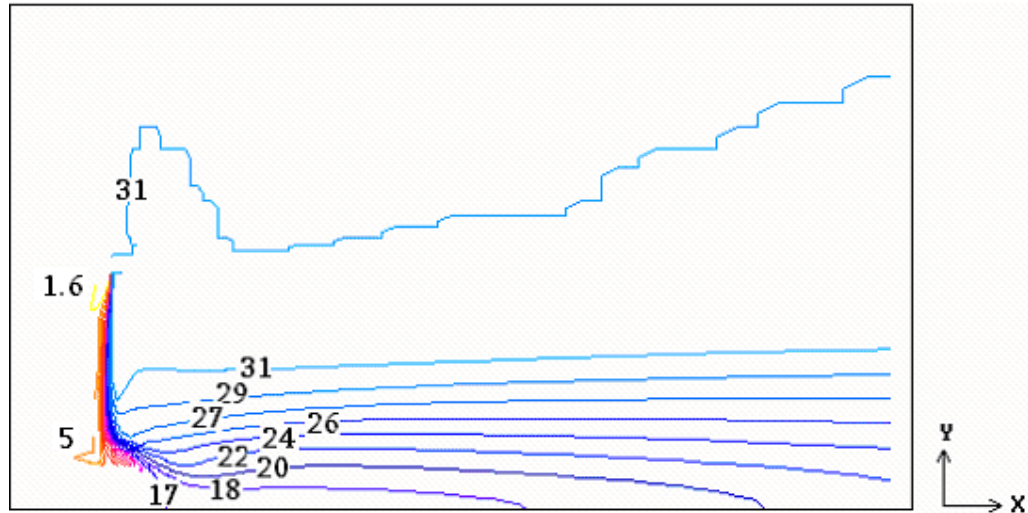
Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.41’de verilmiştir. Şekil 5.41’deki sıcaklık dağılımından görüleceği üzere kabin içinde alttan dört raf bölgesinde yaklaşık aynı sıcaklık değerlerinin oluştuğu, kabin dışı açık alanda ise yatay katmanlar halinde yukarı doğru yükselen bir dağılım mevcuttur.



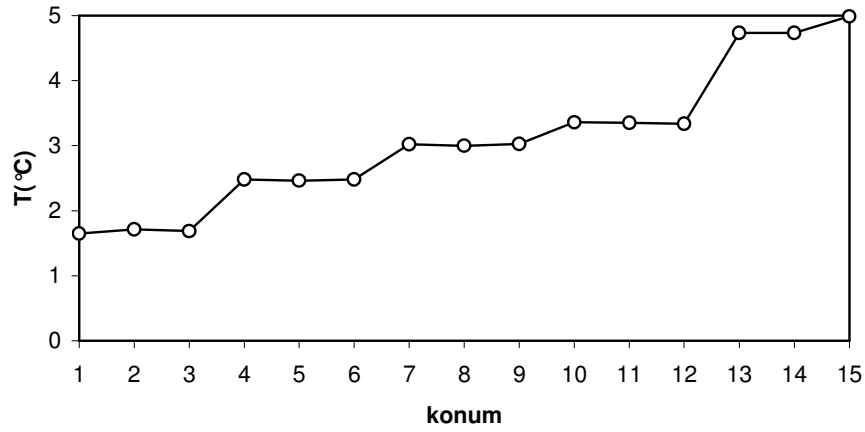
Şekil 5.41. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Şekil 5.42’de ise sabit sıcaklık eğrileri verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere kabin içi sıcaklık aralığı 1,6 ila 5°C arasındadır. Bu ise kabin içinin dış ortamdan belirli düzeyde etkilendiğini dolayısıyla bu etkilenme neticesinde kabin içinde 3-4°C’lik bir farkın oluştuğunu göstermiştir. Mevcut durumun piyasa şartlarında kullanılmasının sakıncalı olacağı sonucuna varılmıştır.



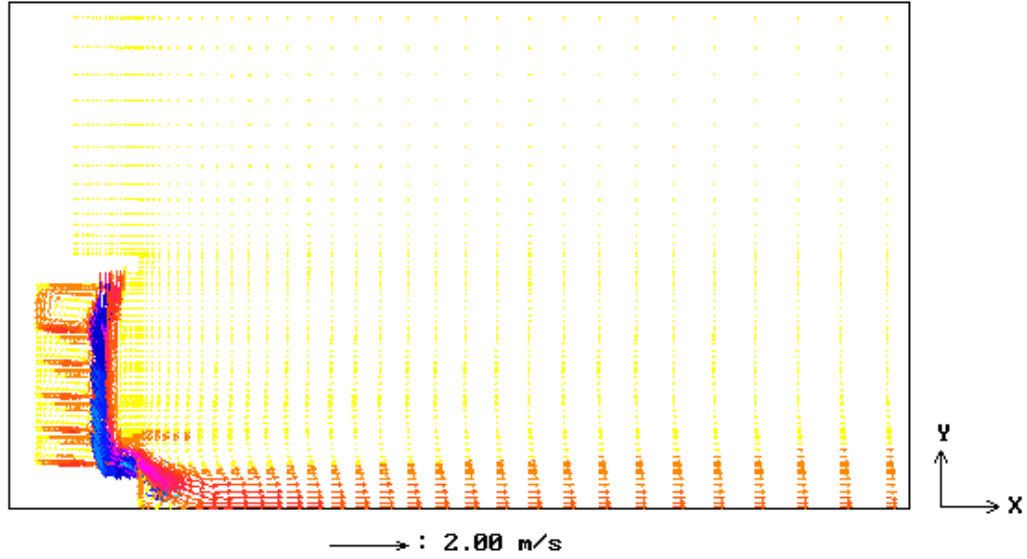
Şekil 5.42. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Sıcaklık değerleri ölçülen on beş farklı noktada oluşan sıcaklık değerlerinin oluşturduğu dağılım Şekil 5.43’de verilmiş olup, mevcut dağılımda genellikle elde edilen basamak profilin elde edildiği görülmüştür. Yani aynı raf bölgelerinde eşit yada yaklaşık aynı sıcaklık değerleri okunmuştur. Şekil 5.43’den görüleceği üzere en alt bölgesinde artık sıcaklık değeri 4°C’nin üzerine çıkarak istenmeyen sıcaklık değerinin ortaya çıkmasını sağlamıştır.



Şekil 5.43. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.44’de görüleceği üzere, yoğun hareketin kabin içi, hava perdesi bölgesi ve açık alanın taban kısmında olduğu ve hava perdesi bölgesi dışında oluşan hız büyüklüğünün 0,5 m/s’den küçük olduğu görülmektedir.



Şekil 5.44. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

5.5.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu

İki jet ve tek emme menfezinin aktif olduğu durum için Bölüm 5.3.3’de değinilen farklı fiziksel durumlar için yapılan denemelerde elde edilen optimum durum için bu bölümde ortam sıcaklığının 22, 28 ve 31°C değerleri için analiz yapılmıştır.

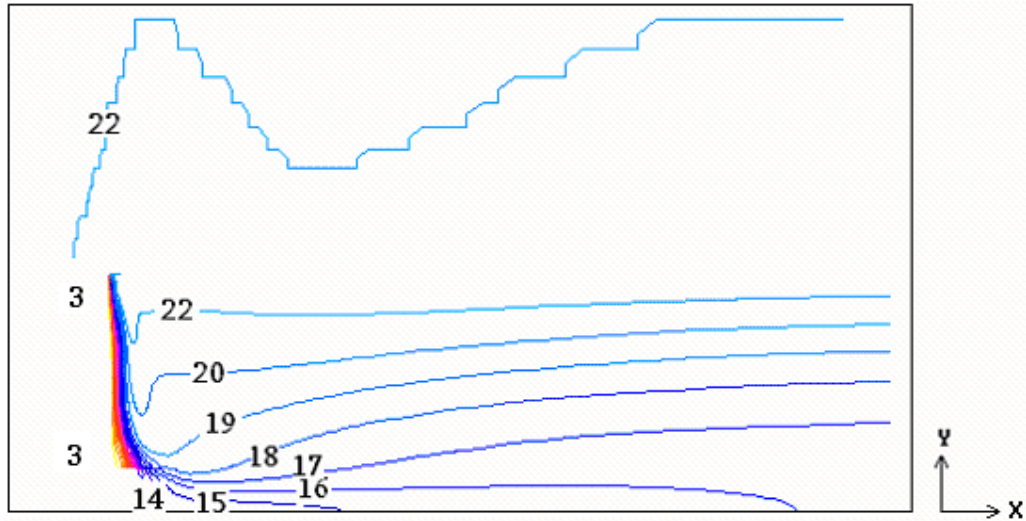
Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu

Üç jetli durum için ortam sıcaklığının 22°C olması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.45’de verilmiştir. Buna göre Şekil 5.45’deki sıcaklık dağılımından açık alanın taban kısmından yukarı doğru yatay katmanlar halinde sıcaklık artışının olduğu, yaklaşık yarı bölgeden sonra ise ortam sıcaklığı olan 22°C’lik bir sıcaklık değerinin olduğu görülmüştür. Kabin iç bölgesinde ise tüm alan aynı renkte temsil edildiğinden oluşan sıcaklık dağılımının kabin içinde aynı sıcaklık değerine eşit olduğu görülmüştür.



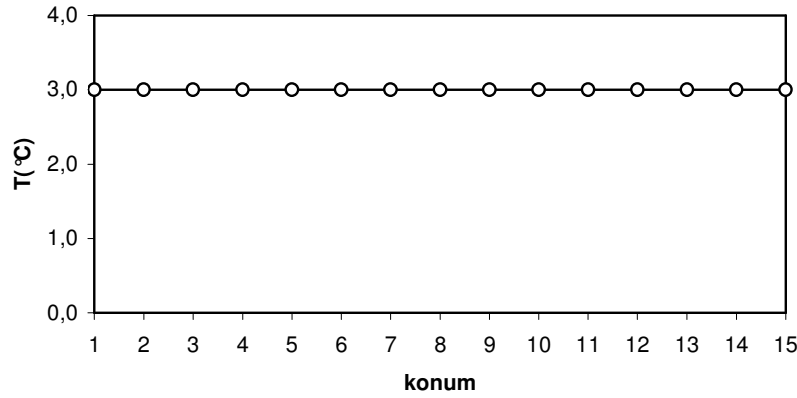
Şekil 5.45. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Şekil 5.46'da verilen sabit sıcaklık eğrilerinden ise en içteki jetten verilen havanın kabin içindeki tüm alanda oluşan sıcaklık dağılımını oluşturduğu görülmüştür. Yani en içteki jetten verilen 3°C'lik hava kabin içindeki tüm alanda aynı sıcaklık dağılımını oluşturmuştur. Bu durum ise üç jetli sistemin ne kadar etkili olduğunu ve dış ortamdan etkilenmediğini göstermiştir.



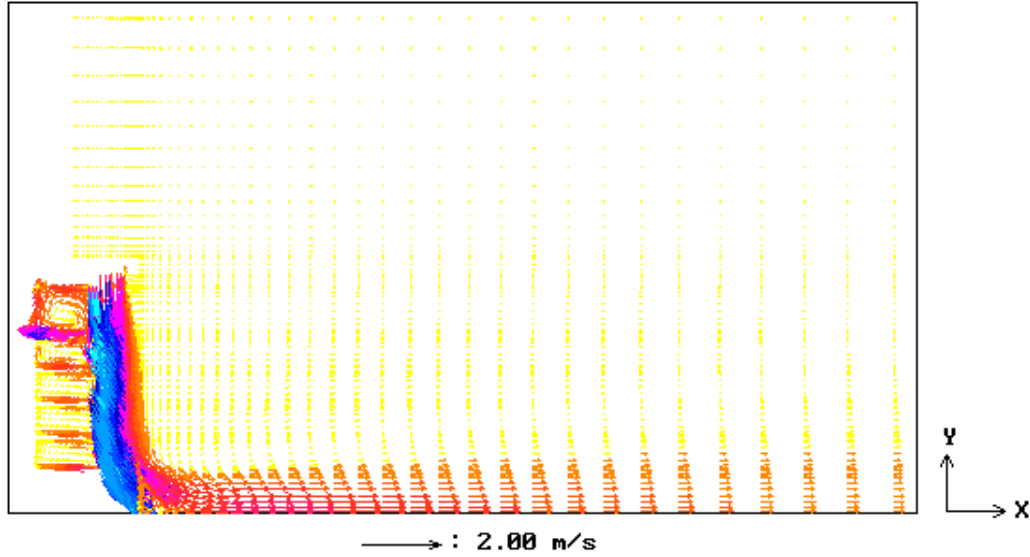
Şekil 5.46. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Şekil 5.47’de verilen sıcaklık grafiğinde ise kabin içindeki tüm alanda 3°C’lik hava sıcaklığı mevcut olduğundan düzgün bir grafik profili elde edildiği görülmüştür. Kabin içinde saklanan tüm ürünlerin aynı sıcaklık değerinde muhafaza edildiği açıkça şekilden görülmektedir. Böylece raflarda stoklanan tüm ürünler aynı sıcaklıkta muhafaza edilme olanağının sağlandığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.47. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

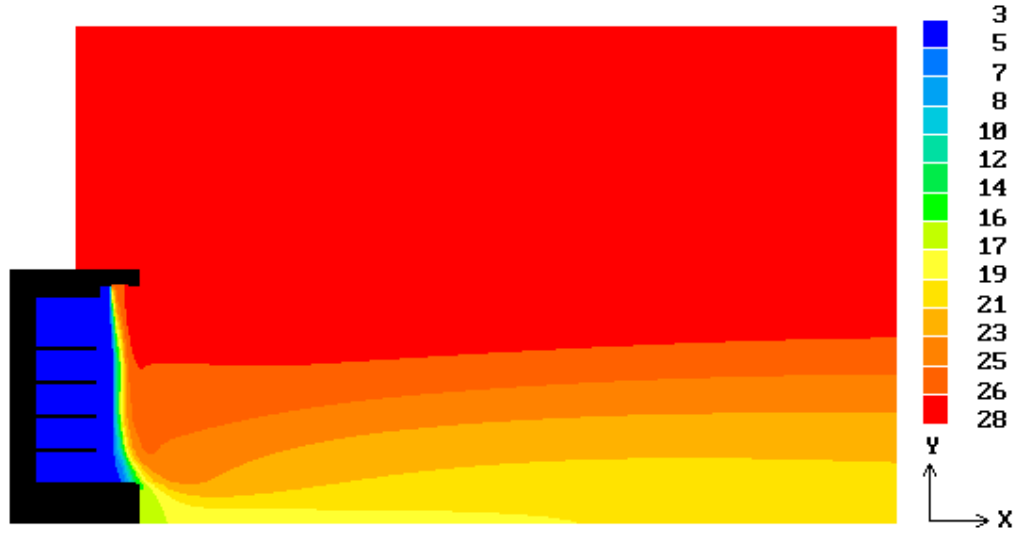
Şekil 5.48’deki üç jetli sisteme ait vektörel hız dağılımında ise özellikle hava perdesi bölgesinde daha yoğun bir hareketin olduğu görülmüştür. En içteki jetinde aktif duruma geldiği gözönüne alındığından en üst raf bölgesinde cereyan eden hava hareketi artmıştır. Bunun yanı sıra hareketin yoğun olduğu bölgelerin tek ve iki jetli sistemlerde olduğu gibi kabin içi, hava perdesi ve açık alanın taban bölgeleri olduğu görülmüştür.



Şekil 5.48. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

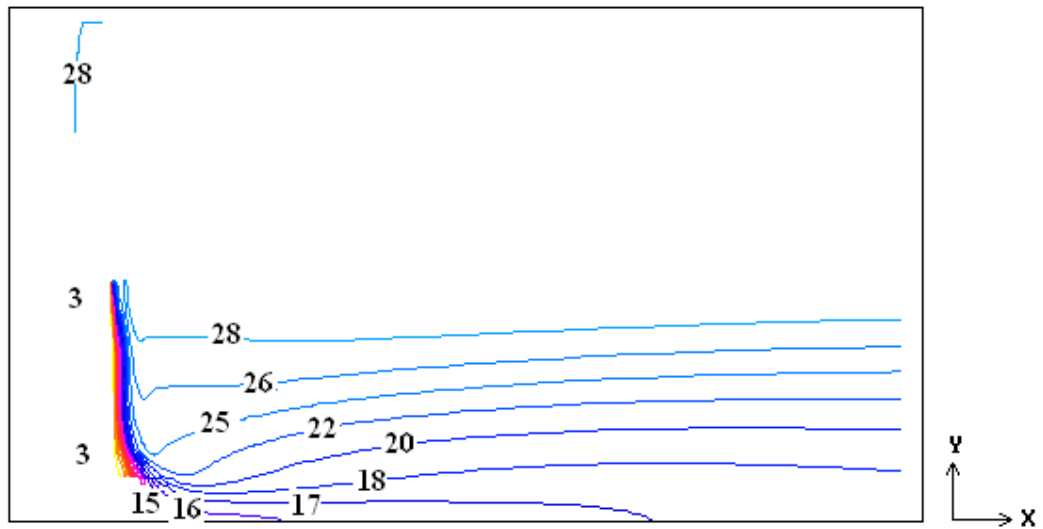
Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu

Ortam sıcaklığının normal şartlardaki ortam sıcaklığının üzerine çıkılarak 28°C alındığında elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.49'da verilmiştir. Şekil 5.49'dan problem alanındaki sıcaklık dağılımının düzgün ve katmanlar halinde olduğu görülmektedir. Kabin içindeki tüm alanın aynı renkte temsil edilmesinden dolayı tüm raf bölgelerinde aynı sıcaklık değeri mevcuttur. Bu durum ise en içteki jetten verilen havanın kabin içi sıcaklık dağılımını oluşturduğunu ve dış ortamdan kabin içinin etkilenmediğini göstermektedir.



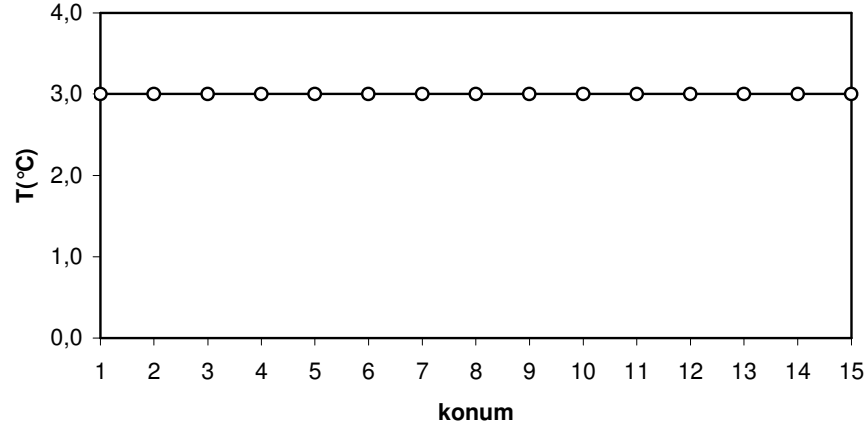
Şekil 5.49. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Şekil 5.50’de verilen sabit sıcaklık eğrilerinden ise kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerlerinin 3°C olduğu dolayısıyla gıda kodeksinde belirtilen aralıkta olmasından dolayı piyasa şartlarında kullanılabilecek ideal bir sistem olduğu sonucuna varılmıştır.



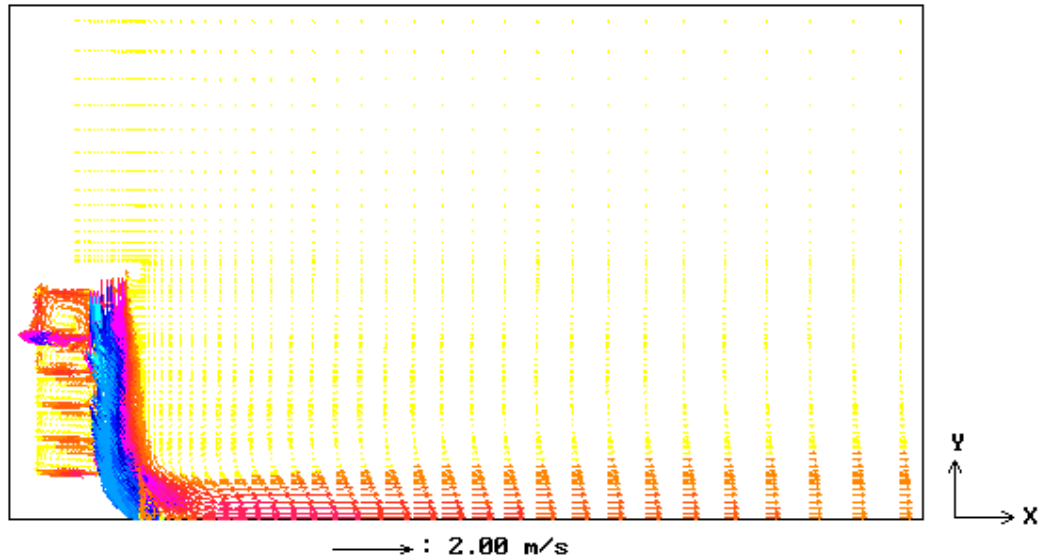
Şekil 5.50. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Sıcaklık dağılımını gösteren grafik ise Şekil 5.51’de verilmiş olup, ölçüm yapılan on beş noktanın tamamında oluşan sıcaklık değerinin 3°C olduğu görülmektedir.



Şekil 5.51. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 5.52’de verilen vektörel hız dağılımından ise yoğun hareketin kabin içi, hava perdesi ve açık alanın taban kısmında oluştuğu görülmektedir. Açık alanın üst bölgelerinde ise hava hareketinin durağanlaştığı görülmektedir.



Şekil 5.52. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

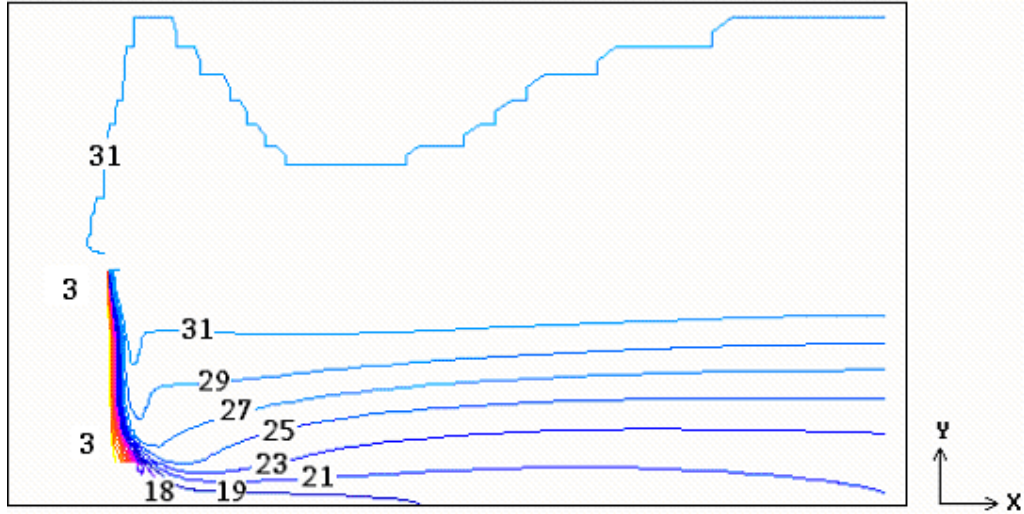
Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.53’de verilmiştir. Mevcut durumda oluşan sıcaklık dağılımında kabin iç bölgesinin dış ortamdan etkilenmediği ve homojen bir sıcaklık dağılımının olduğu görülmüştür. Açık alanda ise genel olarak elde edilen bir sıcaklık profili elde edilmiş olup, sıcaklık yatay katmanlar halinde yukarı doğru yükselmektedir. Oldukça büyük bir alanda ise ortam sıcaklığı olan 31°C sıcaklık değeri oluşmuştur.



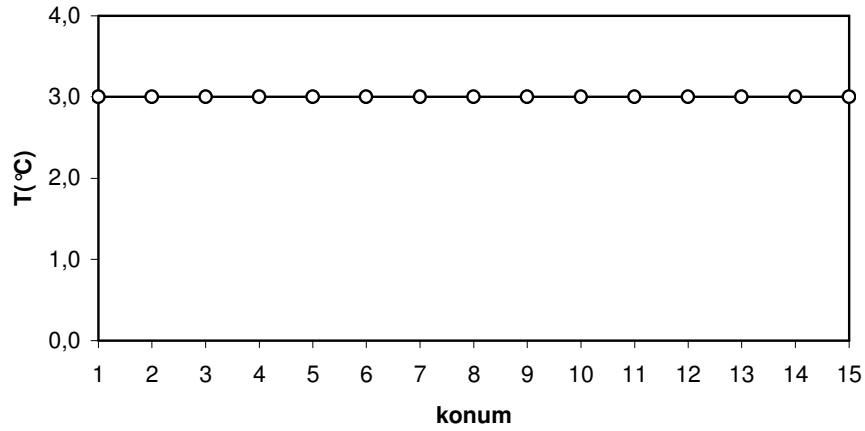
Şekil 5.53. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımı

Şekil 5.54’de verilen sabit sıcaklık eğrilerinden ise problem alanında oluşan sıcaklık aralığının 3 ila 31°C arasında olduğu görülmektedir. Kabin içinde dış ortamdan etkilenmenin olmamasından dolayı homojen bir sıcaklık dağılımının olduğu görülmektedir. Açık alanda ise 18°C’den ortam sıcaklığına doğru düzgün artan bir sıcaklık dağılımı mevcuttur.



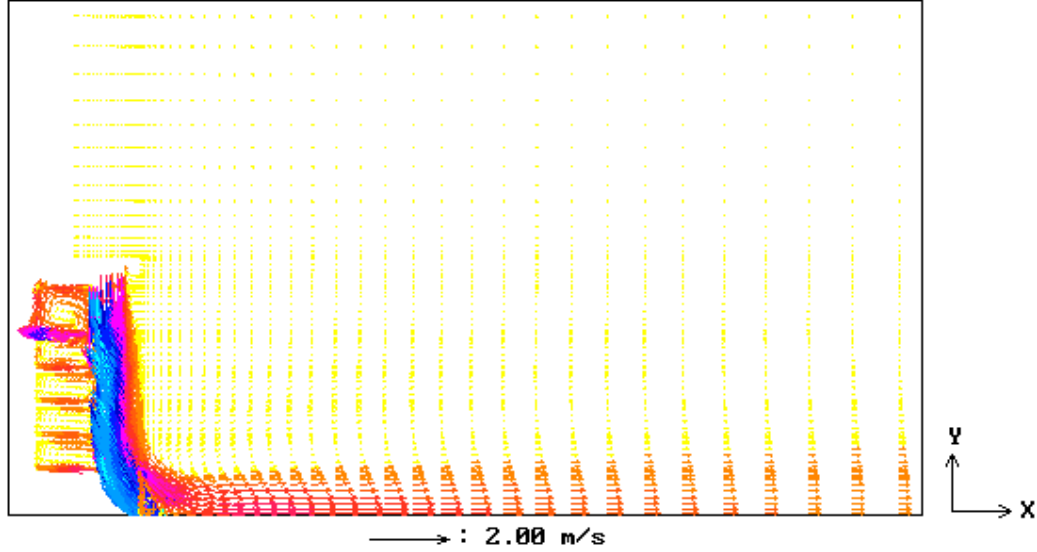
Şekil 5.54. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen sabit sıcaklık eğrileri

Şekil 5.55'deki sıcaklık dağılımını gösteren grafikte ise, üç jetli sistem için diğer ortam sıcaklıklarında elde edilen sıcaklık dağılımından farklı bir dağılım olmayıp, kabin içi tüm bölgede 3°C'lik bir sıcaklık değerinin oluştuğu görülmüştür. Böylelikle kabin içinde saklanan tüm ürünlerin eşit miktarda soğutularak aynı sıcaklıkta muhafaza edilmesinin mümkün olacağı belirlenmiştir.



Şekil 5.55. Ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 5.56'daki vektörel hız dağılımından görüleceği üzere daha önce üç jetli sistemlerde elde edilen hız dağılımlarından farklı bir hız dağılımı oluşmamıştır. Bir başka deyişle hava hareketinin yoğun olduğu bölgeler kabin içi, hava perdesi ve açık alanın taban bölgeleridir.



Şekil 5.56. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımı

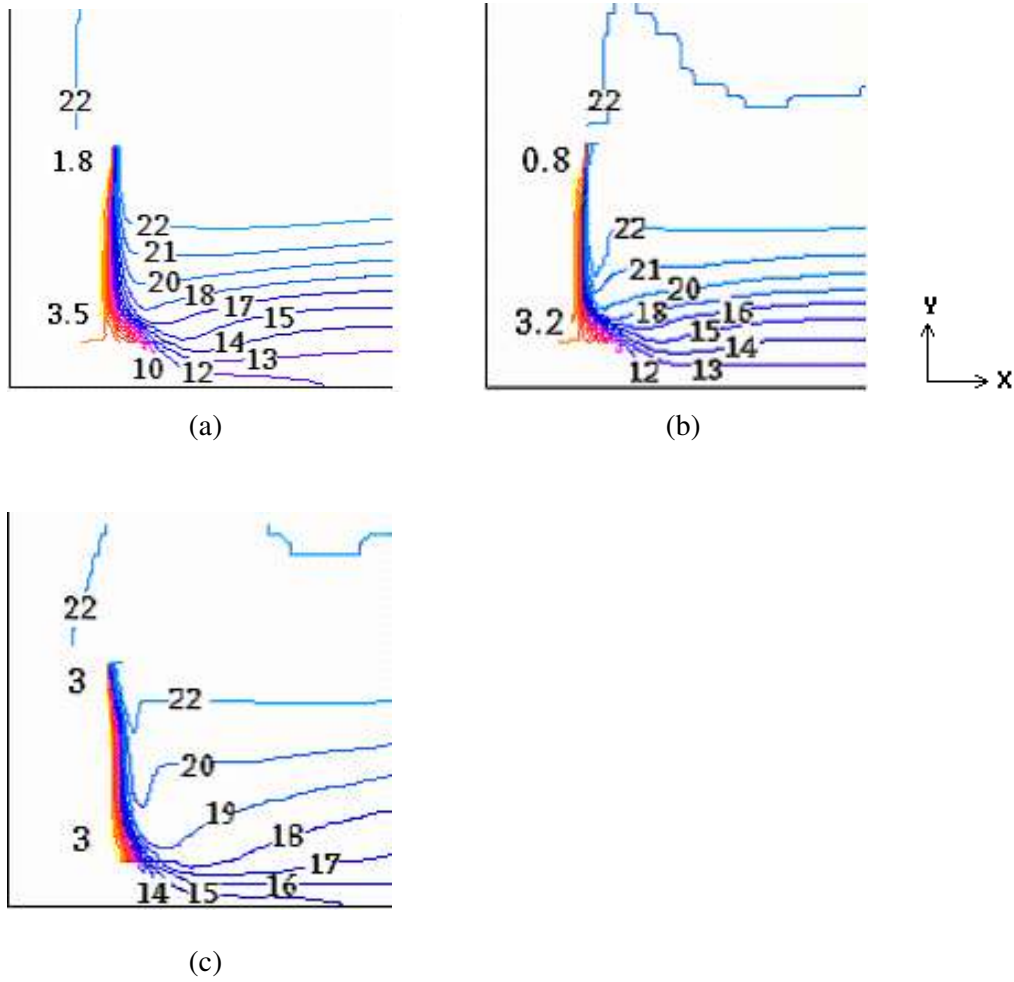
5.6. Tek, İki ve Üç Jetli Sistemlerin Farklı Ortam Sıcaklıklarında Karşılaştırılması

Bu bölümde ortam sıcaklığının 22, 25, 28 ve 31°C değerleri için yapılan analizler karşılaştırılarak farklı hava perde sistemleri için sayısal analizin sonuçları yorumlanmıştır. Dört farklı ortam sıcaklığında yapılan analizler neticesinde elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları ile durumların genel olarak incelenmesi yapılmıştır.

5.6.1. Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 22°C olması durumu için tek, iki ve üç jetli sistemlerde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.57'de verilerek karşılaştırılmıştır. Şekil 5.57'de görüleceği üzere mevcut ortam sıcaklığında her üç sistem içinde gıda kodeksinde

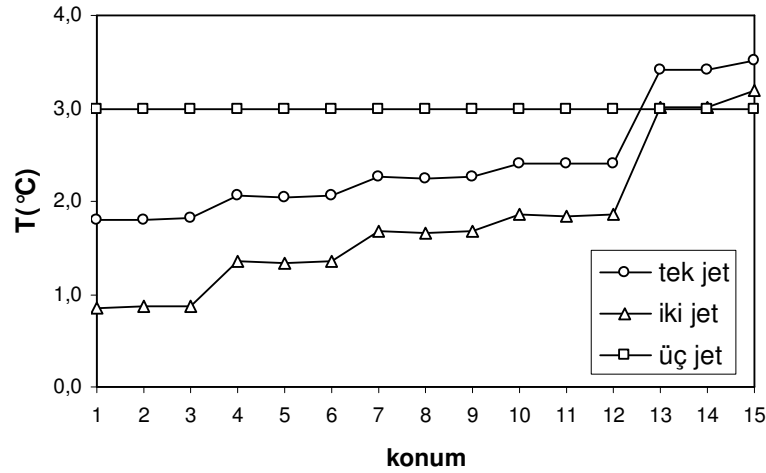
belirtilen sıcaklık şartları sağlandığından, sistemlerin pratikte kullanılabilecek oldukları tespit edilmiştir. Ancak tek ve iki jetli sistemlerde, kabin içinde 2 ila 3°C'lik sıcaklık farkları oluşurken üç jetli sistemde kabin içi tüm bölgelerde 3°C'lik sabit bir sıcaklık oluşmuştur. Özellikle kabin içi sıcaklık dağılımının homojen olması istenilmesi halinde üç jetli sistemlerin daha iyi sistemler oldukları belirlenmiştir.



Şekil 5.57. Sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

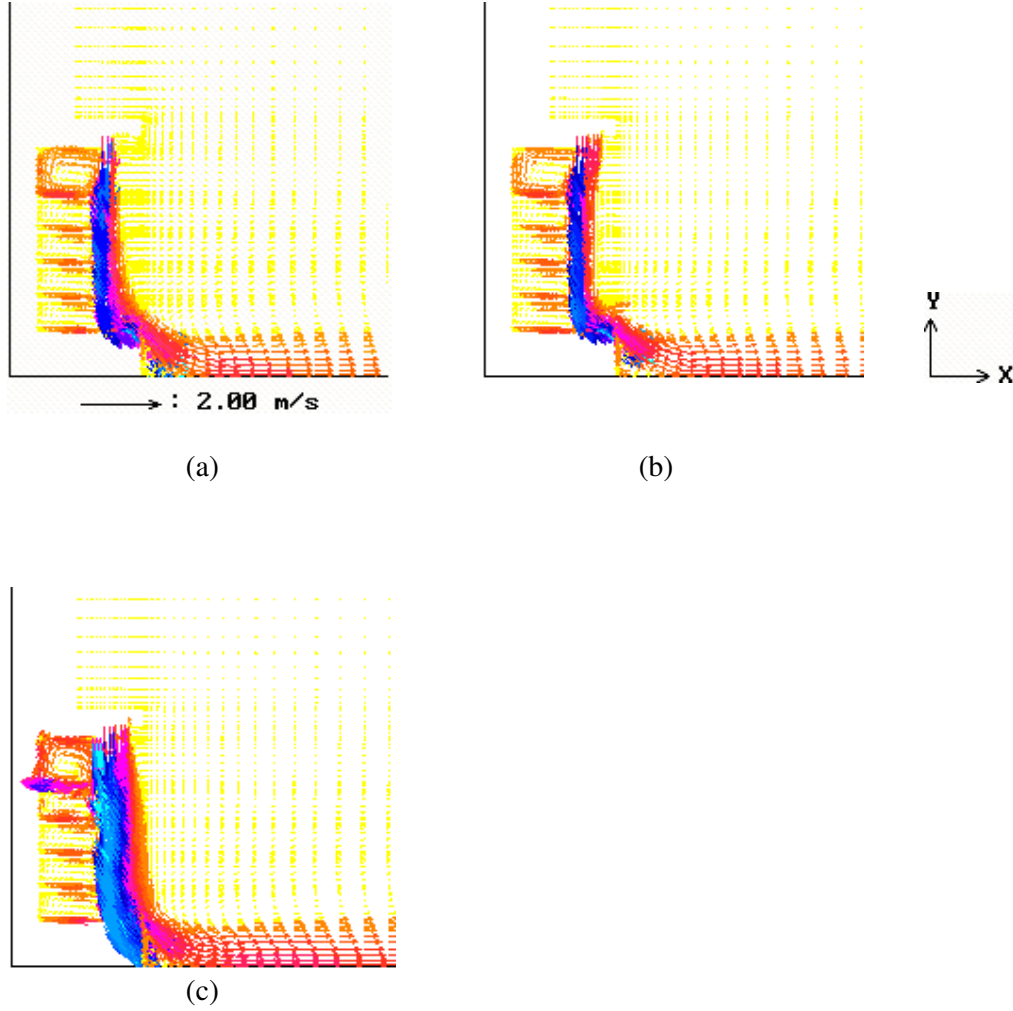
Şekil 5.58'deki grafikte görüleceği üzere tek ve iki jetli sistemlerde kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımları benzer profiller göstermektedir. Buna karşılık üç jetli sistemde kabin içinin dış ortamdan etkilenmemesinden dolayı ölçüm yapılan on beş

noktada da 3°C'lik bir sıcaklık değeri mevcuttur. Grafikte görülen tüm değerler 0-4°C aralığında olduğundan 22°C ortam sıcaklığında her üç sistemde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.58. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 5.59'da tek, iki ve üç jetli sistemler için vektörel hız dağılımları verilmiştir. Buna göre her üç sistem içinde elde edilen vektörel hız dağılımları benzer şekildedirler. 2 m/s'lik birim vektör gözönüne alındığında, hava perdesini oluşturan akışın dışında hareketin olduğu diğer bölgelerde hareketin büyüklüğü 0,5 m/s'den küçük olduğu görülmüştür. Jetlerden verilen hava direkt olarak emme menfezlerine çarparak açık alana doğru akış göstermektedir. Hareketin yoğun olduğu bölgeler kabin içi, hava perdesi ve açık alanın taban bölgeleridir.

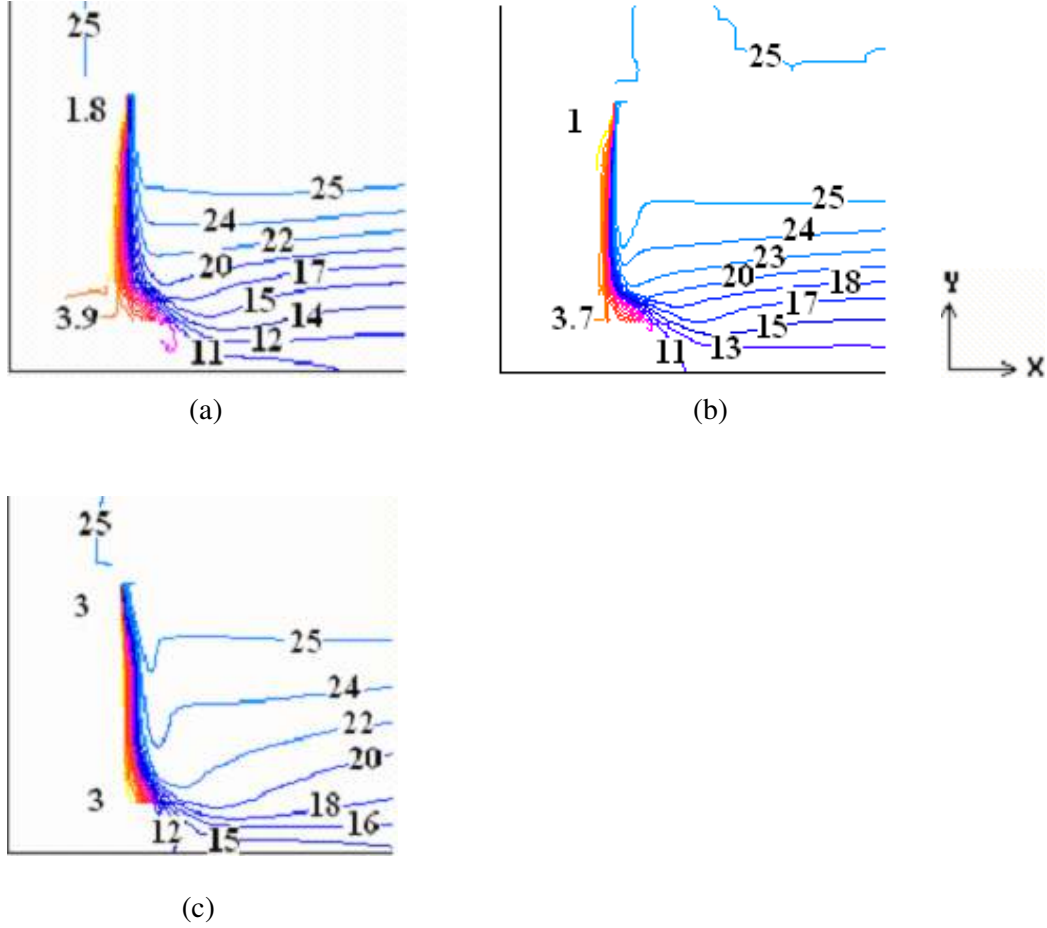


Şekil 5.59. Vektörel hız dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

5.6.2. Ortam sıcaklığının 25°C olması durumu

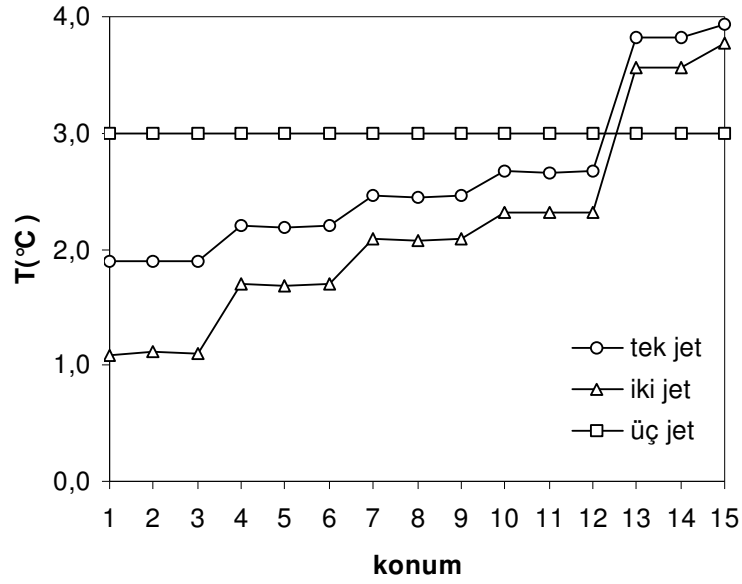
Tek, iki ve üç jetli hava perde sistemleri için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.60'da verilmiştir. 25°C'lik ortam sıcaklığında mevcut fiziksel şartlarda her üç sistemde pratikte kullanılabileceği tespit edilmiştir. Ancak özellikle tek ve iki jetli sistemlerde kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklık değerlerinin tek ve iki jetli sistemler için sırasıyla 3,9 ve 3,7°C olması nedeniyle bu sıcaklık değerlerinin gıda kodeksindeki sıcaklık limitlerini ancak karşılayabildikleri görülmüştür. Buna karşılık

üç jetli sistemde kabin içinde oluşan sıcaklık değeri ise her noktada aynı olup, 3°C 'dir.



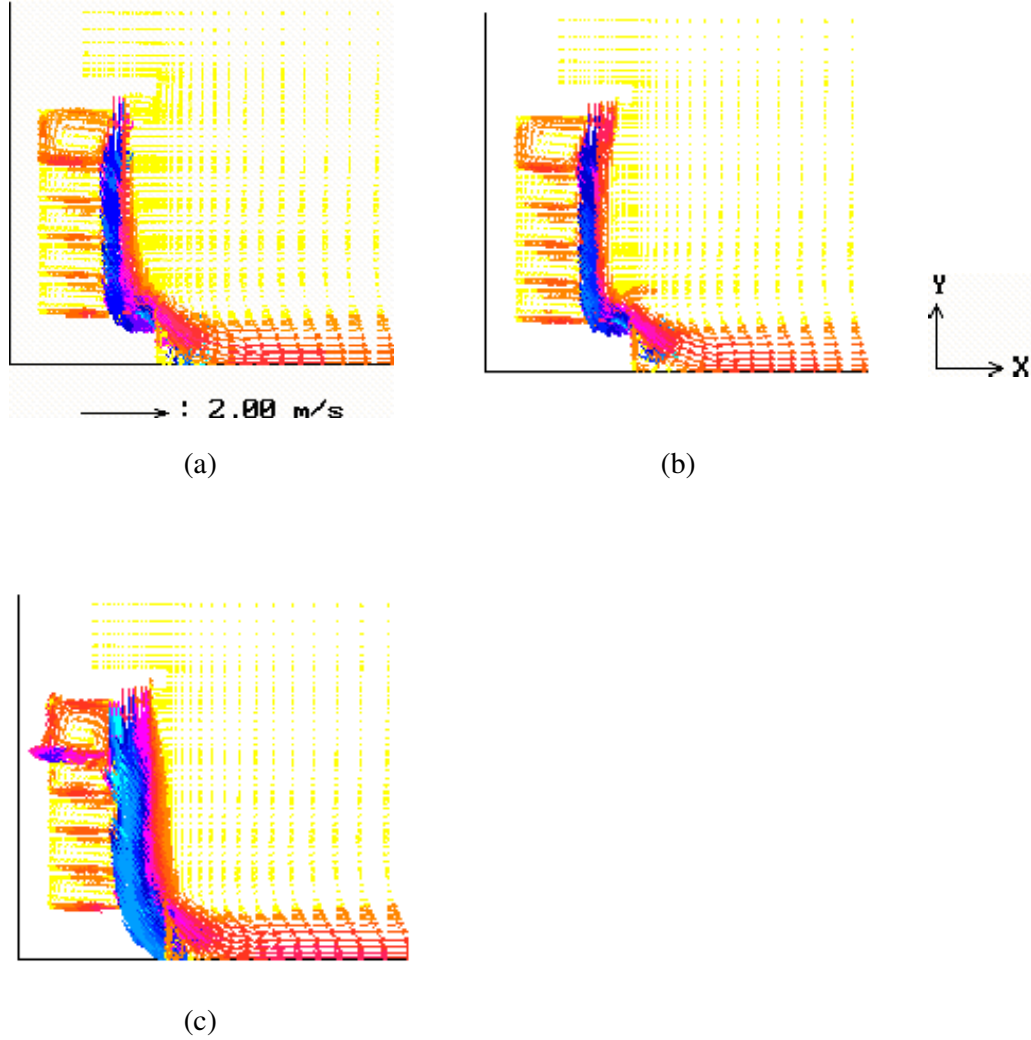
Şekil 5.60. Sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

Tek, iki ve üç jetli hava perdeli sistemler için 25°C 'de kabin içinde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.61'de gösterilmiştir. Özellikle tek ve iki jetli hava perdeli sistemler için elde edilen sıcaklık dağılımları grafiksel olarak birbirine yakındır. Üç jetli hava perdeli sistemde ise her noktada aynı sıcaklık değerleri elde edildiğinden düzgün çizgi şeklinde bir dağılım elde edilmiştir. Bu durum ise tek ve iki jetli sistemlerin dış ortamdan etkilendiği ve bunun neticesinde kabin içinde farklı dağılımların elde edildiğini göstermiştir.



Şekil 5.61. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Tek, iki ve üç jetli hava perde sistemleri için elde edilen vektörel hız dağılımları Şekil 5.62’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere her üç sistem içinde problem alanında oluşan vektörel hız dağılımı oldukça benzer niteliktedir. Hava hareketinin yoğun olduğu bölgeler kabin içi -özellikle en üst raf bölgesi-, hava perdesi ve açık alanın taban kısım bölgeleridir. Kabinden uzaklaştıkça ise jetten verilen havanın akış etkisinin azaldığı dolayısıyla uzak bölgelerde havanın iyice durağanlaştığı ve hareketin nokta halinde temsil edildiği görülmüştür.

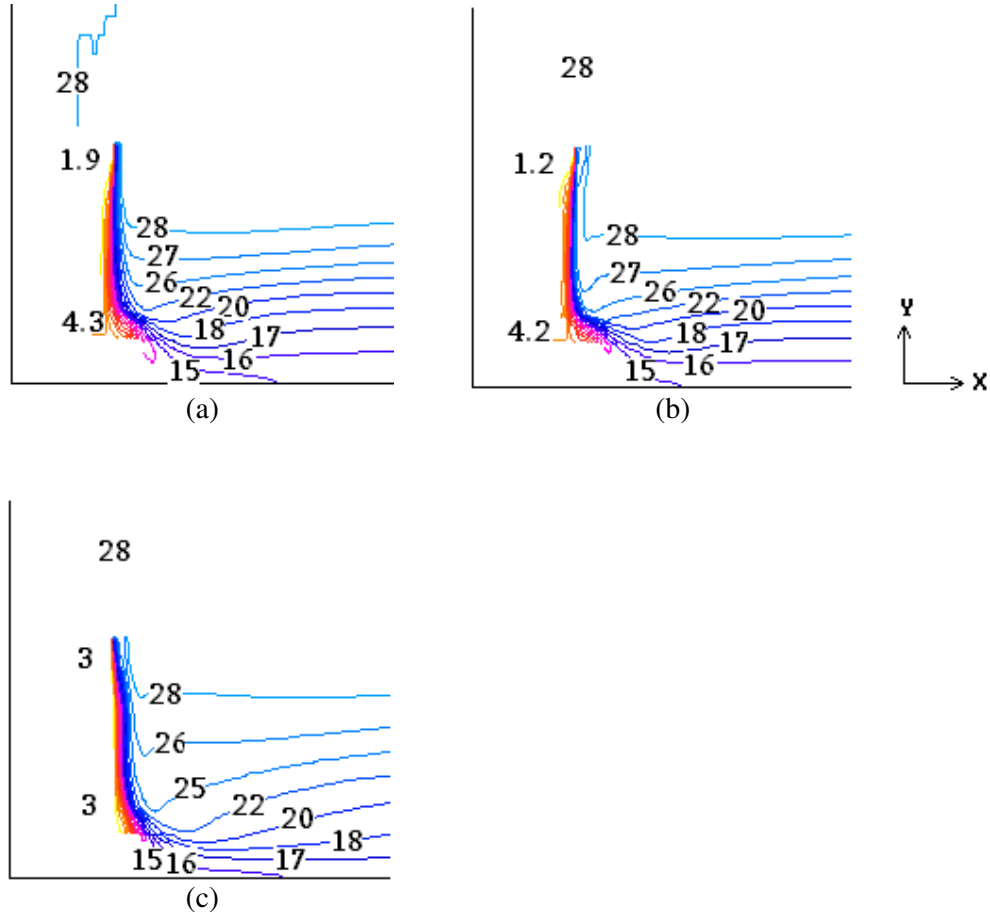


Şekil 5.62. Vektörel hız dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

5.6.3. Ortam sıcaklığının 28°C olması durumu

Ortam sıcaklığının 28°C değeri için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.63’de verilmiştir. Tek ve iki jetli sistemlerde alt raf bölgesinde 4°C’nin hafif üzerine çıkılmasından dolayı pratikte istenmeyen durum ortaya çıkmıştır. Bunun nedeni olarak ise ortam sıcaklığının 25°C’den 28°C’ye çıkartılması neticesinde kabin içinin dış ortamdan belirli düzeyde etkilenmesi doğal olarak da kabin içine süzülen havanın sıcaklık değerinin 3°C kadar yüksek olmasından kaynaklandığını söyleyebiliriz.

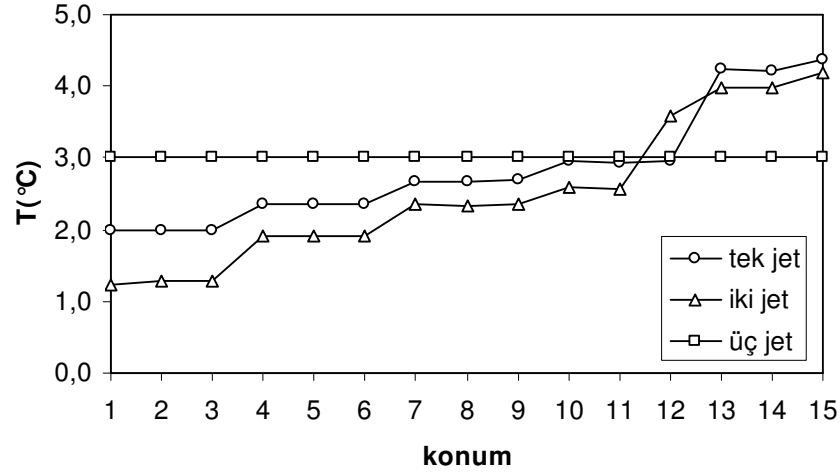
Ancak üç jetli sistemde daha önceki durumlara benzer şekilde dış ortamdan kabin içine doğru sürüklenme olmamasından dolayı kabin içinde tüm noktalarda 3°C 'lik bir sıcaklık değeri oluşmuştur.



Şekil 5.63. Sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

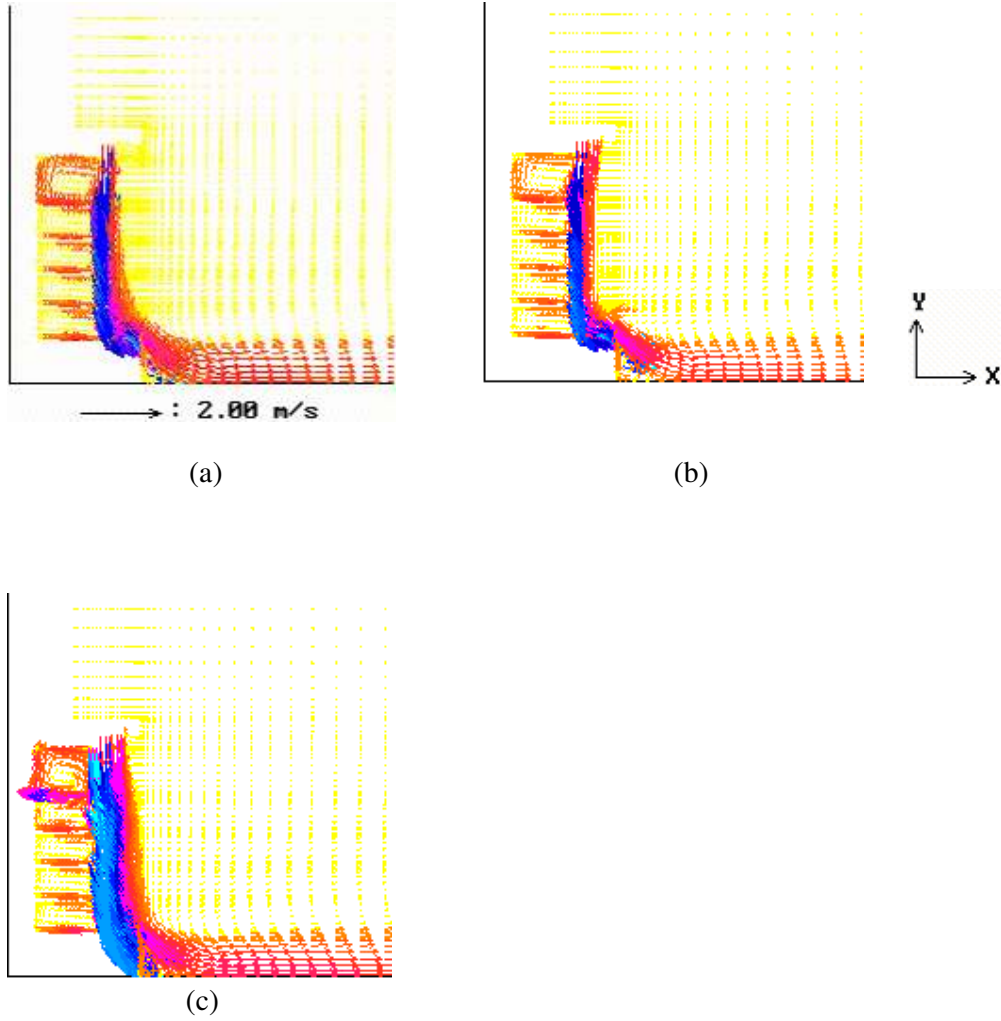
Şekil 5.64'de tek, iki ve üç jetli sistemler için kabin içinde sıcaklık değerleri ölçülen on beş noktada oluşan sıcaklık dağılımı verilmiştir. Bu dağılıma göre tek ve iki jetli sistemler için en alt raf bölgesi haricindeki tüm alan pratikte kullanılabilir olarak görülmektedir. En alt raf bölgesinde ise bu sıcaklık artışının nedeni olarak hava perdesinin kısmen de olsa dağılmaya başlamasından dolayı dış ortamdan kabine içine doğru cereyan eden sürüklenmenin artması olarak söylenebilir. Üç jetli sistemde ise kabin içindeki tüm alanda kararlı bir biçimde 3°C 'lik bir sıcaklık değeri mevcut

olduğundan mevcut sistemin pratikte rahatlıkla kullanılabilir bir sistem olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.64. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Şekil 5.65’de verilen vektörel hız dağılımlarında ise diğer ortam sıcaklıklarında elde edilen dağılımlardan farklı bir durum söz konusu değildir. Üç sistemde de benzer hava hareketleri mevcut olup, jetlerin çeşitli durumlarda aktif olmalarına göre hava perdelerindeki akış yoğunluğunun değişiklik gösterdiği görülmüştür. Hava perdelerinin her üç sistemde de net biçimde kabin içi ve dış ortamı ayırdığı görülmektedir. Bu durum ise jetlerden verilen hava neticesinde oluşturulan hava perdelerinin aktif olarak görev yaptıklarını göstermektedir.

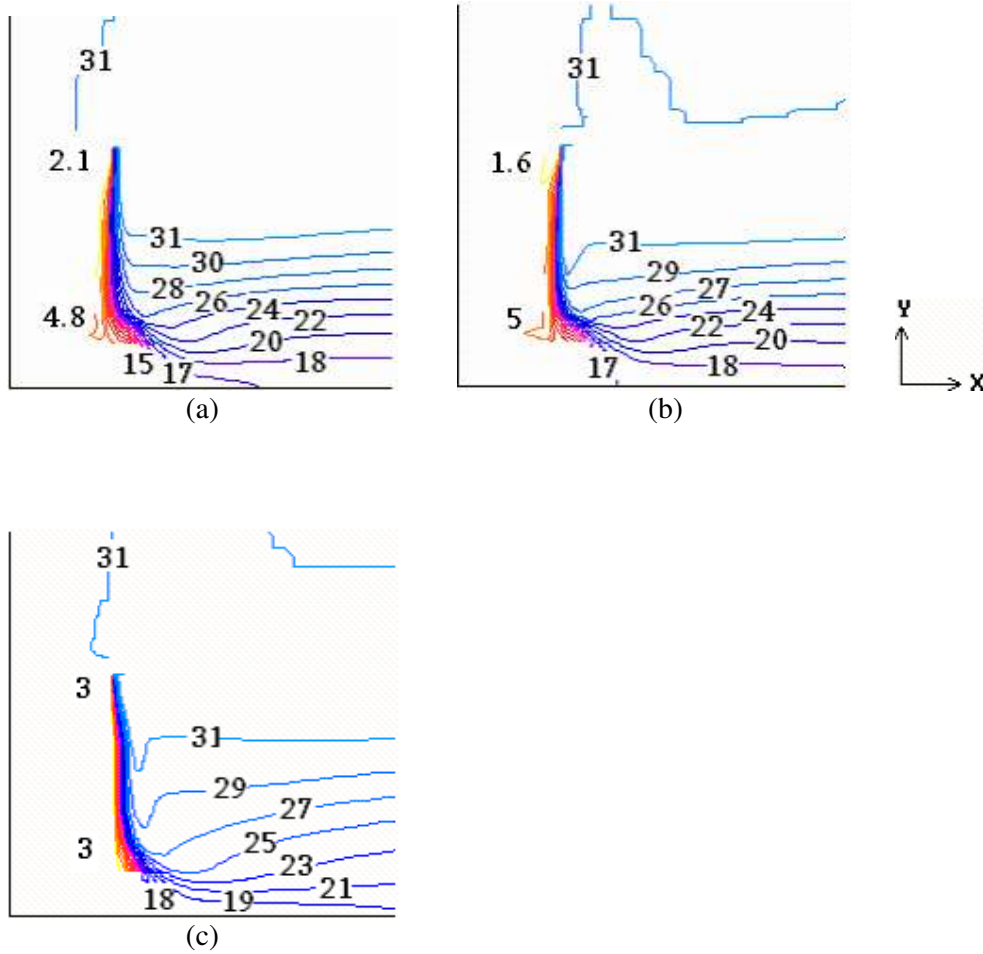


Şekil 5.65. Vektörel hız dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

5.6.4. Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu

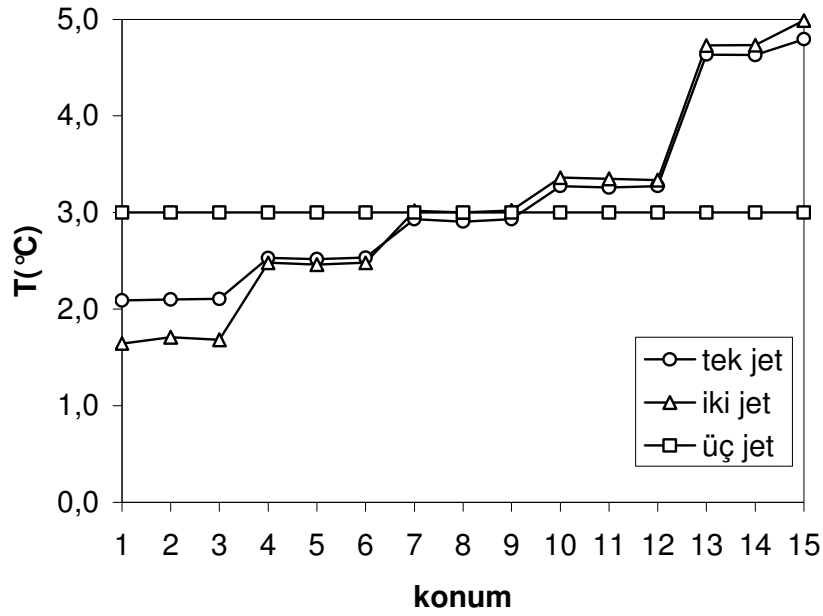
Ortam sıcaklığının 31°C olması durumu için tek, iki ve üç jetli sistemlerde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.66'da verilmiştir. Üç jetli sistem pratikte kullanılabilir iken tek ve iki jetli sistem için kabin içinde oluşan sıcaklık değerleri gıda kodeksindeki limitin üzerine çıktığından mevcut sistemlerin kullanılmasının sakıncalı olabileceği sonucuna varılmıştır. Üç jetli sistemde kabin içindeki dağılım homojen iken, tek ve iki jetli sistemlerde kabin içinde 2-3°C'lik bir sıcaklık farkının

oluştugu görülmüştür. Ortam sıcaklığının 25°C olması durumuna göre 31°C 'lik durumda tek ve iki jetli sistemlerde kabin içinde $1\text{-}2^{\circ}\text{C}$ 'lik bir sıcaklık artışının olduğu görülmüştür.



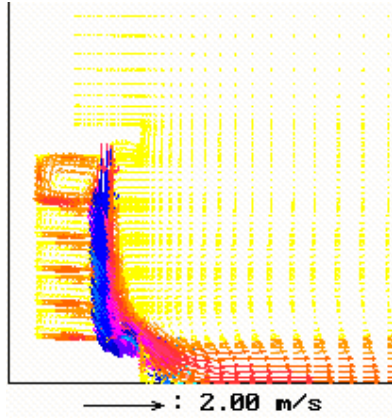
Şekil 5.66. Sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

Şekil 5.67'deki sıcaklık grafiğinde tek ve iki jetli sistemlerde yine benzer sıcaklık profillerinin olduğu ve özellikle her iki sistemde de orta raf bölgelerinde çok yakın sıcaklık değerlerinin olduğu görülmüştür. Gerek tek jet gerekse iki jetli sistemler için en alt raf bölgesi hariç soğutma kabininin kullanılabilir durumda olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Üç jetli durumda ise diğer ortam sıcaklıklarında olduğu gibi kabinin tüm bölgelerinde 3°C 'lik bir sıcaklık değerinin olduğu görülmüştür.

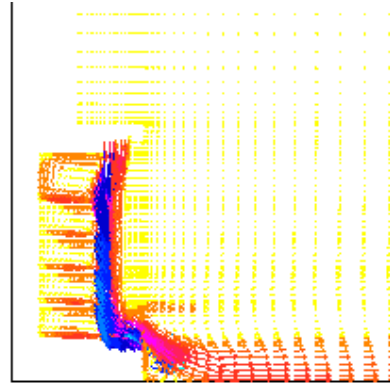


Şekil 5.67. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

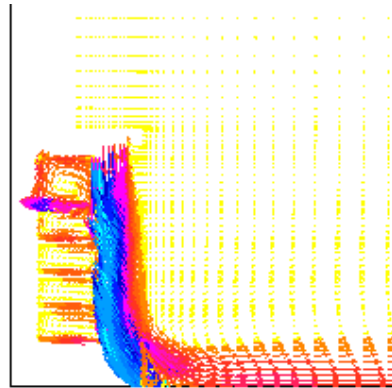
Şekil 5.68’de verilen vektörel hız dağılımlarına bakıldığında ise her üç sistemde de ortak olarak hava perdelerinin aktif olarak her iki ortamı net biçimde ayırdığı görülmektedir. Kabin içi özellikle en üst raf bölgesi, hava perdesi ve açık alanın taban kısmındaki hareket yoğunluğunun her üç sistemde de ortak olduğu söylenebilir.



(a)



(b)



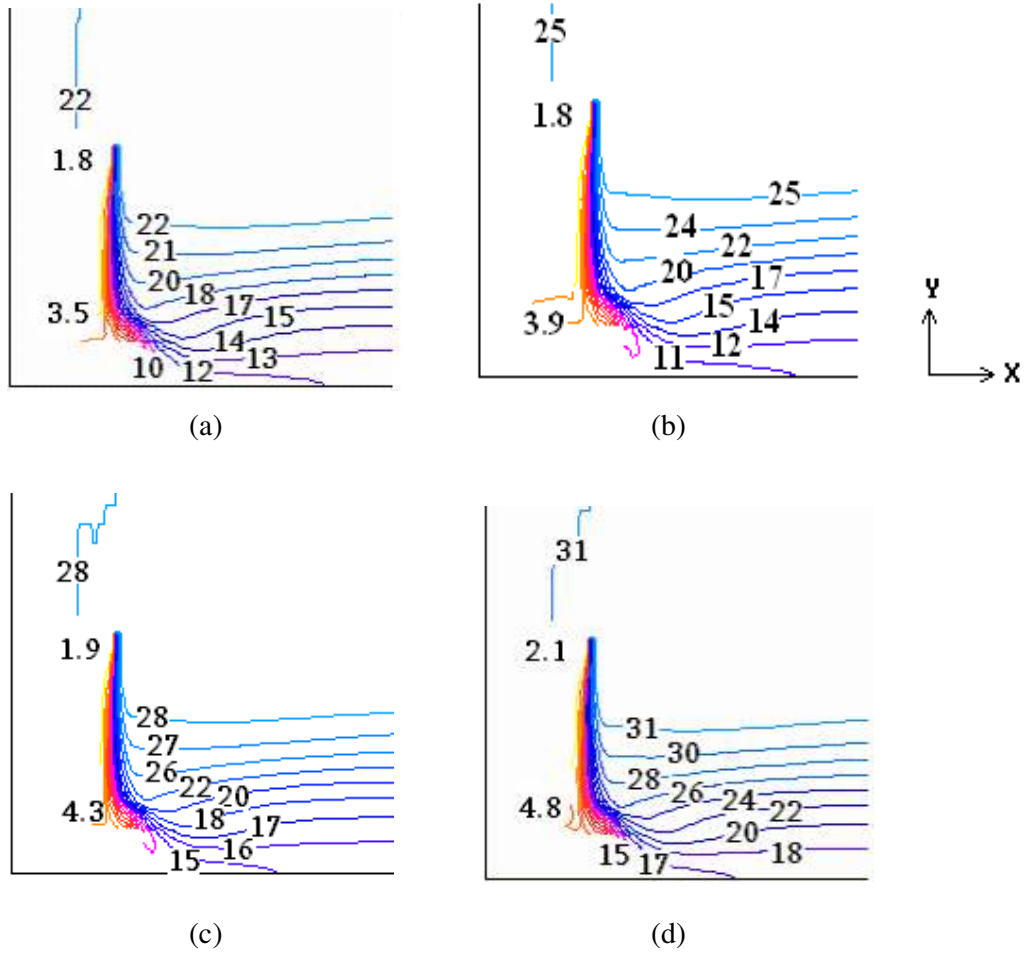
(c)

Şekil 5.68. Vektörel hız dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

5.6.5. Tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması

Tek jetli sistem için dört farklı ortam sıcaklığında kabin içi ve dış ortamda oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 5.69’da verilmiştir. Mevcut dağılımlara göre tek jetli sistem için ortam sıcaklığının 22 ve 25°C değerleri için sistem kullanılabilir niteliktedir. Ancak ortam sıcaklığının artması halinde yani ortam sıcaklığının 28 ve 31°C olarak alınması neticesinde doğal olarak kabin içine doğru cereyan eden sürüklenmeden dolayı özellikle alt raf bölgesinde sıcaklık artışı gerçekleştiğinden kritik sıcaklık değerinin üzerine çıkmıştır. Hafifte olsa sıcaklık değerindeki bu artış ürünlerin uygun şekilde muhafaza edilmesini engelleyecek durumda olup, kullanılması

sakıncalı bir durum olarak ortaya çıkmıştır. En üst raf bölgesinde oluşan kabin içi en düşük sıcaklık değerlerinde ortam sıcaklığının değişmesine rağmen en fazla $0,3^{\circ}\text{C}$ düzeyinde bir sıcaklık artışı gözlemlenmiştir. Oysa ki en alt raf bölgesinde oluşan kabin içi en yüksek sıcaklık değerinde ortam sıcaklığına bağlı olarak $1,3^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar bir sıcaklık artışının olduğu tespit edilmiştir.

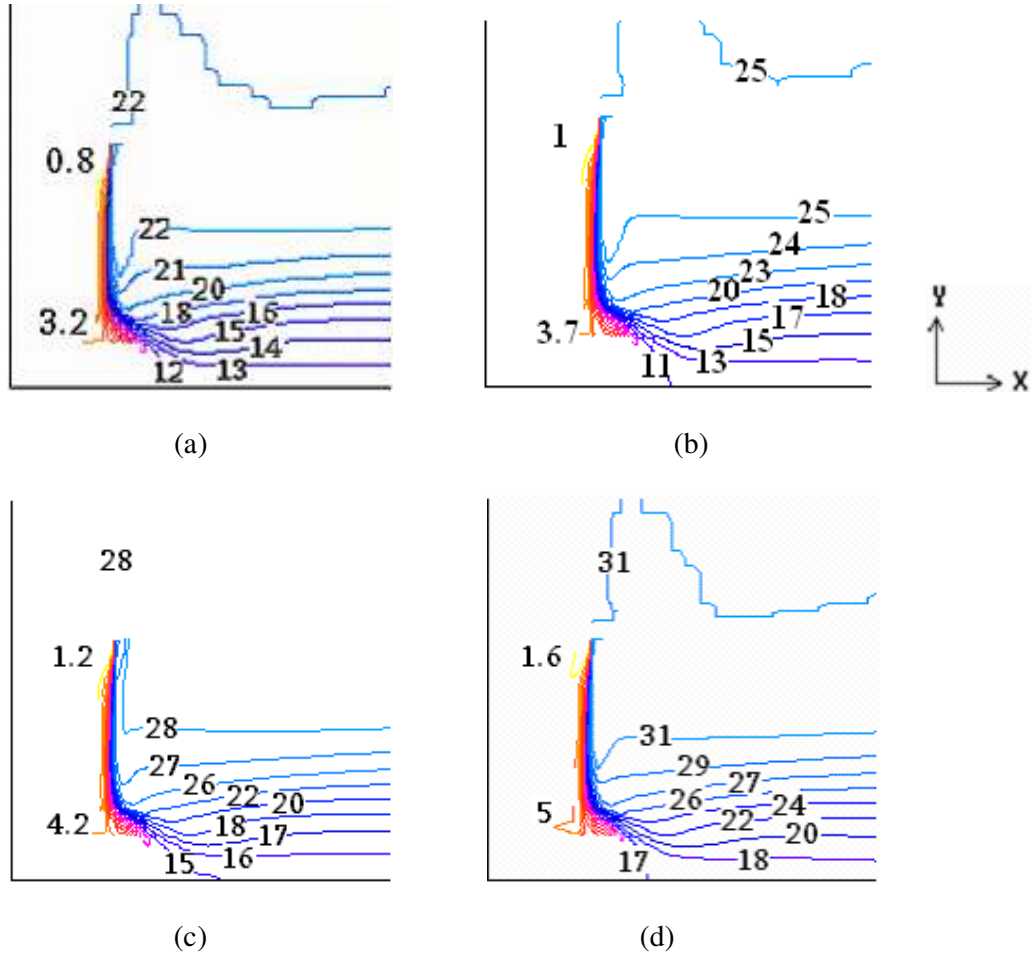


Şekil 5.69. Tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C

Tek jetli sistem için tüm ortam sıcaklıklarında Bölüm 5.6’da değinildiği üzere çok yakın vektörel hız dağılımları elde edilmiştir.

5.6.6. İki jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması

Şekil 5.70’de, dört farklı ortam sıcaklığında elde edilen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Mevcut sıcaklık eğrilerine bakıldığında tek jetli sisteme benzer şekilde, ortam sıcaklığının 22 ve 25°C olduğu durumlar için sistemler kullanılabilir olup, 28 ve 31°C’lik ortam sıcaklıkları için pratikte kullanılması sakıncalı olabilecek durumların ortaya çıktığı görülmüştür. Dört farklı ortam sıcaklığındaki durumlar için kabin içinde oluşan en düşük sıcaklık değerleri 0,8 ila 1,6°C arasında değişirken, kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklık değerleri 3,2 ila 5°C arasında değişmektedir. Bu durum ise kabin içindeki alt raf bölgesinde, dış ortam havasının kabin içine doğru daha fazla sürüklendiğini göstermektedir.



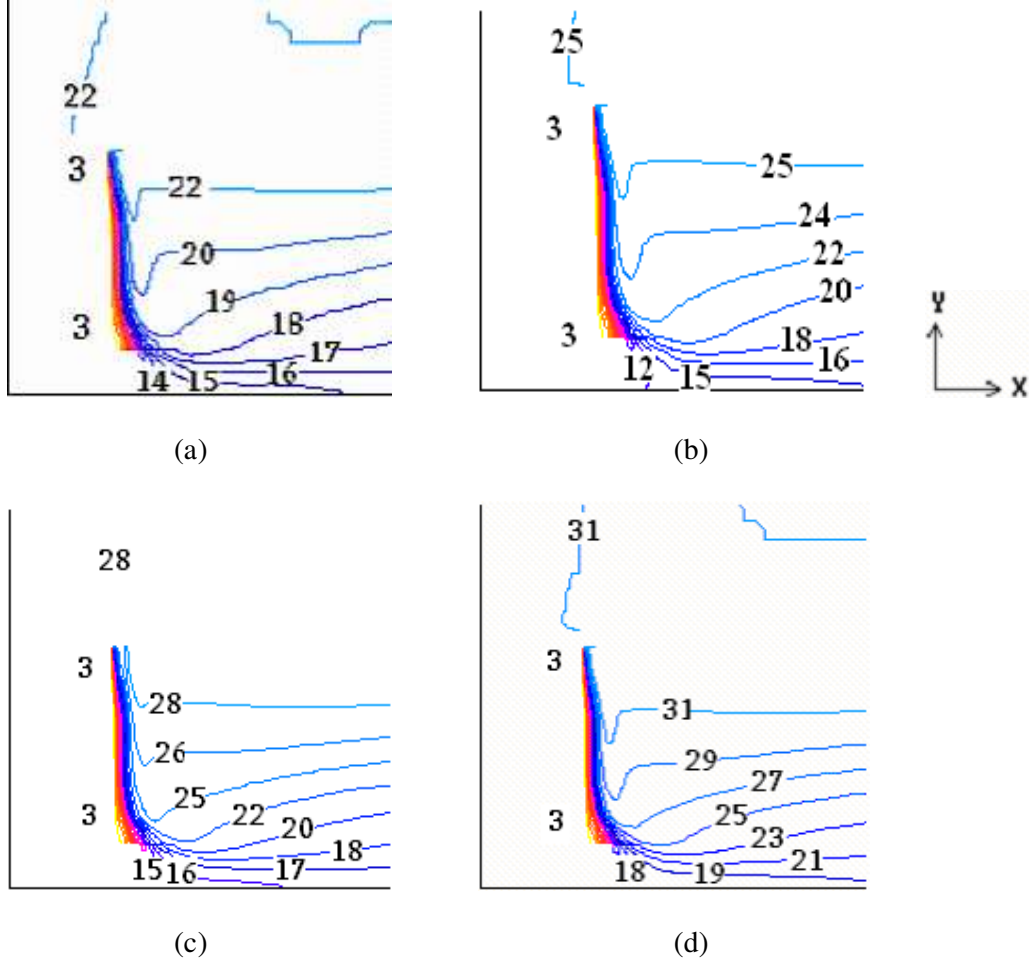
Şekil 5.70. İki jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları. (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C

İki jetli sistem için tüm ortam sıcaklıklarında Bölüm 5.6’da değinildiği üzere ise çok yakın vektörel hız dağılımları elde edilmiştir.

5.6.7. Üç jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarındaki durumların karşılaştırılması

Üç jetli sistem için dört farklı ortam sıcaklığında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.71’de verilmiştir. Dağılımlara bakıldığında tüm durumlar için sistemin kullanılabilir olduğu görülmektedir. Bu durumun temel nedeni ise üç jetli sistemde dış ortamdan etkilenmenin olmaması olduğu söylenebilir. Bu yönüyle her ne kadar

piyasa şartlarında üç jetli soğutma kabinleri kullanılsada, bu sistemlerin gayet etkili sistemler olduğu açıkça görülmektedir.

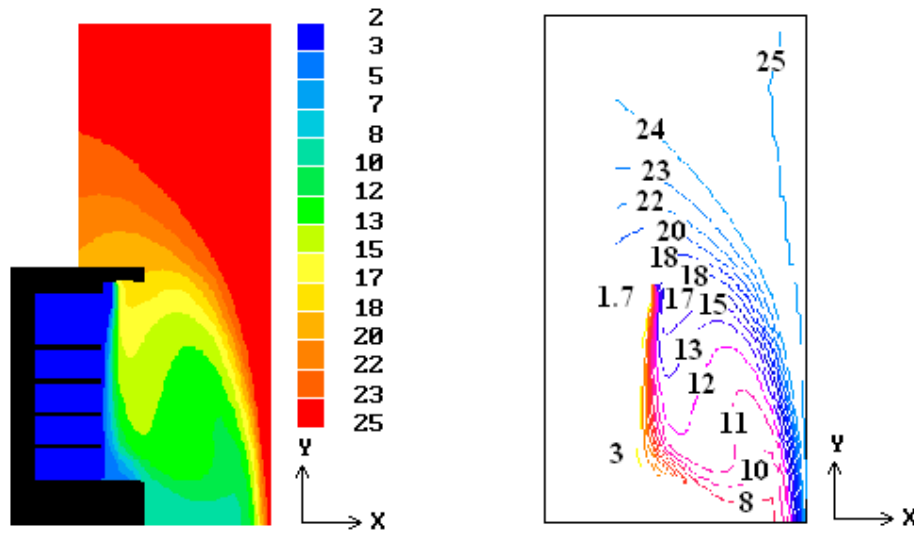


Şekil 5.71. Üç jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C

Üç jetli sistem için tüm ortam sıcaklıklarında Bölüm 5.6’da değinildiği üzere ise çok yakın vektörel hız dağılımları elde edilmiştir.

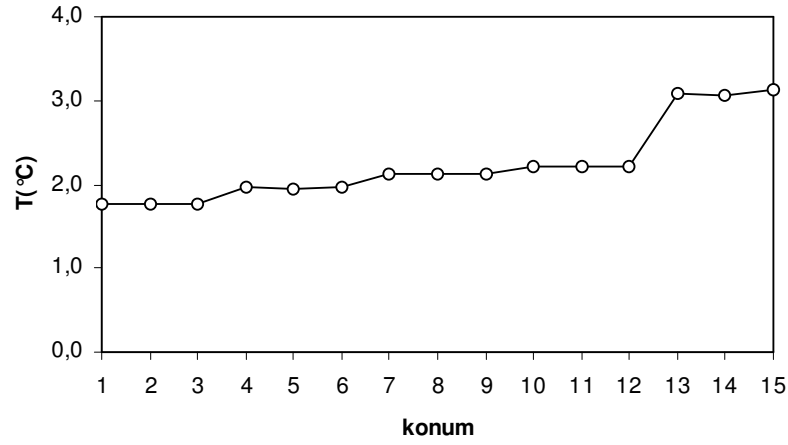
Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu

Şekil 5.73’de 0,1 m/s ortam hızı için elde edilen sıcaklık dağılımı verilmiştir. Buna göre kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek değerler 1,7 ve 3°C olarak okunmuştur. Kabin içinde oluşan gıda kodeksinde belirtilen aralıkta olduğundan mevcut urum kullanılabilir nitelikte bir sistemdir. Açık alanda ise 8°C’den 25°C’ye kadar değişen bir sıcaklık aralığı mevcuttur.



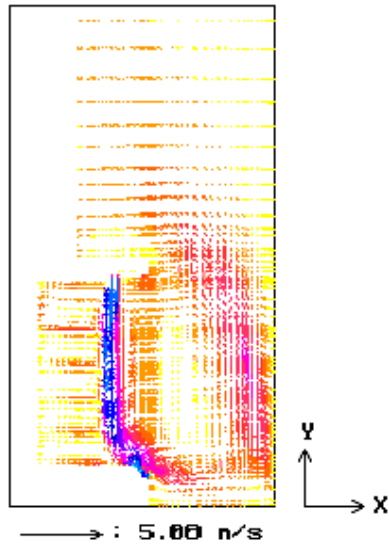
Şekil 5.73. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.74’de görüldüğü üzere 0,1 m/s ortam hızında, kabin içerisinde basamaklı bir sıcaklık dağılımının oluştuğu görülmektedir. Mevcut ortam hızı düşük değerde olduğundan daha önceki bölümlerde verilen sıcaklık dağılımlarından pek farklı bir dağılımın oluşmadığı belirlenmiştir.



Şekil 5.74. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

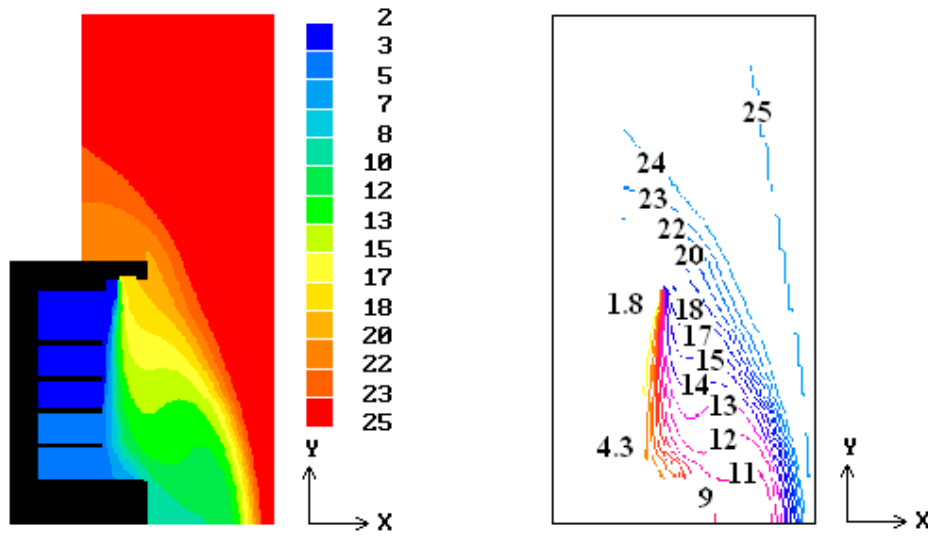
Şekil 5.75’de verilen vektörel hız dağılımında ise 5 m/s’lik birim vektör kullanılarak hız dağılımı elde edilmiştir. Problem alanının genelinde oluşan hız vektörleri birim vektöre göre oldukça küçük değerlerde oluşmuştur. Hava perdesinin ortama verilen hızdan hemen hemen hiç etkilenmediği ve hava perdesinin kabin içi ve dış ortamı net biçimde ayırdığı görülmüştür.



Şekil 5.75. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

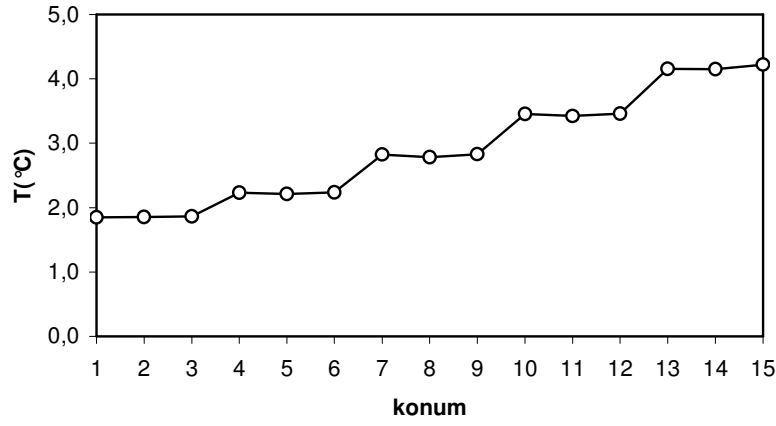
Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,2 m/s olması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.76'da verilmiştir. Buradan görüleceği üzere kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 1,8 ve 4,3 m/s'dir. Bu haliyle mevcut ortam hızının göz önüne alındığı bu durum hareketsiz ortam durumu ile karşılaştırıldığında yavaş yavaş kabin içine doğru gerçekleşen sürüklenmeyi artırdığı görülmüştür.



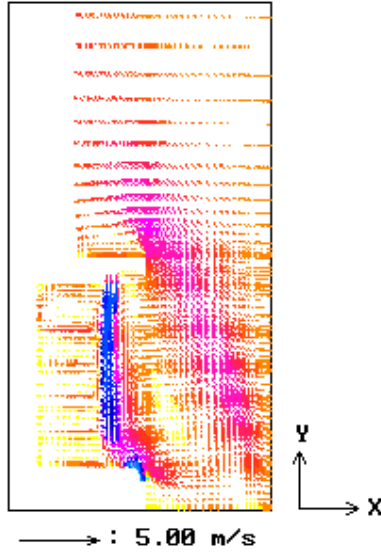
Şekil 5.76. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.77'deki sıcaklık dağılımını gösteren grafikte ise yine basamak profil biçiminde bir dağılım oluşmuştur. Kabin içerisinde en alt raf bölgesi hariç diğer noktalarda sıcaklık değerleri 4°C'nin altında seyretmektedir.



Şekil 5.77. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

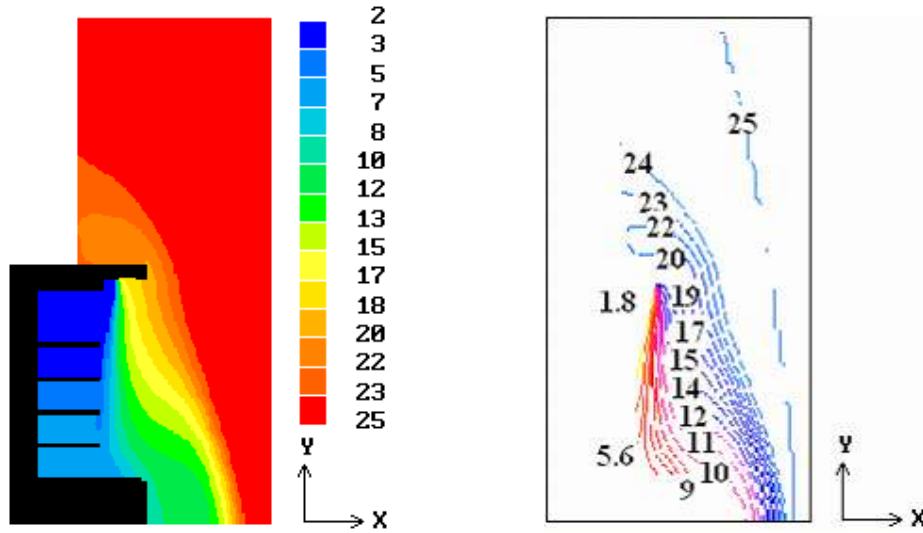
Şekil 5.78’de verilen vektörel hız dağılımında hava perdesinin hareketsiz ortamdaki perdeye kıyasla zayıfladığı görülmektedir. Bu bağlamda dış ortama verilen hava hareketi hava perdesini bozarak kabin içine doğru sürüklenmeyi yavaş yavaş artırdığı görülmektedir.



Şekil 5.78. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

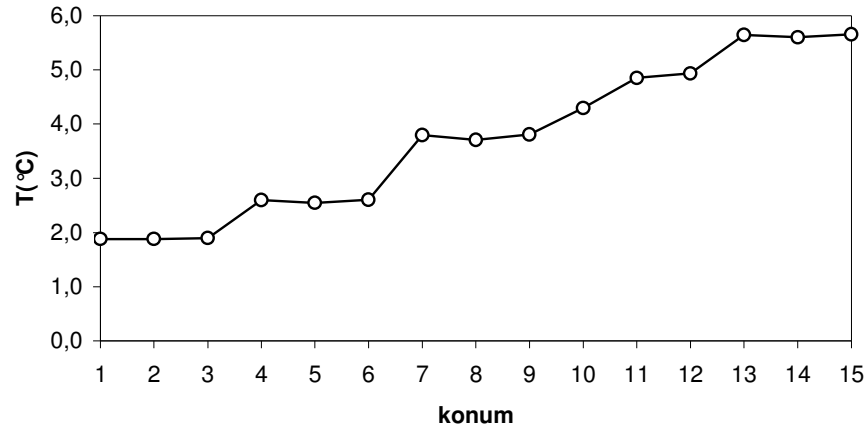
Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.79'da gösterilmiştir. Buna göre oluşan sıcaklık dağılımında kabin içinde okunan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 1,8 ve 5,6°C olmuştur. Bu durum sistemin mevcut şartlarda kullanılabilir olmadığını göstermektedir. Ortam hızının 0,2 m/s'den 0,3 m/s'ye çıkartılması sonucunda kabin içinde oluşan en düşük sıcaklık değeri olan 1,8°C değişmezken, 0,1 m/s'lik ortam hızındaki artış kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklığı 4,3°C'den 5,6°C'ye kadar yükseltmiştir. Buradan kabin içine doğru gerçekleşen sürüklenmenin en alt raf bölgesinde en fazla olduğu sonucu çıkartılabilmektedir.



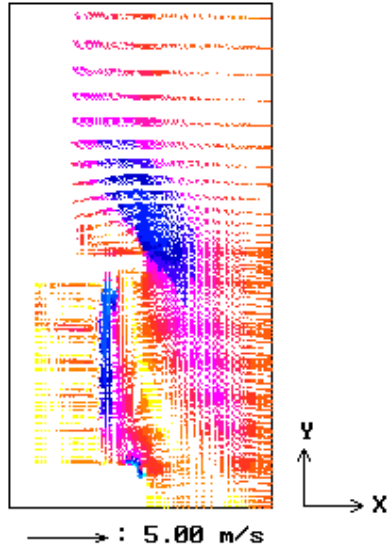
Şekil 5.79. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.80'de verilen grafiksel sıcaklık dağılımında çoğunlukla elde edilen basamak profil şeklinde sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Ortam hızının artması neticesinde kabin içine süzülen ortam hava miktarı da arttığından gıda kodeksinde belirtilen 4°C'lik üst limitin üzerine çıkılan kabin içi alan miktarı artış göstermiştir.



Şekil 5.80. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

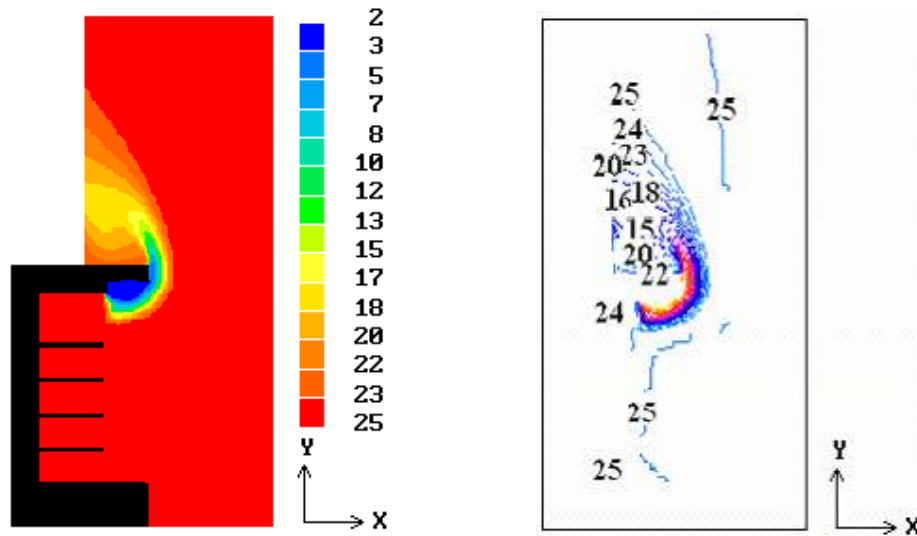
Mevcut fiziksel şartlarda elde edilen vektörel hız dağılımı Şekil 5.81’de gösterilmiştir. Buna göre ortam havasının hızına bağlı olarak hava perdesinin daha fazla dağılmaya başladığı görülmektedir. Ortam hızının olmadığı durumlara kıyasla mevcut durumda herhangi bir bölgede yoğun hava hareketi görülmemektedir.



Şekil 5.81. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu

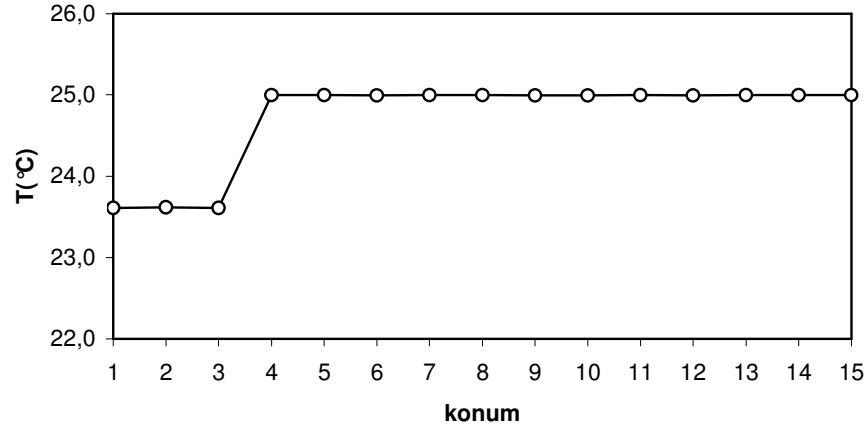
Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.82’de gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarından 0,5 m/s’lik ortam hızının hava perdesini büyük ölçüde bertaraf ederek, kabin içi raf bölgelerini ortam sıcaklığı düzeyinde etkilediği görülmektedir. Yani ortam hızının 0,3 m/s’den 0,5 m/s’ye çıkarılması kabin içini çok büyük ölçüde etkilemiştir. Buna bağlı olarak problem alanının çok büyük bir kısmını ortam sıcaklığındaki havanın oluşturduğu görülmektedir. Sayısal sıcaklık dağılımdan ise kabin içindeki en düşük ve en yüksek sıcaklık değerlerinin 24 ve 25°C düzeyinde oldukları görülmektedir. Bu haliyle belirlenen fiziksel şartlarda mevcut sistemin piyasa şartlarında kullanılmasının mümkün olmadığı açıkça görülmüştür.



Şekil 5.82. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

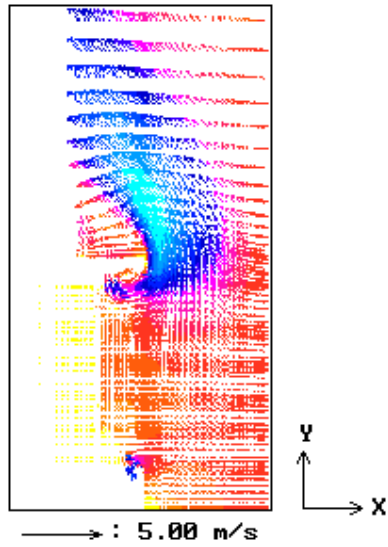
Şekil 5.83’de gösterilen grafikte ise daha önceki durumlarda elde edilen basamaklı sıcaklık dağılımından öte, kabin içinde sıcaklık değerleri ölçülen çoğu noktada 25°C’lik sabit ortam sıcaklığı okunmuştur. 0,5 m/s’lik ortam hızının kabul edilmesi piyasa şartlarında pek mümkün olmayan bir durum olsa da, 0,3 m/s’lik ortam hızı ile

arasındaki farkı açıkça göstermesi açısından kabul edilen önemli bir ortam hızı olmuştur.



Şekil 5.83. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

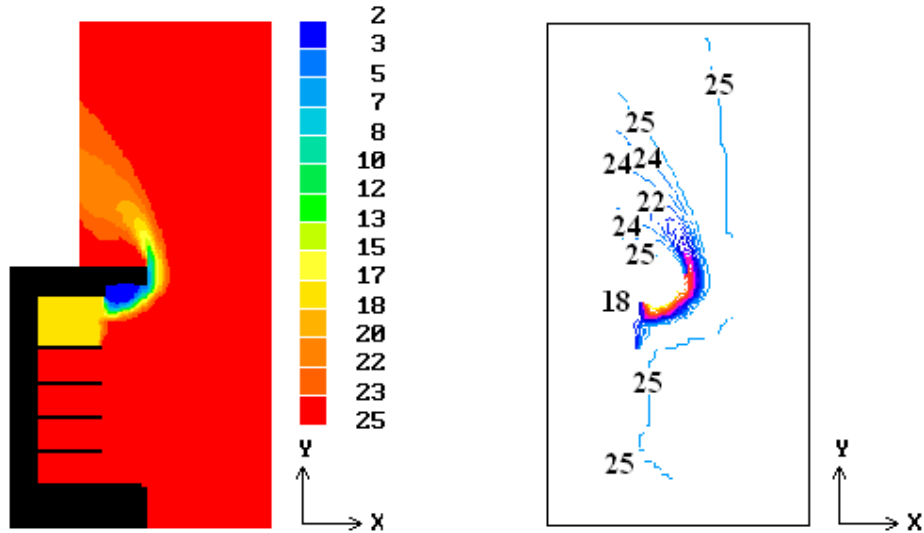
Şekil 5.84'de gösterilen ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için elde edilen vektörel hız dağılımında hava perdesinin tamamen ortadan kalktığı açıkça görülmüştür.



Şekil 5.84. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

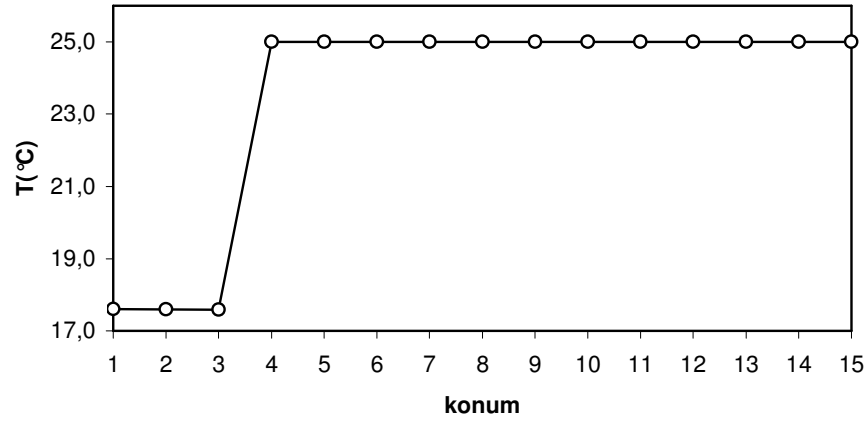
Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu

0,7 m/s büyüklüğündeki ortam hızının kabul edildiği durum için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.85’de gösterilmiştir. Şekilden kabin içindeki ve açık alandaki çok büyük bir alanın ortam sıcaklığına sahip olduğu görülmüştür. Kabin içinde oluşan en düşük sıcaklık değeri en üst raf bölgesinde oluşup, 18°C düzeyindedir. Problem alanının tamamında ise sadece jet bölgesinde çok dar bir alanda 2°C’lik bir sıcaklığın oluştuğu görülmüştür. Mevcut fiziksel şartlarda sistemin pratikte kullanılmadan uzak olduğu net biçimde görülmüştür.



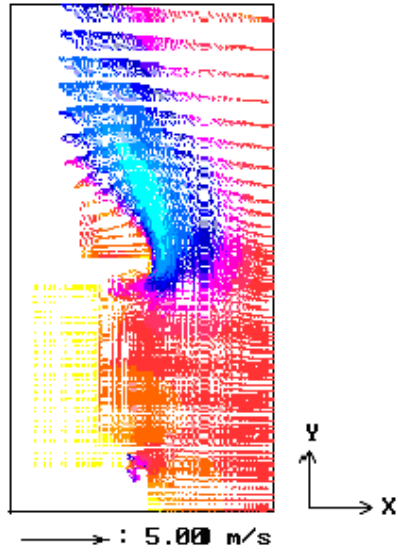
Şekil 5.85. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.86’da gösterilen grafikte ise kabin içinde sıcaklık değerleri ölçülen çoğu noktada 25°C’lik ortam sıcaklığının oluştuğu görülmektedir. En üst raf bölgesinde 18°C düzeyinde bir sıcaklık değeri okunurken, alt raflarda sabit 25°C düzeyinde sıcaklık değeri okunmuştur.



Şekil 5.86. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

0,7 m/s'lik ortam hızında elde edilen vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.87'de gösterilmiştir. Buradan hava perdesinin ortadan kalktığı açıkça görülmüştür.



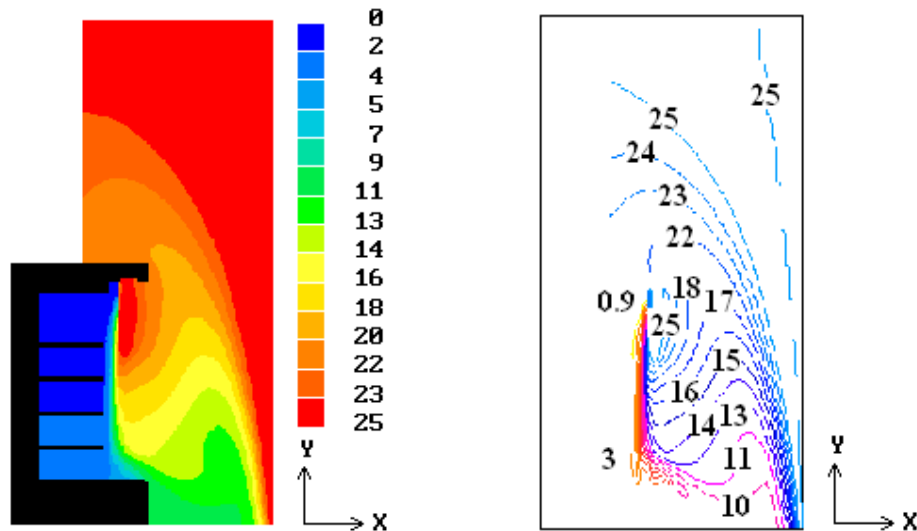
Şekil 5.87. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

5.7.2. İki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu

Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olduğu durum için Bölüm 5.3.2’de değinilen farklı fiziksel durumlar için yapılan denemelerde elde edilen optimum durum için bu bölümde ortam hızının 0,1, 0,2, 0,3, 0,5 ve 0,7 m/s değerleri için analiz yapılmıştır. Ortam sıcaklığı 25°C alınarak ilgili durumlar için analiz yapılmıştır.

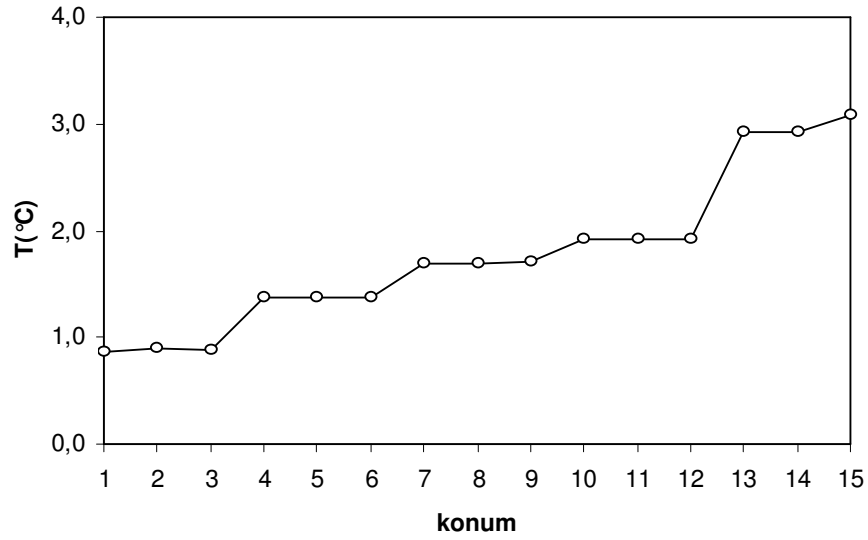
Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu

İki jetli sistem için 0,1 m/s’lik ortam hızının olduğu durum için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.88’de gösterilmiştir. Sabit sıcaklık eğrilerinden görüldüğü üzere kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 0,9 ve 3°C düzeyindedir. Bu haliyle mevcut fiziksel şartlarda iki jetli sistemin pratikte kullanılabilir bir sistem olduğu görülmüştür. Kabin içindeki alttan iki raf bölgeleri ile üstten üç raf bölgeleri kendi aralarında yaklaşık aynı sıcaklık değerlerine sahiptirler. Hava perdesinin büyük ölçüde aktif olduğu kabin içi ve dış ortamdaki sıcaklık değerlerinin farklı renklerde temsil edilmesinden açıkça anlaşılmaktadır.



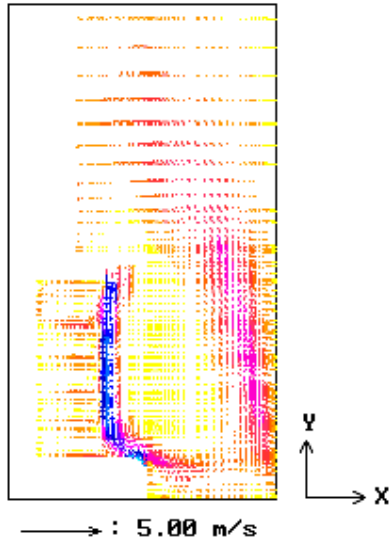
Şekil 5.88. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.89’da gösterilen sıcaklık dağılım grafiğinde ise ölçüm yapılan on beş noktada basamak halinde profil elde edilmiştir. Kabin içinde $0,9^{\circ}\text{C}$ ’den başlayarak 3°C ’ye kadar aynı raf bölgesinde yaklaşık aynı sıcaklık değerleri oluşacak şekilde bir dağılım meydana gelmiştir.



Şekil 5.89. Ortam hızının $0,1 \text{ m/s}$ olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

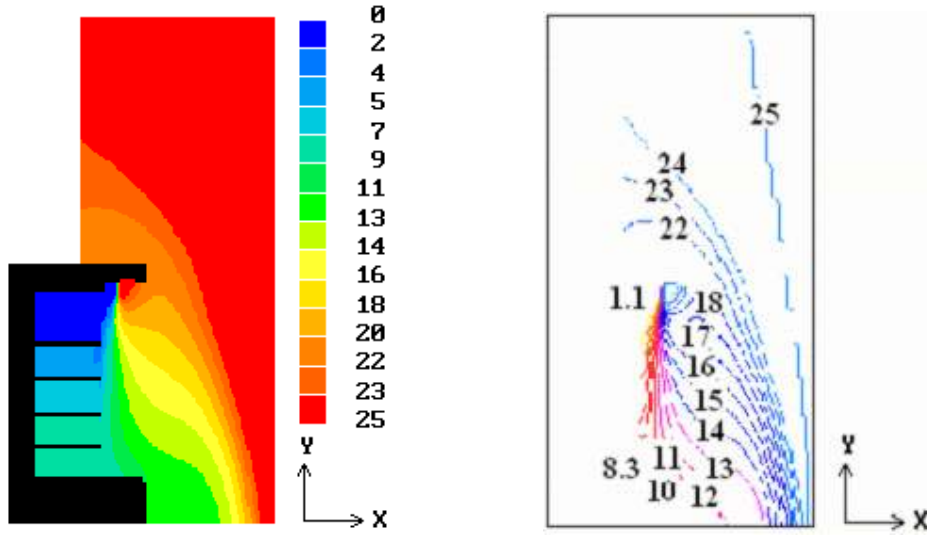
$0,1 \text{ m/s}$ ’lik ortam sıcaklığı için elde edilen vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.90’da gösterilmiştir. Elde edilen dağılımdan hava perdesinin aktif olarak kabin içi ve dış ortamı birbirinden büyük ölçüde ayırdığı görülmektedir.



Şekil 5.90. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

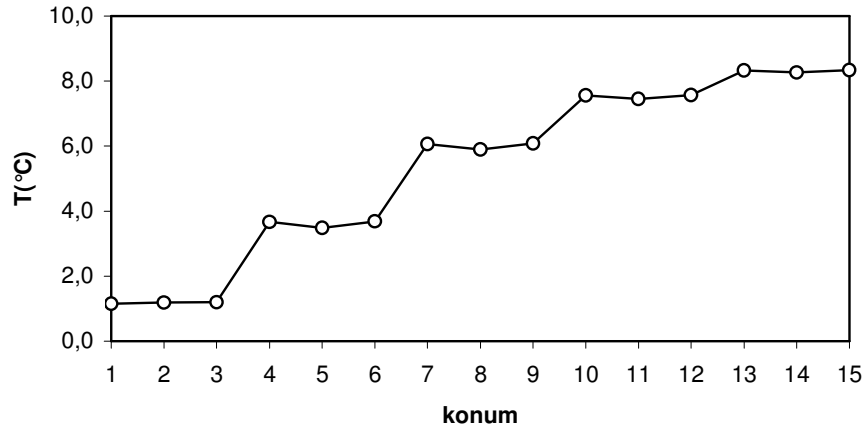
Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu

0,2 m/s'lik ortam hızında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.91'de gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarına bakıldığında hava perdesinin ortam hızının artmasına bağlı olarak zayıfladığı dolayısıyla, kabin içinde oluşan sıcaklık değerlerinin artış gösterdiği görülmüştür. Kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 1,1 ve 8,3°C olarak okunmuştur. Alt raf bölgesinde oluşan 8,3°C'lik sıcaklık değerinin süt ve süt ürünleri için muhafaza edilme sıcaklığının hayli üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Bu bağlamda mevcut durumun kullanılmasının sakıncalı olacağı kanaatine varılmıştır.



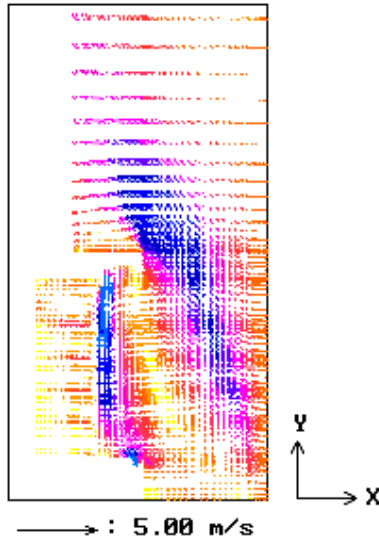
Şekil 5.91. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.92’de verilen grafiksel sıcaklık dağılımında ise kabin içindeki rafların büyük bölümünde oluşan sıcaklık değerinin 4°C’nin üzerinde olmasından dolayı mevcut sistemin kullanılmasının sakıncalı olacağı durumu ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.92. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

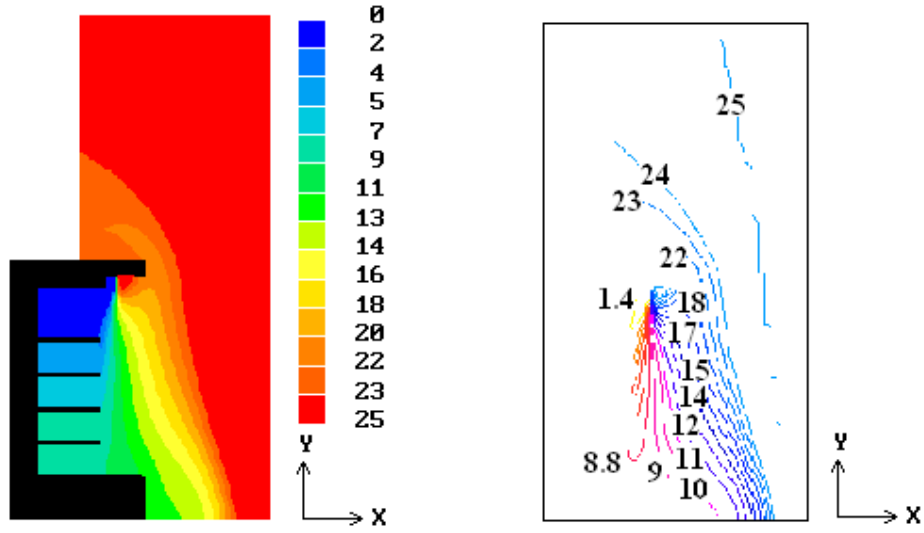
0,2 m/s'lik ortam hızında problem alanında elde edilen vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.93'de verildiği üzere hava perdesinin zayıfladığı ancak tamamen ortadan kalkmadığı görülmektedir.



Şekil 5.93. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

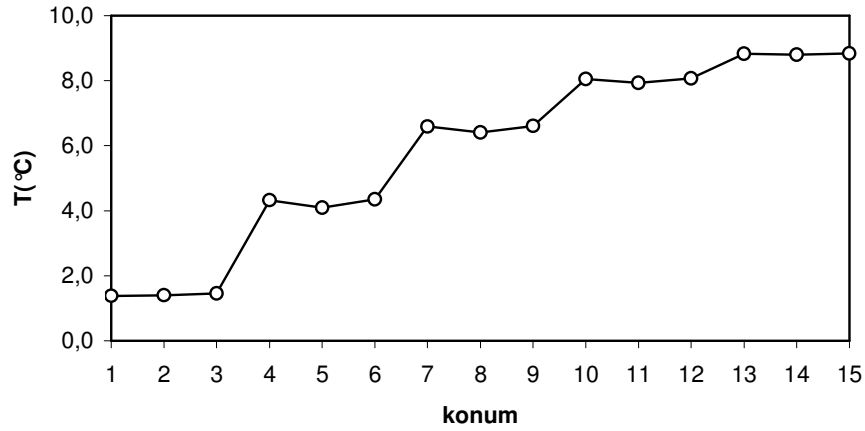
Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu

0,3 m/s'lik ortam hızında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.94'de gösterilmiştir. Kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 1,4 ve 8,8°C olarak okunmuştur. Bu durum 0,2 m/s'lik duruma göre kabin içindeki sıcaklıklarda hafif artışın olduğu ve hava perdesinin biraz daha zayıfladığını göstermiştir.



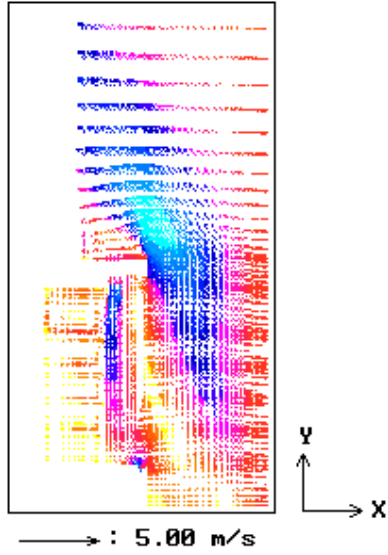
Şekil 5.94. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Sayısal sıcaklık dağılımını gösteren grafik ise Şekil 5.95’de verilmiştir. Grafikten görüleceği üzere 4°C’lik kritik sınırın altında sadece en üst raf bölgesi yer almaktadır.



Şekil 5.95. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

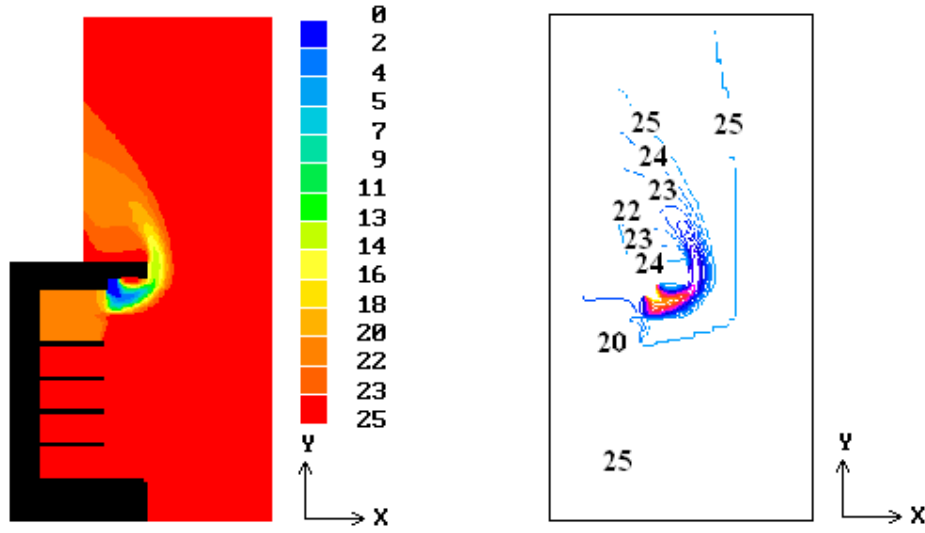
0,3 m/s’lik ortam hızında elde edilen vektörel hız dağılımı Şekil 5.96’da gösterilmiştir. Buna göre ortam hızının artmasına bağlı olarak hava perdesinin zayıflayarak yavaş yavaş ortadan kalkmaya başladığı görülmektedir.



Şekil 5.96. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

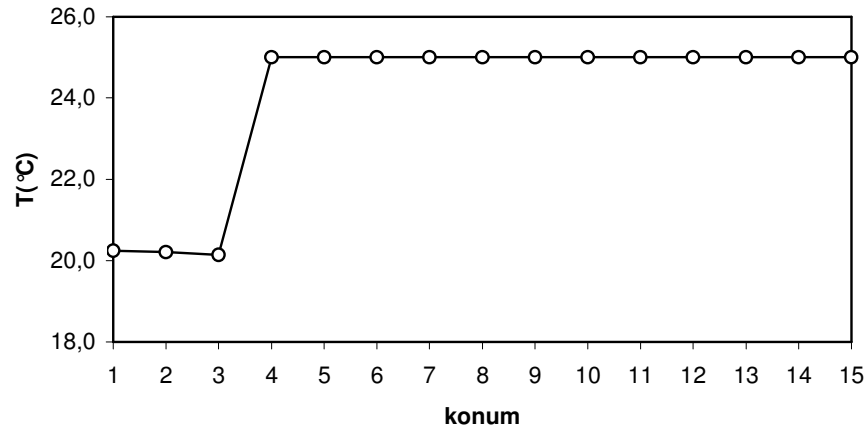
Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu

0,5 m/s'lik ortam hızında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.97'de gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarından görüleceği üzere ortam havasına verilen hız, hava perdesini ortadan kaldırarak kabin içindeki sıcaklık değerlerini ortam sıcaklığı seviyesine çıkarmıştır. Kabin içinde en düşük sıcaklık en üst raf bölgesinde oluşmuş olup, 20°C seviyesindedir. En yüksek sıcaklık ise diğer raf bölgelerinde oluşmuş olup, 25°C'lik ortam sıcaklığı seviyesindedir.



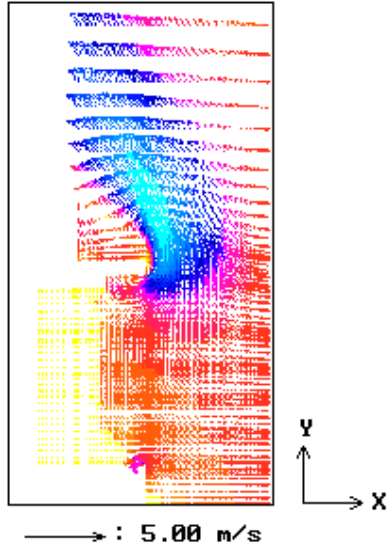
Şekil 5.97. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.98’de gösterilen sıcaklık grafiğinde ise sıcaklık değerleri okunan en üst raf dışındaki on iki noktada 25°C’lik ortam sıcaklığının oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5.98. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

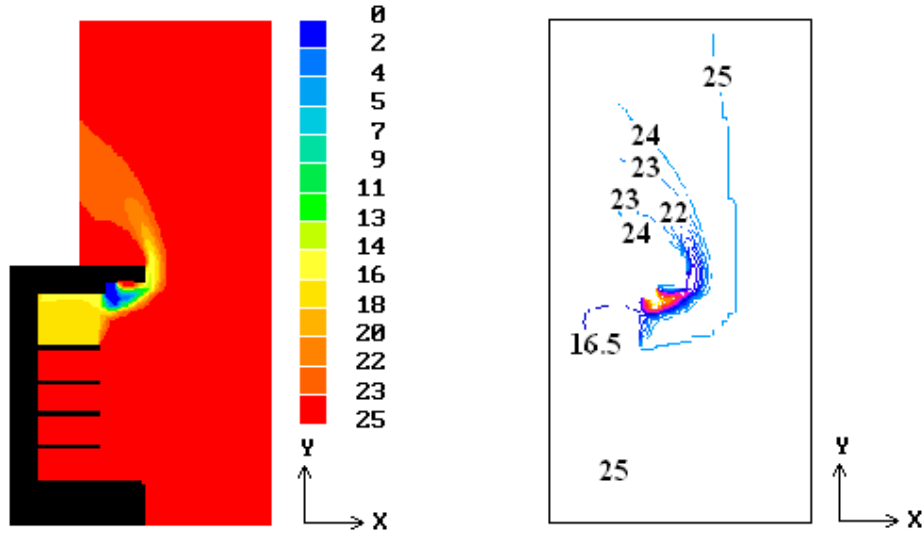
Vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.99’da gösterilmiş olup, hava perdesinin tamamen ortadan kalktığı görülmektedir.



Şekil 5.99. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

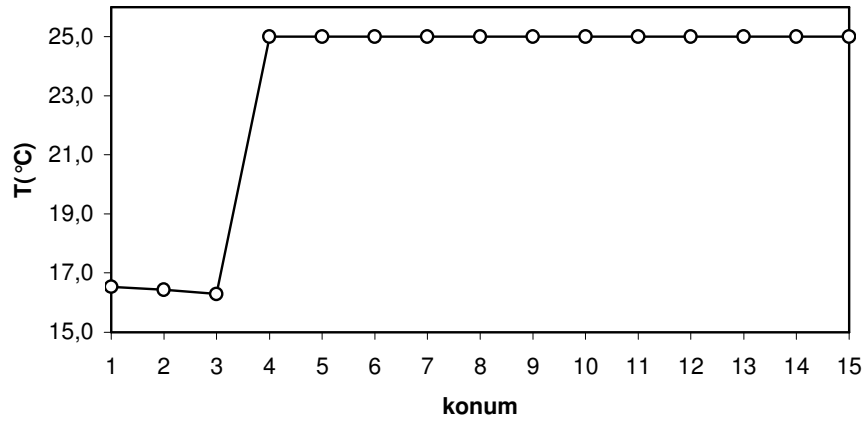
Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu

0,7 m/s'lik ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 5.100'de verilmiştir. Mevcut dağılımlara göre hava perdesinin ortadan kalktığı ve en düşük sıcaklık değerlerinin en üst raf bölgesinde oluştuğu görülmüştür. Kabin içindeki en düşük ve en yüksek sıcaklık değerlerinin 16,5 ve 25°C olduğu belirlenmiştir. Bu haliyle mevcut sistemin kullanılabilirlikten uzak olduğu bir durum ortaya çıkmıştır.



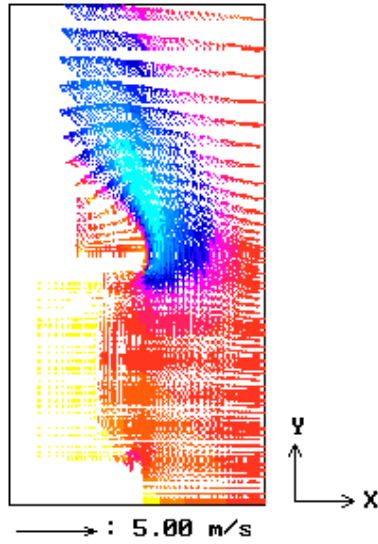
Şekil 5.100. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.101’de gösterilen sıcaklık dağılımında sıcaklık değerleri okunan on iki noktadaki sıcaklık değerlerinin 25°C ortam sıcaklığı olduğu görülmüştür.



Şekil 5.101. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

Vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.102’de gösterilmiş olup, ortam havasının 0,7 m/s’lik değeri için hava perdesinin tamamen ortadan kalktığı görülmektedir.

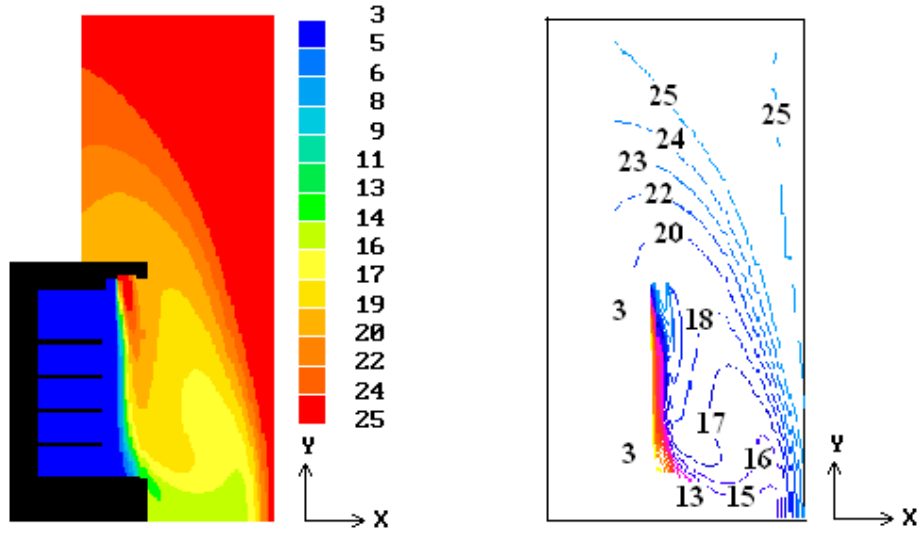


Şekil 5.102. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

5.7.3. Üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumu

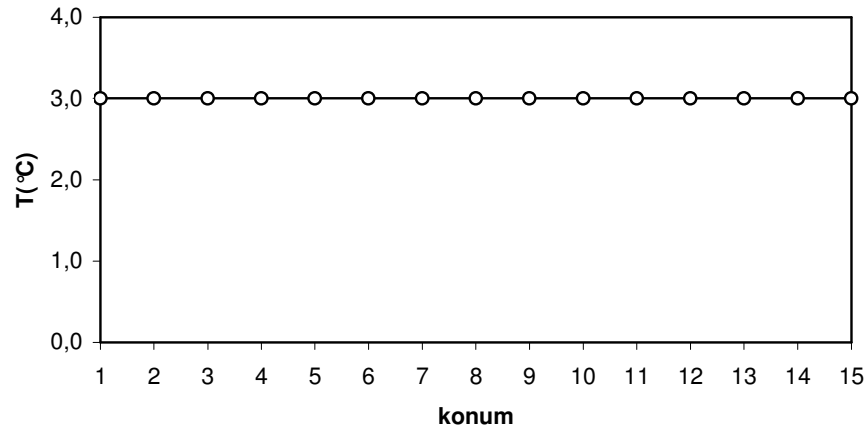
Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,1 m/s olduğu durum için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.103’de gösterilmiştir. Üç jetli sistem için ortam hızının 0,1 m/s olarak alınmasının kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımını değiştirmedeği tespit edilmiştir. Bir başka deyişle hava perdesinin tamamen aktif olmasından dolayı dış ortamdan kabin içine hava geçişi olmamıştır. Kabin içinde en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri olarak 3°C’lik sabit bir sıcaklık oluşmuştur. Bu da mevcut sistemin oldukça etkili bir sistem olduğunu göstermiştir. Bu haliyle mevcut sistemin mükemmel düzeyde kullanılabilecek bir sistem olduğu ortaya çıkmıştır.



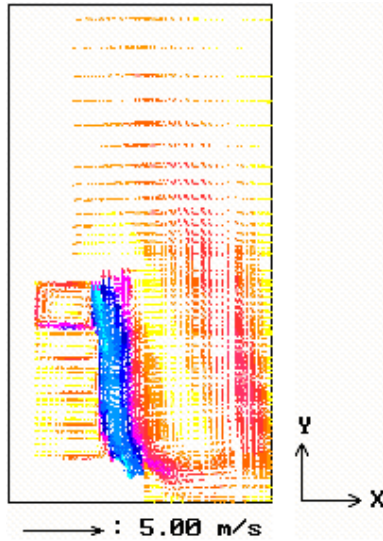
Şekil 5.103. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.104'de gösterilen sıcaklık grafiğinde sıcaklıkları okunan on beş noktada da aynı sıcaklık değerinin oluştuğu ve homojen bir dağılımın meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 5.104. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

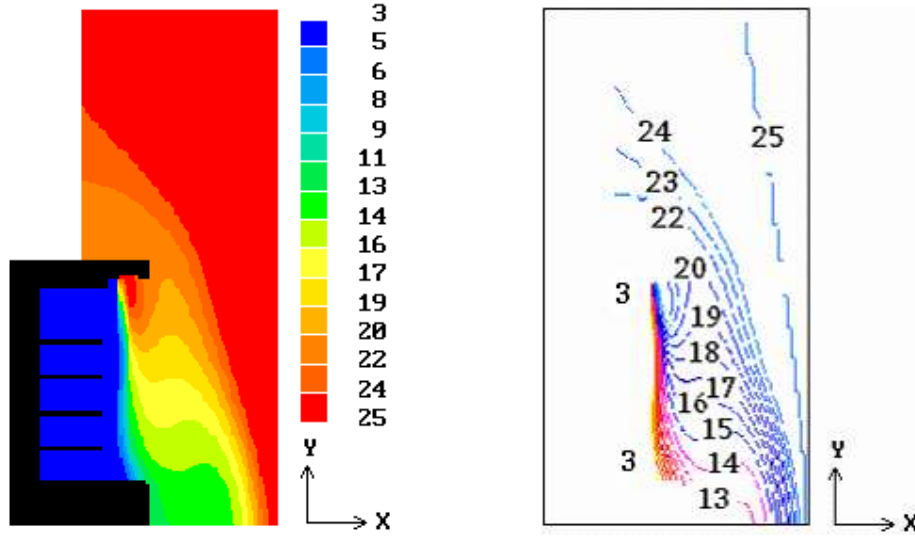
Üç jetli sistem için 0,1 m/s ortam hızında elde edilen vektörel hız dağılımı Şekil 5.105’de gösterilmiştir. Mevcut şekilde hava perdesinin aktif olduğu ve jetlerden aşağı doğru yoğun bir akışın olduğu net biçimde şekilde görülmektedir.



Şekil 5.105. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

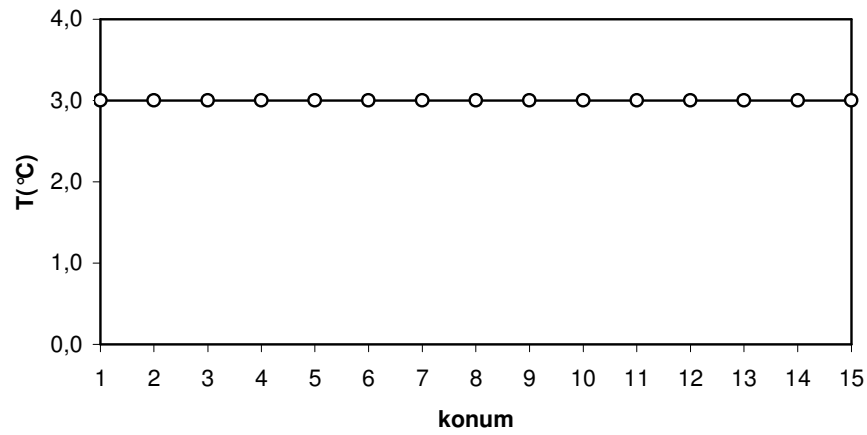
Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu

Ortam havasının 0,2 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.106’da gösterilmiştir. Dağılımdan görüldüğü üzere kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 3°C’dir. Bu durum ise kabin içinin dış ortamdan etkilenmediğini göstermektedir.



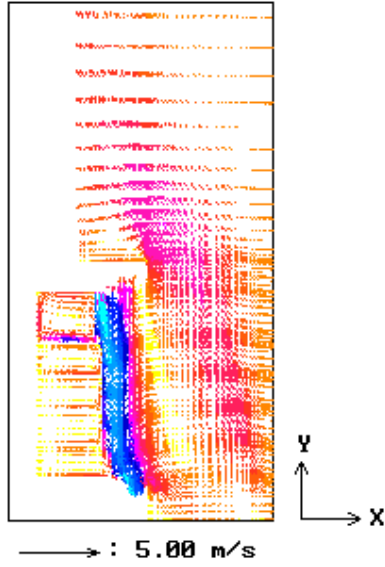
Şekil 5.106. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.107’de gösterilen grafikte ise kabin içinde tüm noktalarda homojen bir sıcaklık dağılımının oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5.107. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

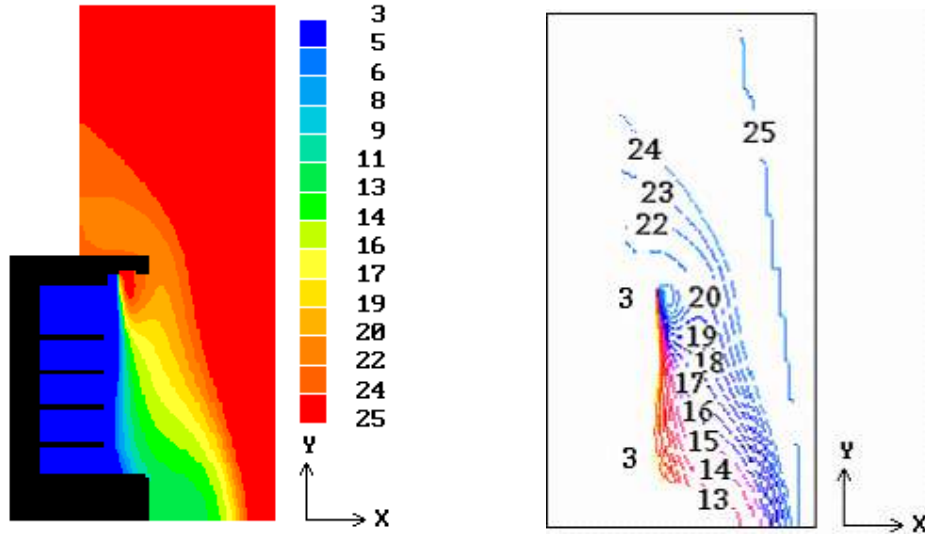
Şekil 5.108’de gösterilen vektörel hız dağılımında hava perdesinin aktif olduğu net biçimde görülmektedir.



Şekil 5.108. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

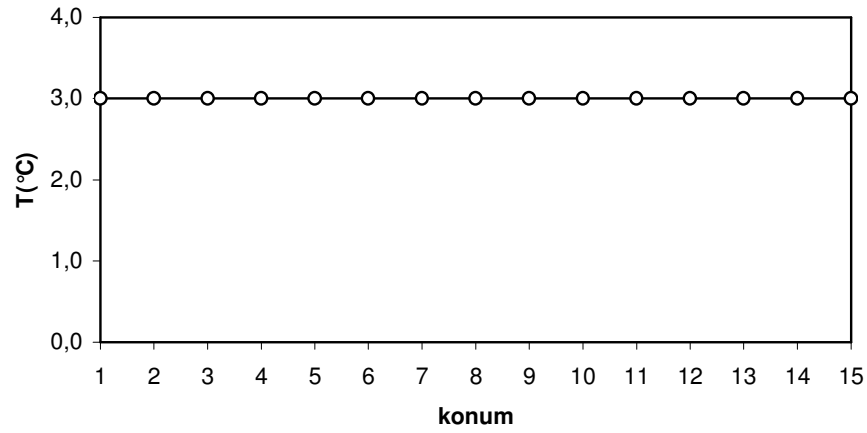
Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.109'da gösterilmiştir. Mevcut ortam hızı için elde edilen sıcaklık dağılımında kabin içinde oluşan en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri 3°C olarak görülmektedir. Hava perdesinin aktif olmasından dolayı kabin içi ve dış ortam tamamen farklı renklerde temsil edilmiştir.



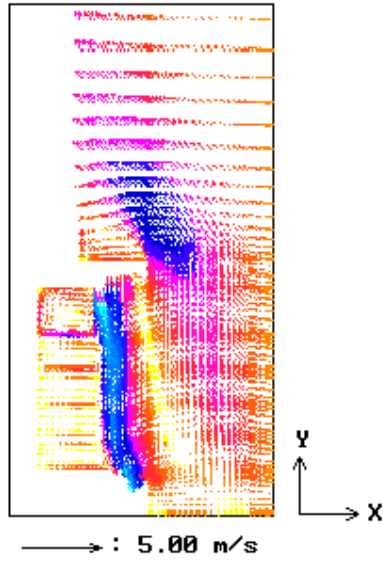
Şekil 5.109. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.110’da verilen sıcaklık grafiğinde ise tüm noktalarda eşit sıcaklık değerinin olduğu görülmüştür.



Şekil 5.110. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

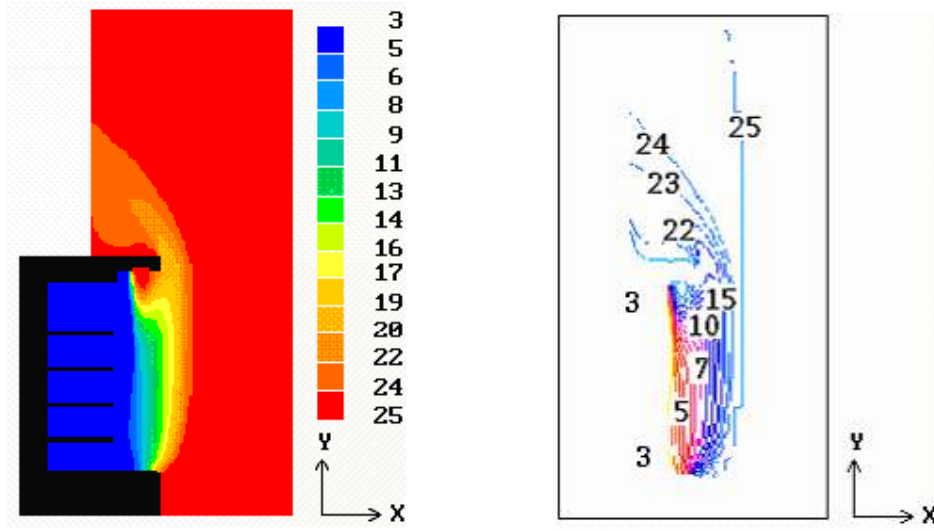
Mevcut durum için elde edilen vektörel hız dağılımı ise Şekil 5.111’de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere hava perdesi aktif olarak kabin içi ve dış ortamı birbirinden ayırmaktadır.



Şekil 5.111. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

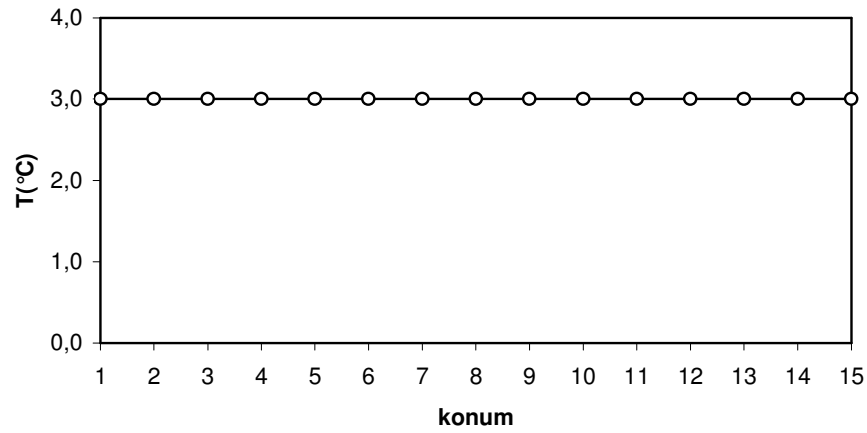
Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.112’de gösterilmiştir. Hava perdesinin kabin içi ve dış ortamı mükemmel düzeyde ayırmasından dolayı iç ve dış ortamın tamamen farklı sıcaklıklarda temsil edildiği görülmüştür. Kabin içindeki en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri ise 3°C olarak görülmektedir. Bu ise homojen bir dağılımın olduğunu göstermektedir.



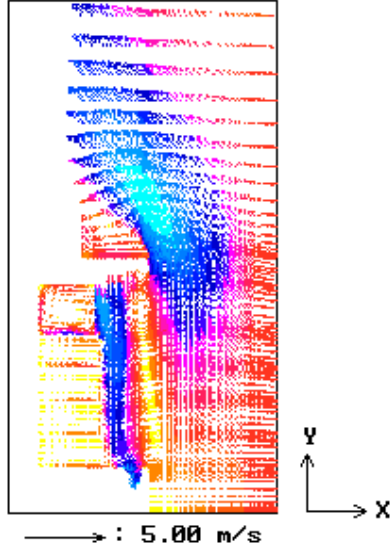
Şekil 5.112. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.113’de verilen sıcaklık dağılımını gösteren grafikte ise on beş noktanın tamamında eşit sıcaklık değerlerinin oluştuğu görülmüştür. Böylece mevcut durumun pratikte rahatlıkla kullanılabilecek bir sistem olduğu görülmüştür.



Şekil 5.113. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

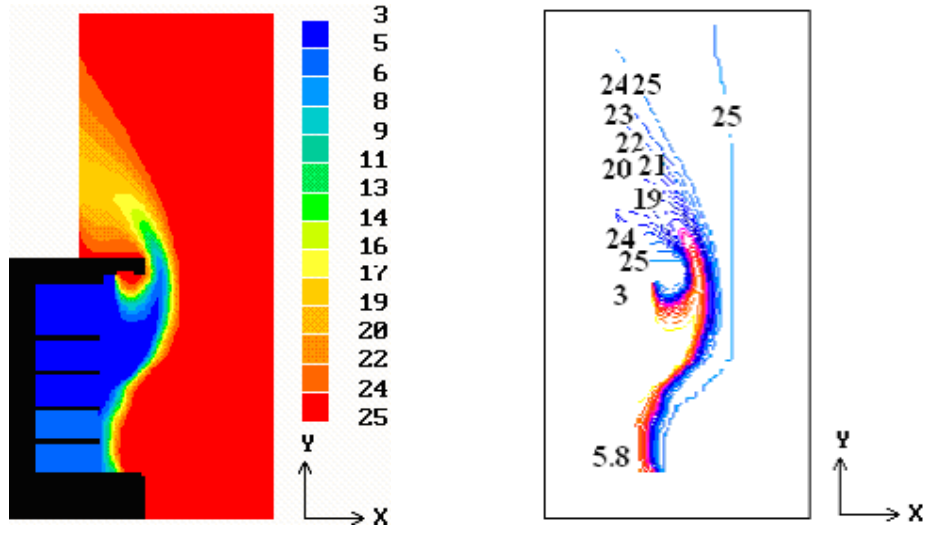
Şekil 5.114’de verilen vektörel hız dağılımında ise, üç jetli sistem için diğer ortam hızlarındaki hız dağılımlarına benzer bir dağılım elde edilmiş olup, hava perdesinin varlığı görülmektedir.



Şekil 5.114. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı.

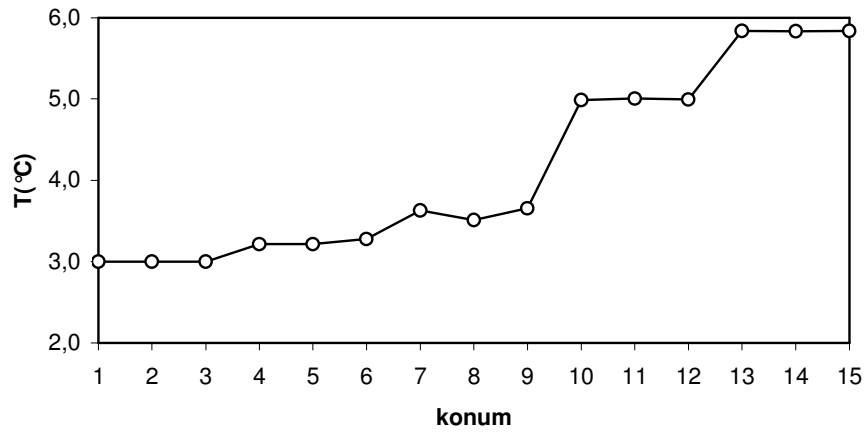
Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu

Ortam havasının 0,7 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.115’de gösterilmiştir. Mevcut sıcaklık dağılımlarına göre kabin içinde oluşan en yüksek değer $5,8^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar yükselmiştir. Buradan üç jetli sistemlerin oldukça etkili sistemler olmalarına karşılık yüksek ortam hızlarından etkilenebilecekleri anlaşılmıştır.



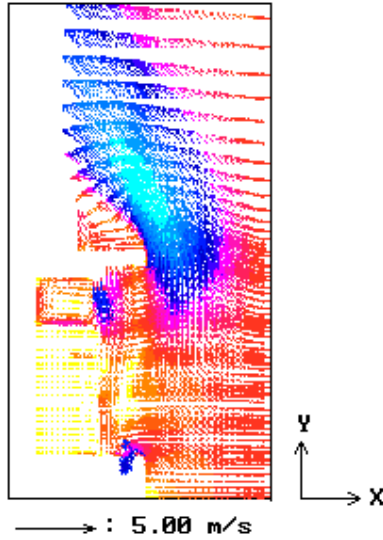
Şekil 5.115. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 5.116'da gösterilen grafikte ise kabin içinde belirlenen on beş noktadaki sıcaklık değerleri belirtilmiştir. Buna göre ilk dokuz noktada oluşan sıcaklık değerleri 4°C 'nin altında iken, alttan altı noktada ise 4°C 'nin üzerinde sıcaklık değeri oluşmuştur.



Şekil 5.116. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

0,7 m/s'lık ortam hızına göre elde edilen vektörel hız dağılımında ise Şekil 5.117'de görüleceği üzere hava perdesi net olarak görünmemektedir. Ayrıca kabin içinde en üst raf bölgesinde diğer raf bölgelerine nazaran daha fazla hareketin olduğu görülmüştür.



Şekil 5.117. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için oluşan vektörel hız dağılımı

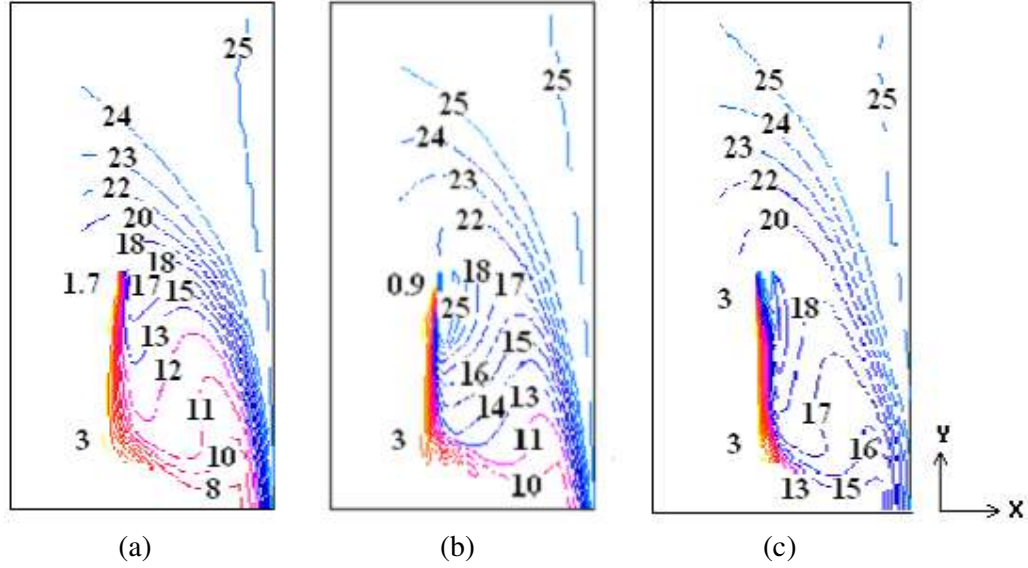
5.8. Tek, İki ve Üç Jetli Sistemlerin Farklı Ortam Hızlarında Karşılaştırılması

Bu bölümde ortam hızının 0,1, 0,2, 0,3, 0,5 ve 0,7 m/s değerleri için yapılan analizler karşılaştırılarak farklı hava perde sistemleri için sayısal analizin sonuçları yorumlanmıştır. Beş farklı ortam hızında yapılan analizler neticesinde elde edilen sıcaklık dağılımları ve durumların genel olarak incelenmesi yapılmıştır.

5.8.1. Ortam hızının 0,1 m/s olması durumu

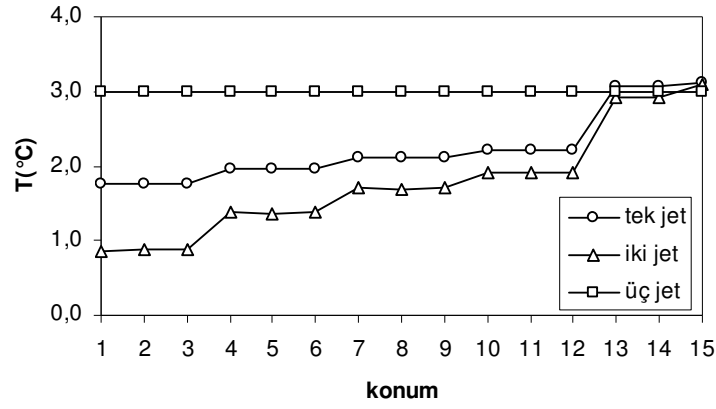
Tek, iki ve üç jetli sıcaklık dağılımlarının verildiği Şekil 5.118'den görüldüğü üzere ortam hızının 0,1 m/s olması durumu için her üç sistemin de piyasa şartlarında rahatlıkla kullanılabilir oldukları görülmüştür. Ancak şüphesiz kabin içinde

muhafaza edilen ürünlerin eşit sıcaklıklarda saklanması istenmesi halinde en ideal olan sistemin üç jetli sistem olduğu görülmektedir.



Şekil 5.118. 0,1 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

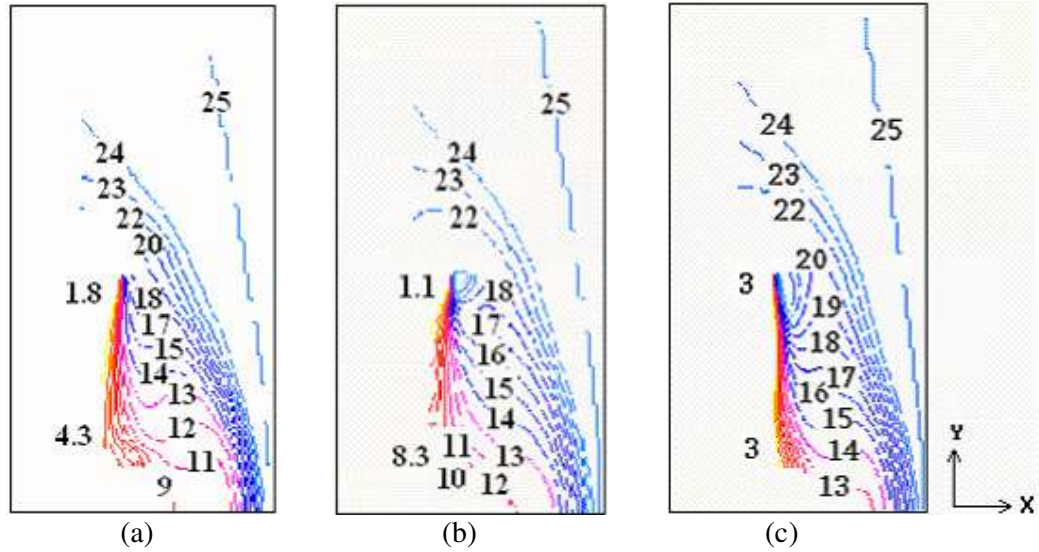
Tek, iki ve üç jetli sistemler için 0,1 m/s ortam hızında elde edilen sıcaklık grafiği ise Şekil 5.119’da verilmiştir. Bu grafiğe göre tek ve iki jetli sistemlerde benzer sıcaklık profili oluşurken, üç jetli sistemde on beş noktada 3°C’lik tek sıcaklık değeri oluşmuştur.



Şekil 5.119. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

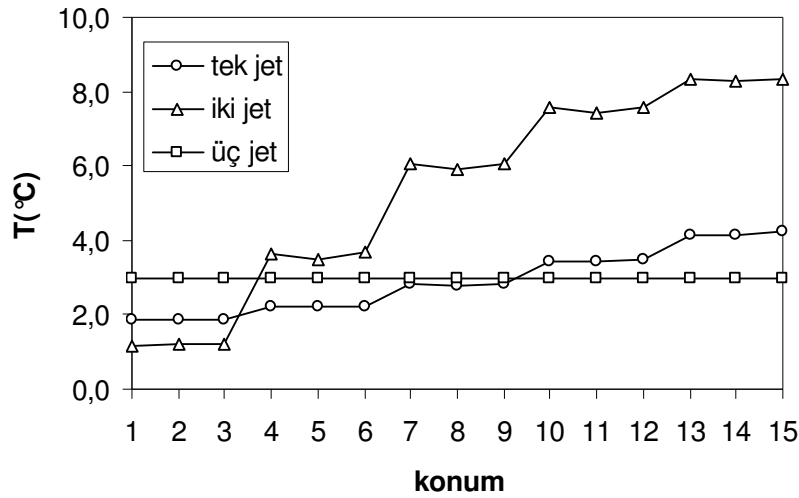
5.8.2. Ortam hızının 0,2 m/s olması durumu

Tek, iki ve üç jetli sıcaklık dağılımlarının verildiği Şekil 5.120'den görüldüğü üzere ortam hızının 0,2 m/s olması durumu için tek ve iki jetli sistemlerin kullanılabılır olmadığı, pratikte ise yalnızca üç jetli sistemin kullanılabılır olduğu görülmüştür.



Şekil 5.120. 0,2 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

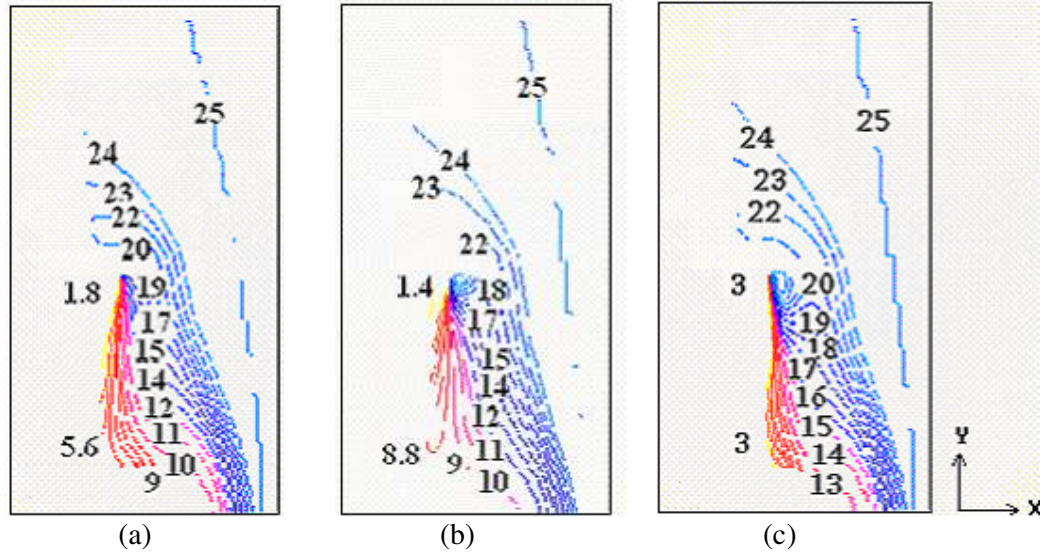
Tek, iki ve üç jetli sistemlere ait sıcaklık grafiği Şekil 5.121’de gösterilmiştir. Mevcut sıcaklık dağılımına göre tek ve iki jetli sistemlerde oluşan sıcaklık dağılımı benzer profiller gösterirken, üç jetli sistemde yine tek çizgi halinde tüm noktalarda aynı sıcaklık değeri oluşmuştur. İki jetli sistemde kabin içinde alt raf bölgelerindeki sıcaklık değerlerinin 4°C ’den yüksek olması nedeniyle pratikte kullanılması mümkün olmayan bir durum ortaya çıkmıştır. Tek jetli sistemde ise en yüksek sıcaklık değeri $4,3^{\circ}\text{C}$ olarak ölçülmüş olup, bu sisteminde pratikte kullanılmasının uygun olmayacağı belirlenmiştir. Üç jetli sistem ise pratikte rahatlıkla kullanılabilir bir sistem olup, her noktada aynı sıcaklık değerinin oluştuğu görülmüştür.



Şekil 5.121. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

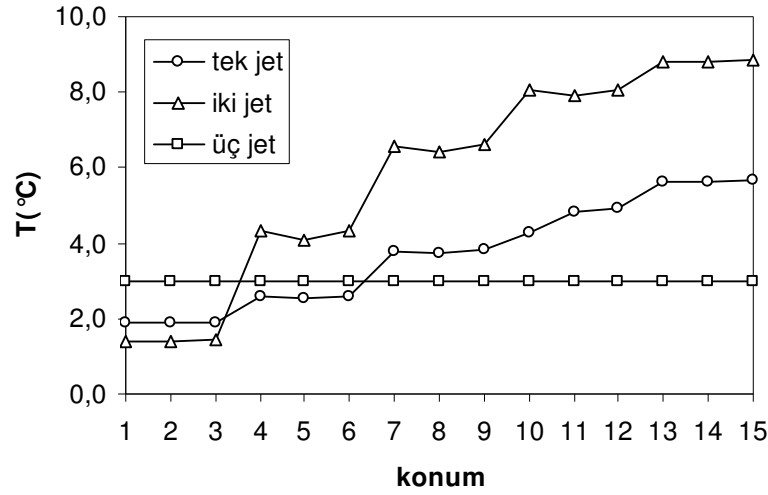
5.8.3. Ortam hızının 0,3 m/s olması durumu

Şekil 5.122’de verilen tek, iki ve üç jetli sistemler için sıcaklık dağılımlarına bakıldığında tek ve iki jetli sistemlerin kullanılamaz olmasına karşılık üç jetli sistemin rahatlıkla kullanılabilir olduğu görülmektedir. Ortam havasının daha düşük hız değerlerine göre tek ve iki jetli sistemlerde kabin içine doğru gerçekleşen sürüklenme miktarı arttığından kabin içi sıcaklık değerlerinde de artışlar görülmüştür.



Şekil 5.122. 0,1 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

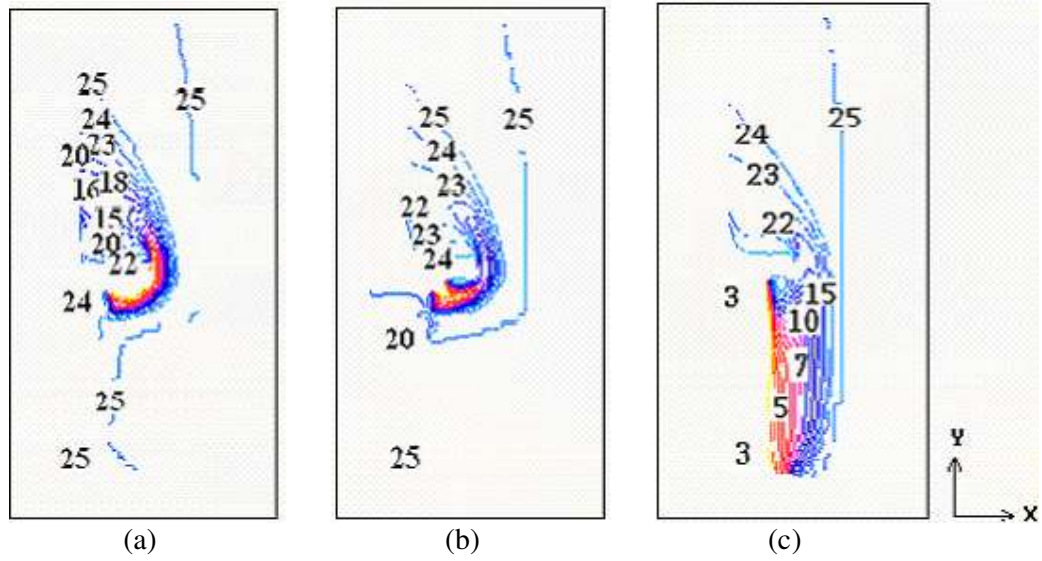
Şekil 5.123’de verilen sıcaklık grafiğinde ise tek ve iki jetli sistemler için tekrardan basamaklı profiller oluşmuştur. Tek ve iki jetli sistemlerin pratikte kullanılmadan iyice uzaklaştığı buna karşın üç jetli sistemin ise rahatlıkla kullanılabilir olduğu görülmektedir.



Şekil 5.123. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

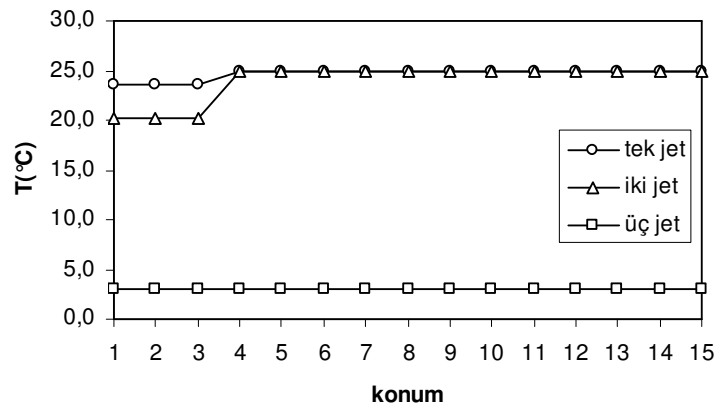
5.8.4. Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,5 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.124'de verilmiştir. Tek ve iki jetli sistemde 0,5 m/s'lik ortam hızının artık kabin içini büyük ölçüde etkilediği bunun neticesinde de kabin içinde 20-25°C'lik sıcaklık değerlerinin oluştuğu görülmüştür. Mevcut haliyle tek ve iki jetli sistemlerin kullanılabilirlikten çok uzak oldukları görülmüştür. Buna karşın üç jetli sistemde kabin içinde hala 3°C'lik sabit sıcaklık değerlerinin oluştuğu görülmüştür. Bu haliyle 0,5 m/s'lik ortam hızında dah üç jetli sistemin oldukça etkili ve güvenilir bir sistem olduğu görülmüştür.



Şekil 5.124. 0,5 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

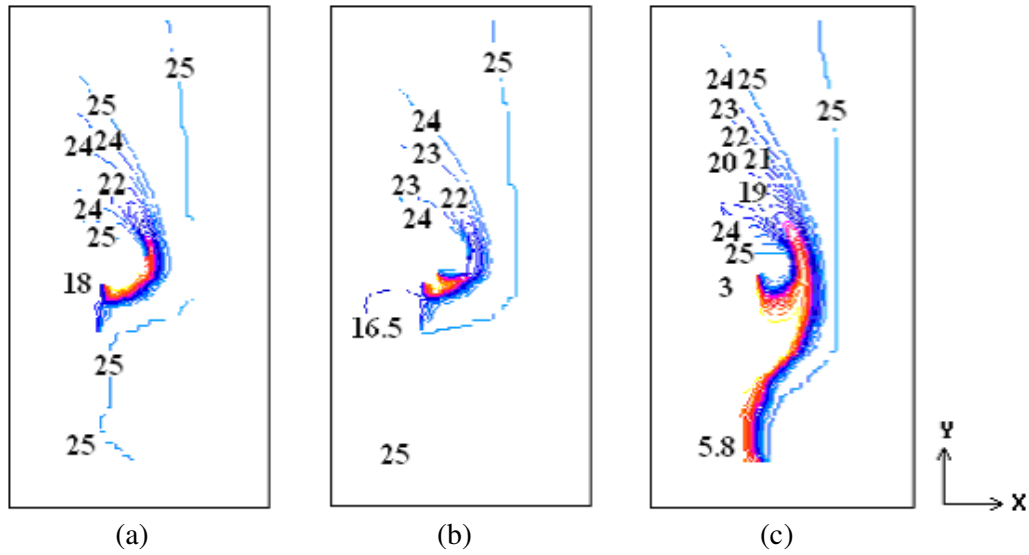
Şekil 5.125’de verilen sıcaklık grafiğinde ise üç jetli sistemde sabit sıcaklık değerinin, tek ve iki jetli sistemlerde ise çok yüksek sıcaklık değerlerinin oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5.125. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

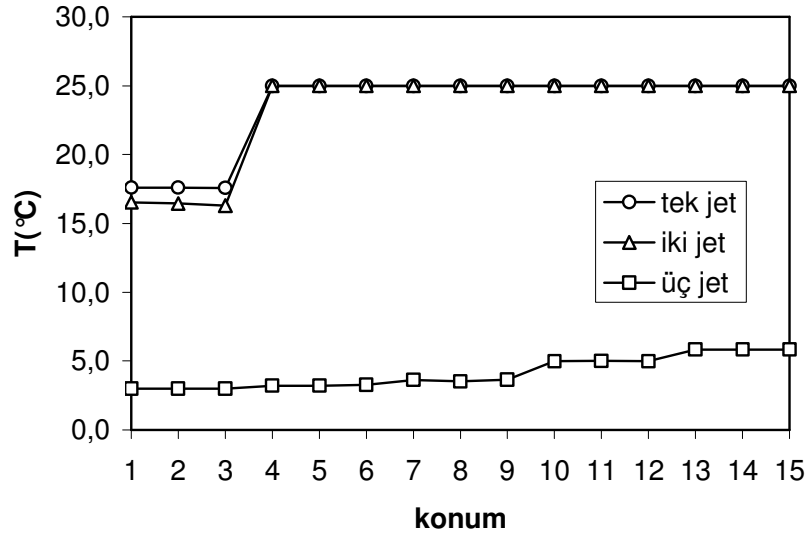
5.8.5. Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu

Ortam hızının 0,7 m/s olması durumu için elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.126'da verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere mevcut durumda hiçbir sistemin kullanılabilir olmadığı sonucuna varılmıştır Şöyle ki kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklık değerleri tek ve iki jetli sistemler için 25°C iken üç jetli sistemde 5,8°C düzeyindedir. Bu değerlerin hiçbiri de 4°C'lik kritik sıcaklığın altında olmadığından mevcut istemleri kullanılabilirlikten uzak oldukları görülmüştür.



Şekil 5.126. 0,7 m/s ortam hızında oluşan sıcaklık dağılımları (a) tek jetli (b) iki jetli (c) üç jetli

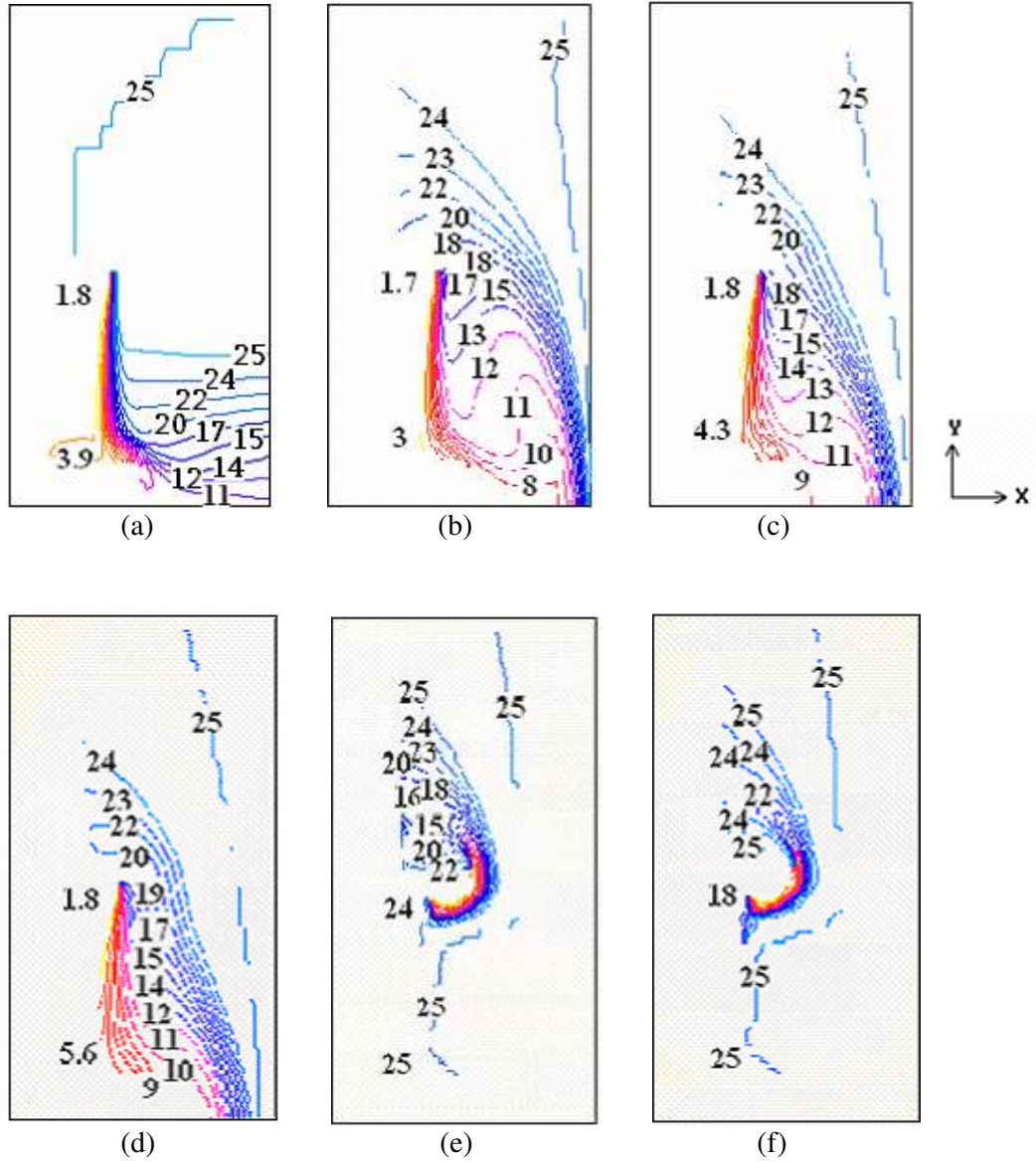
Şekil 5.127'deki sıcaklık grafiğinden görüleceği üzere tek ve iki jetli sistemlerde oluşan sıcaklık dağılımları çok benzemektedirler. Bu iki sistemde üstten ikinci raf bölgesinden itibaren artık sıcaklık değerlerinin tamamen aynı oldukları görülmektedir.



Şekil 5.127. Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri

5.8.6. Tek jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması

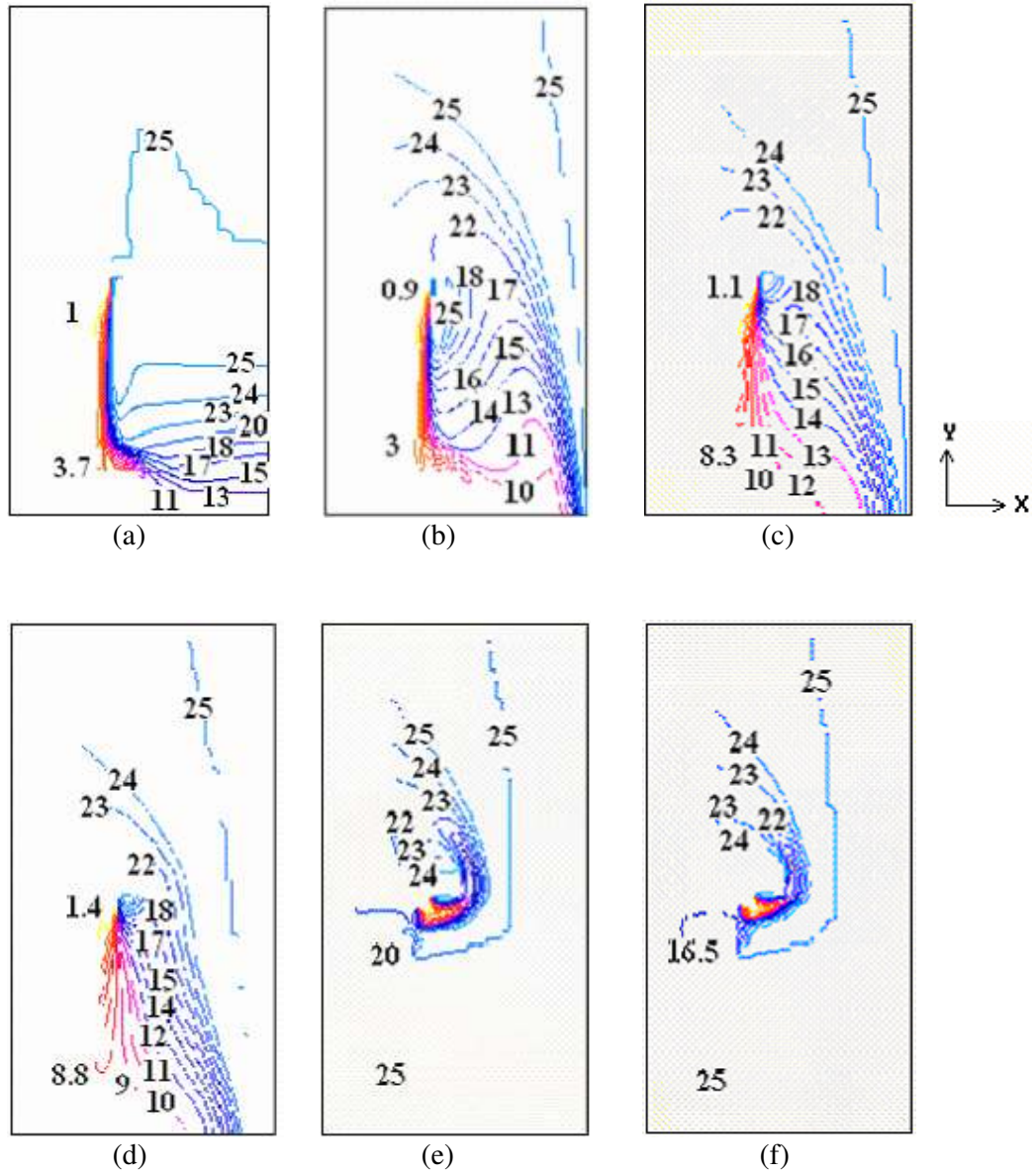
Tek jetli sistem varsayılan tüm durumlarda elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.128’de verilmiştir. Ortam havasının hareketsiz ve 0,1 m/s hıza sahip olma durumları için kullanılabilir tek jetli sistemin kullanılabilir bir sistem olduğu görülmüştür. Ortam havasının hızının 0,2 ve 0,3 m/s olduğu durumlarda ise kabin içinde istenilen en yüksek sıcaklığın biraz üzerine çıktığı, 0,5 ve 0,7 m/s durumları içinse kritik sıcaklığın çok üzerine çıkılmasından dolayı artık tamamen uygun sistem imajından uzaklaştığı görülmüştür.



Şekil 5.128. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları (a) hareketsiz ortamda (b) 0,1 m/s ortam havasında (c) 0,2 m/s ortam havasında (d) 0,3 m/s ortam havasında (e) 0,5 m/s ortam havasında (f) 0,7 m/s ortam havasında

5.8.7. İki jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması

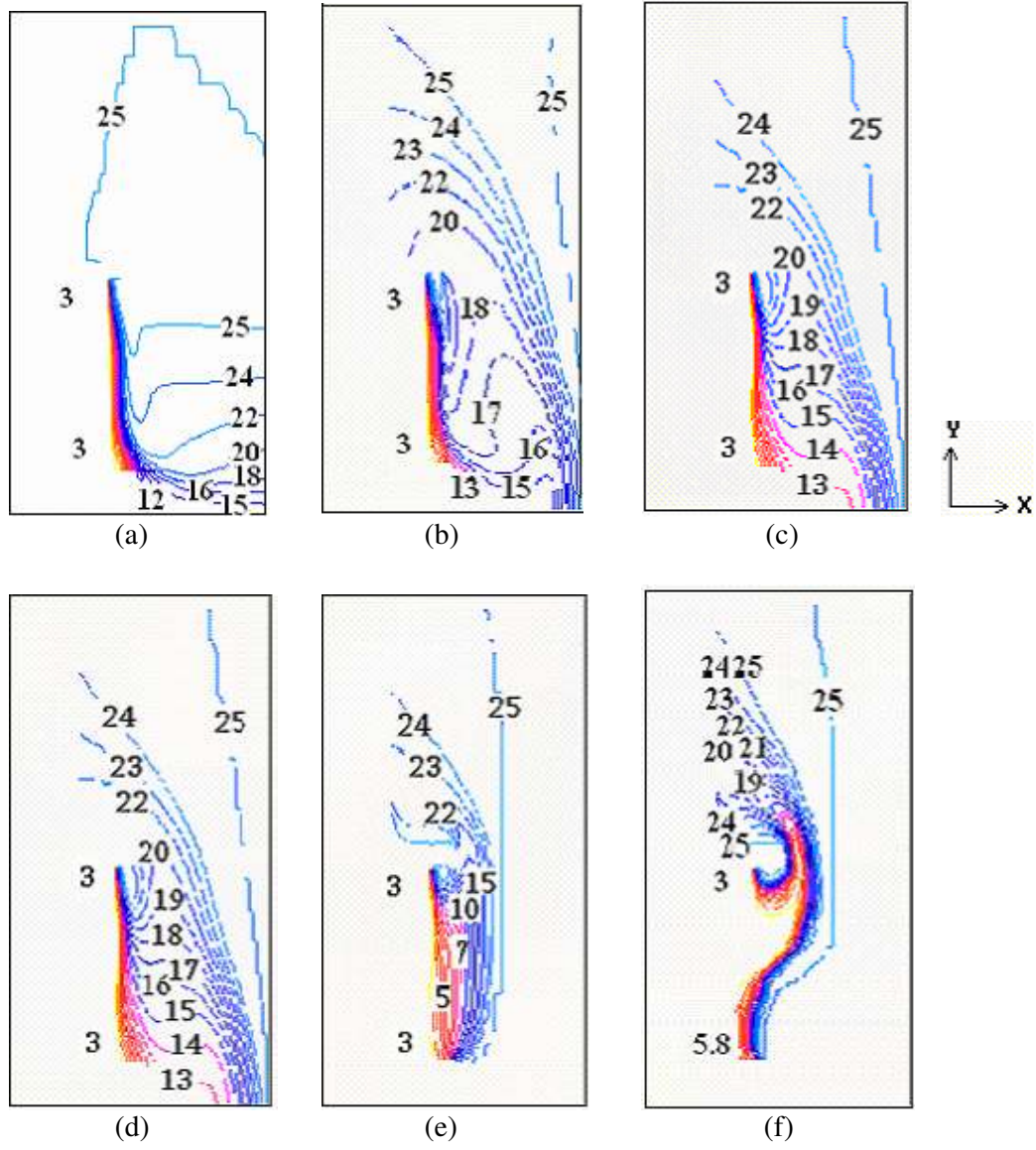
İki jetli sistem varsayılan tüm durumlarda elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.129'da verilmiştir. Tek jetli sistemdeki duruma benzer şekilde, ortam havasının hareketsiz olduğu ve ortam havasının 0,1 m/s olduğu durumlar için sistem olumlu sonuç vermiştir. Buna karşın ortam havasının 0,2, 0,3, 0,5 ve 0,7 m/s değerleri için uygun olmayan durum ortaya çıkmıştır. Mevcut sıcaklık dağılımlarından ortam havasının ortam havasının hareketsiz olduğu, 0,1, 0,2 ve 0,3 m/s olduğu durumlarda kabin içi sıcaklık artışının çok aşırı olmamasından dolayı hava perdesinin halen aktif olduğunu görülmektedir. 0,5 ve 0,7 m/s değerleri içinse artık iki jetli sistem kullanılabilirlikten oldukça uzaklaşmıştır.



Şekil 5.129. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları (a) hareketsiz ortamda (b) 0,1 m/s ortam havasında (c) 0,2 m/s ortam havasında (d) 0,3 m/s ortam havasında (e) 0,5 m/s ortam havasında (f) 0,7 m/s ortam havasında

5.8.8. Üç jetli sistem için hareketsiz ve hareketli ortamların karşılaştırılması

Üç jetli sistem varsayılan tüm durumlarda elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.130'da verilmiştir. Elde edilen dağılımlara göre üç jetli sistemde, ortam havasının hareketsiz olduğu ve ortam havası hızının 0,1, 0,2, 0,3 ve 0,5 m/s değerleri için kabin içinde sabit 3°C sıcaklık değerinin olduğu görülmüştür. Bu durum ise üç jetli sistemlerin oldukça etkili sistemler olduğu ve çok aşırı fiziksel şartlar olmadığı takdirde kabin içi sıcaklık dağılımının bozulmadığını göstermektedir. 0,7 m/s'lik ortam hızında bile kabin içindeki sıcaklık artışı en alt raf bölgesinde 2,8°C düzeyinde olmuştur.



Şekil 5.130. Çeşitli durumlarda oluşan sıcaklık dağılımları (a) hareketsiz ortamda (b) 0,1 m/s ortam havasında (c) 0,2 m/s ortam havasında (d) 0,3 m/s ortam havasında (e) 0,5 m/s ortam havasında (f) 0,7 m/s ortam havasında

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, özellikle perakende satış yapan süpermarketlerde kullanılan hava perdeli soğutma kabinlerinin sayısal analizi yapılmıştır. Mevcut çalışmanın ilk bölümünde hava perde sistemleri ve soğutma kabinleri üzerine gerekli literatür ve piyasa araştırmaları yapılmıştır. Literatürde yapılan mevcut sayısal ve deneysel çalışmalar incelenerek durumla ilgili genel bilgiler elde edilmiştir. Çalışmanın ikinci kısmında ise ilk olarak literatürde yapılan deneysel bir çalışmadaki hava perdeli soğutma kabini ele alınarak mevcut şartlarda aynı kabin için sayısal analiz yapıp, deneysel sonuçlarla uygunluğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında genellikle 1-2°C'lik sıcaklık farklarının olduğu tespit edilmiştir. Literatürde yapılan çalışmalardaki sonuçlar ele alındığında bu farkın iyi derecede olduğu tespit edilmiştir.

Daha sonra mevcut kabin üzerinde üç adet giriş jeti ve iki adet emme menfezi modellenerek farklı durumlar için sistemlerin analizi yapılmıştır. Literatürde yapılan mevcut çalışmalar gözönüne alındığında tek, iki ve üç jetli hava perdeli soğutma sistemlerinin farklı durumlarda aktive edilmesi ve farklı fiziksel şartlardaki durum analizi ilk defa yapılmıştır. Tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması, iki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu ve üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumları için 25°C ortam sıcaklığında minimum soğutma gücü ile süt ve süt ürünleri için gıda kodeksinde belirtilen sıcaklık aralığında ürünlerin muhafaza edilmesini sağlayan optimum durumlar, optimum durumlarda jetten verilen havanın hız ve sıcaklık değerleri tespit edilmiş ve gerekli soğutma güçleri hesaplanmıştır. Buna göre tek jetli sistem için optimum değerler, jetten verilen havanın hız ve sıcaklık değerleri sırasıyla 1,5 m/s ve 1,5°C olarak bulunmuştur. İki jetli sistem için optimum değerler, jetlerden verilen havanın hızları ve sıcaklık değerleri sırasıyla dış ve orta menfezlerde 0,5 ve 1,0 m/s ile 25°C ve 0°C olarak bulunmuştur. Üç jetli sistem için ise optimum değerler ise dış, orta ve iç menfezlerde sırasıyla 1,0 , 1,5 , 2,0 m/s ile 25, 3, 3°C olarak bulunmuştur. Mevcut sistemlerin piyasa şartlarında kullanılabilmelerini sağlayan optimum durumlar için gereken soğutma güçleri ise

sırasıyla 1268,9 , 1120,3 , 1267,2 W olarak hesaplanmıştır. Bu haliyle iki jetli sistemin en az soğutma gücü ile istenilen muhafaza şartlarını sağladığı görülmüştür. Ancak üç jetli sistemde kabin içinde ölçüm yapılan tüm noktalarda 3°C'lik homojen bir sıcaklık dağılımı oluşmuştur. Bu durum ise kabin içinde muhafaza edilen ürünlerin aynı sıcaklıkta saklanmaları istendiğinde üç jetli sistemin ideal sistem olduğu belirlenmiştir. Çünkü mevcut sistemde jetten verilen hava sıcaklığı kabin içi sıcaklık dağılımını oluşturmuştur.

Sayısal analizin son kısmında ise mevcut soğutma kabini için tek jet ve tek emme menfezinin aktif olması, iki jet ve tek emme menfezinin aktif olması durumu ve üç jet ve iki emme menfezinin aktif olması durumları gözönüne alınarak farklı ortam sıcaklıklarında (22, 25, 28 ve 31°C) ve farklı ortam hızlarında, dış ortamdaki kabine dik doğrultuda, (0,1 , 0,2 , 0,3 , 0,5 ve 0,7 m/s) analizler yapılmıştır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda özellikle 0,1 ve 0,2 m/s ortam hızlarında ve 22 ila 25°C ortam sıcaklıklarında analizlerin yapılması açısından mevcut çalışmadaki ortam hızları ve ortam sıcaklıkları çok farklı sonuçlar ortaya koyan değerler olmuştur. Bu değerler kullanarak farklı durumlar için yapılan analizlerde durumlar arası karşılaştırmalar yapılarak sistemlerin kullanılabilirlikleri tespit edilmiştir.

Özellikle tek ve iki jetli sistemlerin yüksek ortam sıcaklık ve hızlarında zayıf sistemler olduğu buna karşın üç jetli sistemlerin çoğu zaman yüksek sıcaklık ve hızlarda dahi ürünler için istenilen muhafaza sıcaklıklarını temin ettiği görülmüştür. Tek ve iki jetli sistemler analizde alınan fiziksel değerlerde yalnızca hareketsiz ortam ve 0,1 m/s ortam hızında kullanılabilir iken üç jetli sistemin 0,7 m/s dışında tüm durumlarda kullanılabilir olduğu görülmüştür. 0,7 m/s'lik ortam hızının ise normal şartlarda pek mümkün olmayacak bir durum olması üç jetli sistemlerin ne kadar etkin olduklarını göstermiştir.

Tek, iki ve üç jetli sistemler için yapılan sayısal analiz sonucunda elde edilen bulgular neticesinde üç jetli sistemlerin oldukça etkin ve kararlı çalışan sistemler olduğu tespit edilmiştir. Ancak elde edilen sayısal sonuçlar ile birlikte piyasa

şartlarındaki üretim maliyetleri de gözönüne alınarak yapılan kıyaslama ile de mevcut durumun genel analizi yapılmıştır.

Soğutma kabini imalatı yapan fabrikalarda yapılan araştırmalar neticesinde tek, iki ve üç jetli sistemler için yaklaşık olarak üretim maliyetleri çıkartılmıştır. Buna göre ilk olarak Türkiye’de çok büyük ölçüde tek jetli hava perde sistemlerinin yer aldığı soğutma kabinlerinin kullanılması ve dolayısıyla ticari alanda tek jetli soğutma kabinlerinin imal edilmesi neticesinde tek jetli sistemler için maliyet hesabı elde edilmiştir. Süt ve süt ürünlerinin muhafaza edilmesi amaçlanan tek jetli bir ticari soğutma kabini için 5 m. uzunluğunda, 1 m. derinliğinde ve 2,2 m. yüksekliğindeki ebatlar için kabin maliyetinin soğutma grubuyla birlikte 9,500-12,000 YTL arasında olduğu tespit edilmiştir. Ancak piyasa şartlarında iki ve üç jetli soğutma kabinlerinin kullanılmaması ve fabrikalarda bu sistemlerin imalatının yapılmaması neticesinde öğrenilmek istenilen direkt maliyet elde edilememiştir. Fakat tek jetli sistem için kullanılan soğutma grubunun 5,000 YTL düzeyinde bir maliyetinin olması gözönüne alındığında iki ve üç jetli sistemler içinde yaklaşık olarak bir hesap yapılabilmiştir. Buna göre iki jetli sistemin tek jetli sistemden farkının sadece kabin tavanında yer alan ve dış ortam havasını dıştaki jetten vermeyi sağlayan fan olduğu ve kabin tasarımında çok az farklılıkların olması nedeniyle, tek ve iki jetli soğutma kabinlerinin maliyetlerinin yaklaşık olarak aynı olduğu söylenebilir. Üç jetli sistemde ise orta ve içteki jetten farklı sıcaklıklarda hava verilmesi duruma göre gerektiğinden, tek jetli sisteme kıyasla ek bir soğutma ünitesinin gerektiği ve kabin imalatında arka panelde iki adet hava kanalının yer alması gerekliliğinin tüm sistem maliyetini yaklaşık 5,000 YTL düzeyinde artırdığı tespit edilmiştir. Bu bağlamda tek ve iki jetli soğutma kabinlerinin hem sağladıkları konfor şartları açısından hem de maliyetleri yönünden çok farklı sistemler olmadığı tespit edilmiştir. Ancak üç jetli sistemlerin ise gayet etkin çalışan sistemler olmasının yanısıra maliyetlerinin %50 düzeyinde fazla olması açısından, maliyet faktörü bu sistemler için bir dezavantaj oluşturmaktadır. Buradan çıkarılan sonuca bakılacak olursa, kabin maliyeti gözönüne alınmazsa kabin içerisinde muhafaza edilen ürünlerin homojen bir sıcaklık dengesinde ve mükemmel düzeyde saklanması için üç jetli sistemler önerilebilir.

Ayrıca, mevcut tez çalışması kapsamında yapılan CFD çalışmasına ilave olarak sayısal analizde gözönüne alınan fiziksel değerler değiştirilmek suretiyle ve problem alanındaki hücre sayısı artırılarak daha detaylı bir inceleme yapılabilir. Deneysel çalışmalar yapılarak da CFD çalışmasından elde edilen sonuçların gerçek test değerlerine uygunluğu tespit edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Sirén, K., “Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain-part II”, *Energy and Buildings*, 35(7):697-705 (2003).
2. Wang, F., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Karayiannis, T.G. and Bailey, C., “A novel superconductive food display cabinet”, *The Institute of Refrigeration at the Institute of Martine Engineering, Science and Technology* (2005).
3. Brandon, S. F., Loth E., “Entrainment of refrigerated air curtains down a wall”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(3):175-184 (2006).
4. D'Agaro, P., Cortella G. and Croce G., “Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation” , *International Journal of Refrigeration*, 29(2):178-190 (2006).
5. Ge, Y. T., Tassou S. A., “Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets”, *Applied Thermal Engineering*, 21(2): 201-219 (2001).
6. Cortella, G., “CFD-aided retail cabinets design”, *Computers and Electronics in Agriculture*, 34(1-3):43-66 (2002).
7. Cortella, G., Manzan, M. and Comini, G., “CFD simulation of refrigerated display cabinets”, *International Journal of Refrigeration*, 24(3): 250-260 (2001).
8. Navaz, H. K., Henderson, B. S., Faramarzi, R., Pourmovahed A. and Taugwalder, F., “Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases”, *International Journal of Refrigeration*, 28(2): 267-275 (2005).
9. Cui, J., Wang S., “Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases”, *International Journal of Thermal Sciences*, 43(10): 993-1002 (2004).
10. Brandon, S. F., Loth E., “An air curtain along a wall with high inlet turbulence”, *Journal of Fluids Engineering*, 126:391-398 (2004).
11. Foster, A. M., Swain, M.J., Barrett, R., D' Agaro, P., James, J. S., “Effectiveness and optimum jet velocity for a plane jet air curtain used to restrict cold room infiltration”, *International Journal of Refrigeration*, 1-8 (2006).
12. Tso, C. P., Yu, S. C. M., Poh, H. J. and Jolly, P. G., “Experimental study on the heat and mass transfer characteristics in a refrigerated truck”, *International Journal of Refrigeration*, 25(3): 340-350 (2002).

13. Chen, Y. G., Yuan, X. L., "Simulation of a cavity insulated by a vertical single band cold air curtain", *Energy Conversion and Management*, 46(11-12):1745-1756 (2005).
14. Faramarzi, R., "Efficient display case refrigeration", *Practical Guide Refrigeration* , 46-54 (1999).
15. Tahir, A., Bansal, P.K., "MEPR versus EEPR valves in open supermarket refrigerated display cabinets", *Applied Thermal Engineering*, 25(2-3):191-203 (2005).
16. Howell, R. H., "Effect of the store relative humidity on refrigerated display case performance", *ASHRAE Transactions: Research* ,3686(CH-93-16-1)(RP-596), 667-778 (1999).
17. Foster, A.M., Madge, M. and Evans, J.A., "The use of CFD to improve the performance of a chilled multi-deck retail display cabinet", *International Journal of Refrigeration*, 28(5):698-705,(2005).
18. Smale, N.J., Moureh, J., Cortella G., "A review of numerical models of airflow in refrigerated fod applications", *International Journal of Refrigeration*, (29):911-930 (2006).
19. Navaz, H. K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D. and Modarress, D., "The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case", *Journal of Fluids Engineering*, 124:756-764 (2002).
20. Chen, Y. G., Yuan, X. L., "Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet", *Journal of Food Engineering*, 69(3):261-267 (2005).
21. Wu, Y., Xie, G., Chen, Z., Niu L. and Sun, D., "An investigation on flowing patterns of the airflow and its characteristics of heat and mass transfer in an island open display cabinet with goods", *Applied Thermal Engineering*, 24(13): 1945-1957 (2004).

EKLER

EK-1. Örnek Q1 kütüğü

```

TALK=T;RUN(1,1);VDU=VGAMOUSE
  GROUP 1. Run title and other preliminaries
TEXT(TEK JET-DISPLAY CABINET-22.04.2007)
REAL(HEIGHT,WIDTH,ROIN,ROIN2)
REAL(ROEM1,TKEIN2)
REAL(EPSIN2,TOR,TIN2)
REAL(TEM1,TEMG1)
REAL(UIN2,VIN2)
REAL(VEM1,HIZBL2)
REAL(TURKAT,KARBOY,JETGEN)
TIN2=1.5
TOR=28.0
TEMG1=8.117
TEM1=TEMG1
  ***BILESKE HIZ***
HIZBL2=1.5
UIN2=HIZBL2*0.117
VIN2=HIZBL2*0.993
HEIGHT=2.75
WIDTH=2.20
  ***JET GENISLIGI***
JETGEN=0.1
  ***TURBULANS KATSAYISI***
TURKAT=2.0
  GROUP 2. Transience;time-step specification
STEADY=T
  GROUP 3. X-direction grid specification
  ***TOPLAM: 70 HUCRE***
NREGX=11
IREGX=1;GRDPWR(X,-7,0.225,2.0)
IREGX=2;GRDPWR(X,-11,0.325,2.0)
IREGX=3;GRDPWR(X,-4,0.112,2.0)
IREGX=4;GRDPWR(X,-2,0.063,2.0)
IREGX=5;GRDPWR(X,-1,0.037,2.0)
IREGX=6;GRDPWR(X,-3,0.1,2.0)
IREGX=7;GRDPWR(X,-3,0.1,2.0)
IREGX=8;GRDPWR(X,-2,0.05,2.0)
IREGX=9;GRDPWR(X,-2,0.05,2.0)
IREGX=10;GRDPWR(X,-2,0.038,2.0)
IREGX=11;GRDPWR(X,33,6.6,2.0)
  GROUP 4. Y-direction grid specification
  ***TOPLAM: 77 HUCRE***
NREGY=15
IREGY=1;GRDPWR(Y,-10,0.34,2.0)
IREGY=2;GRDPWR(Y,-1,0.04,2.0)
IREGY=3;GRDPWR(Y,-7,0.25,2.0)
IREGY=4;GRDPWR(Y,-1,0.04,2.0)
IREGY=5;GRDPWR(Y,-7,0.25,2.0)
IREGY=6;GRDPWR(Y,-1,0.04,2.0)
IREGY=7;GRDPWR(Y,-7,0.25,2.0)
IREGY=8;GRDPWR(Y,-1,0.04,2.0)
IREGY=9;GRDPWR(Y,-7,0.25,2.0)
IREGY=10;GRDPWR(Y,-1,0.04,2.0)

```

EK-1 (Devam) Örnek Q1 kütüğü

```

IREGY=11;GRDPWR(Y,-11,0.41,2.0)
IREGY=12;GRDPWR(Y,-3,0.1,2.0)
IREGY=13;GRDPWR(Y,-1,0.035,2.0)
IREGY=14;GRDPWR(Y,-3,0.115,2.0)
IREGY=15;GRDPWR(Y,16,2.2,2.0)
  GROUP 5. Z-direction grid specification
  GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion
  GROUP 7. Variables stored, solved & named
SOLVE(H1,U1,V1,P1)
SOLUTN(P1,Y,Y,Y,N,N,N)
TURMOD(KEMODL)
  GROUP 8. Terms (in differential equations) & devices
TERMS(H1,N,Y,Y,N,Y,N)
  GROUP 9. Properties of the medium (or media)
    ***ORTALAMA SICAKLIGA GORE DEGISTIR***
ENUL=2.02E-5
PRNDTL(H1)=0.71
RHO1=GRND2
RHO1A=287.0*273.0/1.01E+5
RHO1B=287.0/1.01E+5
ROIN2=1.0/(RHO1A+RHO1B*TIN2)
ROIN=1.0/(RHO1A+RHO1B*TOR)
ROEM1=1.0/(RHO1A+RHO1B*TEM1)
VEM1=ROIN2*VIN2/ROEM1
STORE(RHO1,ENUT)
  GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties
  GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields
TKEIN2=1.5*(HIZBL2*0.05)**2
KARBOY=0.007*JETGEN
EPSIN2=(TURKAT**0.75)*(TKEIN2**1.5)/KARBOY
FIINIT(H1)=TIN2
FIINIT(U1)=UIN2/5.0
FIINIT(V1)=VIN2/5.0
FIINIT(RHO1)=ROIN
FIINIT(KE)=TKEIN2
FIINIT(EP)=EPSIN2

    ***SOL SUTUN***
CONPOR(0.0,CELL,-1,-7,-1,-61,-1,-1)
    ***ALT TABAN KISIM***
CONPOR(0.0,CELL,-8,-37,-1,-10,-1,-1)
    ***UST TAVAN KISIM***
CONPOR(0.0,CELL,-8,-37,-59,-61,-1,-1)
    ***UST TAVAN CIKINTISI ***
CONPOR(0.0,CELL,-34,-37,-58,-58,-1,-1)
    ***UST TAVAN 3.MENFEZ BLOGU ***
CONPOR(0.0,CELL,-8,-25,-55,-58,-1,-1)
    ***ORTA MENFEZ GIRIS KISMI***
CONPOR(0.0,CELL,-26,-28,-58,-58,-1,-1)
    ***BLOCK KISIM***
CONPOR(0.0,CELL,-1,-18,-62,-77,-1,-1)
    ***5. RAF***
CONPOR(0.0,CELL,-8,-28,-11,-11,-1,-1)

```

EK-1 (Devam) Örnek Q1 kütüğü

ALT GIRIS MENFEZLER

CONPOR(0.0,CELL,-29,-35,-11,-11,-1,-1)

4. RAF

CONPOR(0.0,CELL,-8,-24,-19,-19,-1,-1)

3. RAF

CONPOR(0.0,CELL,-8,-24,-27,-27,-1,-1)

2. RAF

CONPOR(0.0,CELL,-8,-24,-35,-35,-1,-1)

1. RAF

CONPOR(0.0,CELL,-8,-24,-43,-43,-1,-1)

GROUP 12. Convection and diffusion adjustments

GROUP 13. Boundary conditions and special sources

YER CEKIMI

PATCH(BUOY,PHASEM,1,NX,1,NY,1,1,1,1)

COVAL(BUOY,V1,FIXFLU,GRND2)

RSG1=ROIN

RSG9=-9.81

GIRIS2

PATCH(JET2,NORTH,26,28,57,57,1,1,1,1)

COVAL(JET2,P1,FIXFLU,ROIN2*VIN2)

COVAL(JET2,H1,ONLYMS,TIN2)

COVAL(JET2,U1,ONLYMS,UIIN2)

COVAL(JET2,V1,ONLYMS,-VIN2)

COVAL(JET2,KE,ONLYMS,TKEIN2)

COVAL(JET2,EP,ONLYMS,EPSIN2)

CIKIS1-DIS MENFEZ

PATCH(EMME1,SOUTH,32,35,12,12,1,1,1,1)

COVAL(EMME1,P1,FIXFLU,ROEM1*(-VEM1))

COVAL(EMME1,H1,ONLYMS,SAME)

COVAL(EMME1,V1,ONLYMS,-(VEM1))

COVAL(EMME1,KE,ONLYMS,SAME)

COVAL(EMME1,EP,ONLYMS,SAME)

ALT DUVAR 1

PATCH(ALTDUV1,SWALL,8,28,12,12,1,1,1,1)

COVAL(ALTDUV1,U1,GRND2,0.0)

COVAL(ALTDUV1,KE,GRND2,GRND2)

COVAL(ALTDUV1,EP,GRND2,GRND2)

ALT DUVAR 2

PATCH(ALTDUV2,SWALL,38,70,1,1,1,1,1,1)

COVAL(ALTDUV2,U1,GRND2,0.0)

COVAL(ALTDUV2,KE,GRND2,GRND2)

COVAL(ALTDUV2,EP,GRND2,GRND2)

UST DUVAR 1

PATCH(USTDUV1,NWALL,8,22,54,54,1,1,1,1)

COVAL(USTDUV1,U1,GRND2,0.0)

COVAL(USTDUV1,KE,GRND2,GRND2)

COVAL(USTDUV1,EP,GRND2,GRND2)

UST DUVAR 2

PATCH(USTDUV2,NWALL,32,33,58,58,1,1,1,1)

COVAL(USTDUV2,U1,GRND2,0.0)

COVAL(USTDUV2,KE,GRND2,GRND2)

COVAL(USTDUV2,EP,GRND2,GRND2)

EK-1 (Devam) Örnek Q1 kütüğü

```

***SOL DUVAR 1***
PATCH(SOLDUV1,WWALL,8,8,12,54,1,1,1,1)
COVAL(SOLDUV1,V1,GRND2,0.0)
COVAL(SOLDUV1,KE,GRND2,GRND2)
COVAL(SOLDUV1,EP,GRND2,GRND2)
***ACIK-1***
PATCH(ACIK1,WEST,19,19,62,77,1,1,1,1)
COVAL(ACIK1,P1,FXP,0.0)
COVAL(ACIK1,H1,ONLYMS,TOR)
COVAL(ACIK1,U1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK1,V1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK1,KE,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK1,EP,ONLYMS,SAME)
***ACIK-2***
PATCH(ACIK2,NORTH,19,70,77,77,1,1,1,1)
COVAL(ACIK2,P1,FXP,0.0)
COVAL(ACIK2,H1,ONLYMS,TOR)
COVAL(ACIK2,U1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK2,V1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK2,KE,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK2,EP,ONLYMS,SAME)
***ACIK-3***
PATCH(ACIK3,EAST,70,70,1,77,1,1,1,1)
COVAL(ACIK3,P1,FXP,0.0)
COVAL(ACIK3,H1,ONLYMS,TOR)
COVAL(ACIK3,U1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK3,V1,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK3,KE,ONLYMS,SAME)
COVAL(ACIK3,EP,ONLYMS,SAME)
GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=.TRUE.
GROUP 15. Termination of sweeps
LSWEEP=2000
GROUP 16. Termination of iterations
GROUP 17. Under-relaxation devices
RELAX(P1,LINRLX,0.3)
RELAX(H1,FALSDT,0.3)
RELAX(U1,FALSDT,0.3)
RELAX(V1,FALSDT,0.3)
RELAX(KE,FALSDT,0.3)
RELAX(EP,FALSDT,0.3)
GROUP 18. Limits on variables or increments to them
GROUP 19. Data communicated by satellite to GROUND
GROUP 20. Preliminary print-out
GROUP 21. Print-out of variables
GROUP 22. Spot-value print-out
IXMON=NX/2;IYMON=NY/2
GROUP 23. Field print-out and plot control
IPROF=2.0;NXPRIN=10.0;NYPRIN=10.0
***RAF-1***
PATCH(FIG1,PROFIL,32,35,12,12,1,1,1,1)
PLOT(FIG1,H1,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,U1,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,V1,0.0,0.0)

```

EK-1 (Devam) Örnek Q1 kütüğü

```
PLOT(FIG1,P1,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,KE,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,EP,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,RHO1,0.0,0.0)
PLOT(FIG1,ENUT,0.0,0.0)
GROUP 24. Dumps for restarts
STOP
```


EK-2. Örnek Result dosyası

```
-----
      CCCC HHH   PHOENICS - EARTH
      CCCCCC HHH   (C) Copyright 1995
      CCCCCC see HH   Concentration Heat and Momentum Ltd
      CCCCCC POLIS HH All rights reserved.
      CCCCCC for HH CHAM Ltd, Bakery House, 40 High St
      CCCCCC new HH Wimbledon, London, SW19 5AU
      CCCCCC features H Tel: 0181-947-7651
      CCCCCC HH Facsimile: 0181-879-3497
      CCCC HHH   E-mail: phoenixes@cham.demon.co.uk
-----
```

----- STORAGE INFORMATION -----

F DIMENSION = 7409663 EST MIN DIMENSION = 407866
OCCUPIED = 450986

DEP VARBLS = 59290 OLD VARBLS = 0
3D COEFFS = 0 3D DVDPS = 0

Group 1. Run Title and Number

TEXT(TEK JET-DISPLAY CABINET-22.04.2007)

IRUNN = 1 ;LIBREF= 0

Group 2. Transience

STEADY = T

Group 3. X-Direction Grid Spacing

CARTES = T

NX = 70

XULAST = 7.700E+00

XFRAC (1) = 1.193E-03 ;XFRAC (2) = 4.771E-03

XFRAC (3) = 1.073E-02 ;XFRAC (4) = 1.849E-02

XFRAC (5) = 2.445E-02 ;XFRAC (6) = 2.803E-02

XFRAC (7) = 2.922E-02 ;XFRAC (8) = 2.992E-02

XFRAC (9) = 3.201E-02 ;XFRAC (10) = 3.550E-02

XFRAC (11) = 4.038E-02 ;XFRAC (12) = 4.666E-02

XFRAC (13) = 5.399E-02 ;XFRAC (14) = 6.027E-02

XFRAC (15) = 6.515E-02 ;XFRAC (16) = 6.864E-02

XFRAC (17) = 7.073E-02 ;XFRAC (18) = 7.143E-02

XFRAC (19) = 7.325E-02 ;XFRAC (20) = 7.870E-02

XFRAC (21) = 8.416E-02 ;XFRAC (22) = 8.597E-02

XFRAC (23) = 9.006E-02 ;XFRAC (24) = 9.416E-02

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

WHOLE-FIELD RESIDUALS BEFORE SOLUTIONS
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(VOL.FLOW RESIDUALS)= 2.581E+05
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF U1 = 4.055E+04
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF V1 = 1.018E+05
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF KE = 6.850E+11
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF EP = 4.745E+12
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF H1 = 2.243E+05
 * SUMS HAVE BEEN DIVIDED BY RESREF(NAME)

Net source of U1 at patch named: SWALL1 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: SWALL2 = -3.988E-05
 Net source of U1 at patch named: NWALL3 = 4.255E-06
 Net source of U1 at patch named: SWALL3 = -3.622E-05
 Net source of U1 at patch named: NWALL4 = 2.659E-06
 Net source of U1 at patch named: SWALL4 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: NWALL5 = -7.213E-04
 Net source of U1 at patch named: SWALL5 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: NWALL6 = -2.770E-05
 Net source of U1 at patch named: SWALL6 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: NWALL7 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: NWALL8 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: SWALL8 = 7.732E-04
 Net source of U1 at patch named: NWALL9 = 0.000E+00
 Net source of U1 at patch named: SWALL9 = -2.275E-03
 Net source of U1 at patch named: NWALL10 = -3.360E-04
 Net source of U1 at patch named: SWALL10 = 6.452E-04
 Net source of U1 at patch named: NWALL11 = -3.248E-04
 Net source of U1 at patch named: SWALL11 = 6.182E-04
 Net source of U1 at patch named: NWALL12 = -3.554E-04
 Net source of U1 at patch named: SWALL12 = 5.670E-04
 Net source of U1 at patch named: NWALL13 = -3.358E-04
 Net source of U1 at patch named: SWALL13 = 1.300E-03
 Net source of U1 at patch named: JET2 = 3.351E-02
 Net source of U1 at patch named: EMME1 = -2.050E-01
 Net source of U1 at patch named: ACIK1 = 4.772E-04
 Net source of U1 at patch named: ACIK2 = -2.611E-04
 Net source of U1 at patch named: ACIK3 = -3.228E-02

Net source of V1 at patch named: WWALL1 = -1.134E-03
 Net source of V1 at patch named: EWALL2 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL2 = -4.911E-04
 Net source of V1 at patch named: EWALL3 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL3 = 4.911E-06
 Net source of V1 at patch named: EWALL4 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL4 = 9.878E-06
 Net source of V1 at patch named: EWALL5 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL5 = 9.106E-04
 Net source of V1 at patch named: EWALL6 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL6 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL7 = 1.101E-05
 Net source of V1 at patch named: EWALL8 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL8 = 0.000E+00

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

Net source of V1 at patch named: EWALL9 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL9 = 6.819E-05
 Net source of V1 at patch named: EWALL10 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL10 = 1.018E-04
 Net source of V1 at patch named: EWALL11 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL11 = 2.150E-04
 Net source of V1 at patch named: EWALL12 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL12 = 2.283E-04
 Net source of V1 at patch named: EWALL13 = 0.000E+00
 Net source of V1 at patch named: WWALL13 = 1.842E-04
 Net source of V1 at patch named: BUOY = -3.430E+00
 Net source of V1 at patch named: JET2 = -2.844E-01
 Net source of V1 at patch named: EMME1 = 1.281E-01
 Net source of V1 at patch named: ACIK1 = -5.294E-05
 Net source of V1 at patch named: ACIK2 = 1.164E-10
 Net source of V1 at patch named: ACIK3 = -2.567E-04

 Net source of R1 at patch named: JET2 = 1.910E-01
 Net source of R1 at patch named: EMME1 = -1.910E-01
 Net source of R1 at patch named: ACIK1 = 3.492E-02
 Net source of R1 at patch named: ACIK2 = 1.091E-01
 Net source of R1 at patch named: ACIK3 = -1.440E-01
 Net source of KE at patch named: KESOURCE = 5.253E-02
 Net source of KE at patch named: WWALL1 = 7.680E+03
 Net source of KE at patch named: SWALL1 = -5.801E-01
 Net source of KE at patch named: EWALL2 = -8.766E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL2 = -2.810E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL2 = -9.033E+05
 Net source of KE at patch named: EWALL3 = -2.965E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL3 = -5.235E+00
 Net source of KE at patch named: NWALL3 = -1.567E+04
 Net source of KE at patch named: SWALL3 = 4.890E+02
 Net source of KE at patch named: EWALL4 = 5.180E+02
 Net source of KE at patch named: WWALL4 = -1.915E+01
 Net source of KE at patch named: NWALL4 = -2.550E+00
 Net source of KE at patch named: SWALL4 = -2.269E-01
 Net source of KE at patch named: EWALL5 = -3.481E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL5 = 2.686E+06
 Net source of KE at patch named: NWALL5 = -7.243E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL5 = -1.384E+00
 Net source of KE at patch named: EWALL6 = -9.024E-02
 Net source of KE at patch named: WWALL6 = 1.514E+04
 Net source of KE at patch named: NWALL6 = -2.686E+06
 Net source of KE at patch named: SWALL6 = -2.578E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL7 = -5.604E+02
 Net source of KE at patch named: NWALL7 = -1.418E+00
 Net source of KE at patch named: EWALL8 = -1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL8 = -1.031E-01
 Net source of KE at patch named: NWALL8 = -1.642E+00
 Net source of KE at patch named: SWALL8 = 2.978E+02
 Net source of KE at patch named: EWALL9 = -1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL9 = 9.033E+05
 Net source of KE at patch named: NWALL9 = -5.156E-01

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

Net source of KE at patch named: SWALL9 =-1.048E+02
 Net source of KE at patch named: EWALL10 =-1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL10 = 3.753E+02
 Net source of KE at patch named: NWALL10 =-5.971E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL10 = 2.127E+02
 Net source of KE at patch named: EWALL11 =-1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL11 =-5.647E+02
 Net source of KE at patch named: NWALL11 =-5.295E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL11 =-1.315E+03
 Net source of KE at patch named: EWALL12 =-1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL12 = 1.961E+02
 Net source of KE at patch named: NWALL12 =-7.912E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL12 =-4.345E+02
 Net source of KE at patch named: EWALL13 =-1.031E-01
 Net source of KE at patch named: WWALL13 = 4.192E+01
 Net source of KE at patch named: NWALL13 =-4.994E+02
 Net source of KE at patch named: SWALL13 =-2.875E+03
 Net source of KE at patch named: JET2 = 1.611E-03
 Net source of KE at patch named: EMME1 =-5.455E-03
 Net source of KE at patch named: ACIK1 = 6.350E-08
 Net source of KE at patch named: ACIK2 = 1.387E-08
 Net source of KE at patch named: ACIK3 =-1.521E-03
 Net source of EP at patch named: KESOURCE = 1.258E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL1 = 2.873E+03
 Net source of EP at patch named: SWALL1 =-5.796E-01
 Net source of EP at patch named: EWALL2 =-8.758E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL2 =-2.642E+03
 Net source of EP at patch named: SWALL2 =-9.597E+05
 Net source of EP at patch named: EWALL3 =-2.962E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL3 =-1.813E+01
 Net source of EP at patch named: NWALL3 =-1.908E+03
 Net source of EP at patch named: SWALL3 =-1.213E+01
 Net source of EP at patch named: EWALL4 = 1.144E+01
 Net source of EP at patch named: WWALL4 =-7.985E+01
 Net source of EP at patch named: NWALL4 =-3.504E+00
 Net source of EP at patch named: SWALL4 =-2.268E-01
 Net source of EP at patch named: EWALL5 =-3.478E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL5 =-4.177E+02
 Net source of EP at patch named: NWALL5 =-4.009E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL5 =-1.384E+00
 Net source of EP at patch named: EWALL6 =-9.022E-02
 Net source of EP at patch named: WWALL6 = 1.893E+03
 Net source of EP at patch named: NWALL6 = 3.091E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL6 =-2.577E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL7 =-4.749E+01
 Net source of EP at patch named: NWALL7 =-1.418E+00
 Net source of EP at patch named: EWALL8 =-1.030E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL8 =-1.031E-01
 Net source of EP at patch named: NWALL8 =-1.640E+00
 Net source of EP at patch named: SWALL8 = 4.551E+03
 Net source of EP at patch named: EWALL9 =-1.031E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL9 = 9.597E+05
 Net source of EP at patch named: NWALL9 =-5.151E-01

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

Net source of EP at patch named: SWALL9 =-1.273E+03
 Net source of EP at patch named: EWALL10 =-1.030E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL10 = 1.132E+03
 Net source of EP at patch named: NWALL10 =-2.737E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL10 = 4.128E+03
 Net source of EP at patch named: EWALL11 =-1.030E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL11 =-2.570E+03
 Net source of EP at patch named: NWALL11 = 2.535E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL11 =-7.047E+03
 Net source of EP at patch named: EWALL12 =-1.030E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL12 = 9.214E+02
 Net source of EP at patch named: NWALL12 =-5.754E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL12 = 1.213E+03
 Net source of EP at patch named: EWALL13 =-1.030E-01
 Net source of EP at patch named: WWALL13 = 1.868E+02
 Net source of EP at patch named: NWALL13 = 4.123E+02
 Net source of EP at patch named: SWALL13 =-5.231E+02
 Net source of EP at patch named: JET2 = 3.556E-01
 Net source of EP at patch named: EMME1 =-7.935E-02
 Net source of EP at patch named: ACIK1 = 4.725E-09
 Net source of EP at patch named: ACIK2 = 4.281E-10
 Net source of EP at patch named: ACIK3 =-9.887E-05

Net source of H1 at patch named: JET2 = 2.864E-01
 Net source of H1 at patch named: EMME1 =-1.749E+00
 Net source of H1 at patch named: ACIK1 = 9.779E-01
 Net source of H1 at patch named: ACIK2 = 3.055E+00
 Net source of H1 at patch named: ACIK3 =-2.570E+00

spot values vs sweep or iteration number

IXMON= 35 IYMON= 38 IZMON= 1

Tabulation of abscissa and ordinates...

ISWP	P1	U1	V1	KE	EP
1.000E+00	1.000E-10	4.375E-02	1.691E-01	1.255E-04	1.453E-02
1.010E+02	1.507E-02	-7.243E-02	-1.070E-01	1.477E-05	1.198E-06
2.010E+02	-1.093E-02	-8.555E-02	-2.702E-03	1.418E-04	5.121E-06
3.010E+02	-1.082E-02	-7.844E-02	4.250E-03	5.760E-04	1.848E-05
4.010E+02	-1.404E-02	-6.917E-02	-1.760E-03	1.003E-03	4.083E-05
5.010E+02	-1.266E-02	-6.976E-02	-6.465E-05	1.151E-03	5.030E-05
6.010E+02	-1.181E-02	-6.991E-02	-3.988E-04	1.317E-03	6.142E-05
7.010E+02	-1.108E-02	-7.001E-02	-1.115E-04	1.413E-03	6.775E-05
8.010E+02	-1.064E-02	-7.017E-02	-8.187E-05	1.454E-03	7.054E-05
9.010E+02	-1.041E-02	-7.008E-02	-3.448E-04	1.467E-03	7.143E-05
1.001E+03	-1.032E-02	-7.008E-02	-2.114E-04	1.472E-03	7.178E-05
1.101E+03	-1.029E-02	-7.019E-02	1.118E-04	1.473E-03	7.182E-05
1.201E+03	-1.029E-02	-7.008E-02	-3.186E-04	1.474E-03	7.181E-05
1.301E+03	-1.028E-02	-7.016E-02	1.454E-06	1.474E-03	7.179E-05
1.401E+03	-1.027E-02	-7.027E-02	2.169E-04	1.475E-03	7.192E-05
1.501E+03	-1.026E-02	-7.015E-02	-2.834E-04	1.475E-03	7.187E-05
1.601E+03	-1.028E-02	-7.026E-02	5.451E-05	1.475E-03	7.189E-05
1.701E+03	-1.026E-02	-7.017E-02	-4.040E-04	1.475E-03	7.186E-05
1.801E+03	-1.027E-02	-7.016E-02	-4.003E-04	1.475E-03	7.186E-05

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

```

1.901E+03 -1.027E-02 -7.014E-02 -2.725E-04 1.475E-03 7.191E-05
ISWP      H1
1.000E+00 1.500E+00
1.010E+02 2.748E+01
2.010E+02 2.779E+01
3.010E+02 2.694E+01
4.010E+02 2.693E+01
5.010E+02 2.680E+01
6.010E+02 2.670E+01
7.010E+02 2.665E+01
8.010E+02 2.662E+01
9.010E+02 2.661E+01
1.001E+03 2.661E+01
1.101E+03 2.661E+01
1.201E+03 2.661E+01
1.301E+03 2.661E+01
1.401E+03 2.661E+01
1.501E+03 2.661E+01
1.601E+03 2.661E+01
1.701E+03 2.661E+01
1.801E+03 2.661E+01
1.901E+03 2.661E+01
VARIABLE  P1      U1      V1      KE      EP
MINVAL= -1.404E-02 -8.555E-02 -1.070E-01 1.477E-05 1.198E-06
MAXVAL=  1.507E-02  4.375E-02  1.691E-01  1.475E-03  1.453E-02
CELLAV= -9.005E-03 -6.567E-02  2.967E-03  1.170E-03  7.820E-04
VARIABLE  H1
MINVAL=  1.500E+00
MAXVAL=  2.779E+01
CELLAV=  2.550E+01

```

```

1.00 E..H.H.....+.....+K..K+K..K+.K.K+.K.K+.K..K..K
      .      H H H      H H H      H H H      H H H      H H H      H H H      H
0.90 +      K
      .
0.80 +      K
      .
0.70 +      K
      .
0.60 +
      .
0.50 P
      .
0.40 +      V K      V V      V V      V V      V V      V V      V V      V V      V
      .
0.30 +
      .
0.20 +
      .
0.10 K      U K      P      U      U U      U      U U      U      U U      U U      U U      U
      .      U      P
0.00 H..E.E..E.+E..E.+E.E.+E..E.+E..E.+E.E.+E..E.+E..E..E
      0 .1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8 .9 1.0
the abscissa is      ISWP. min= 1.00E+00 max= 1.90E+03
*****

```

residuals vs sweep or iteration number

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

Tabulation of abscissa and ordinates...

ISWP	P1	U1	V1	KE	EP
1.000E+00	1.191E+09	2.623E+06	3.403E+09	1.956E+17	5.122E+19
1.010E+02	5.588E+07	6.786E+07	7.666E+07	2.288E+15	2.263E+16
2.010E+02	1.549E+07	1.513E+07	1.648E+07	3.469E+14	3.654E+15
3.010E+02	3.433E+06	3.490E+06	3.560E+06	6.589E+13	5.342E+14
4.010E+02	2.325E+06	1.635E+06	2.196E+06	5.703E+13	5.361E+14
5.010E+02	1.678E+06	9.152E+05	1.303E+06	3.155E+13	2.968E+14
6.010E+02	9.635E+05	4.721E+05	6.894E+05	1.512E+13	1.371E+14
7.010E+02	5.385E+05	2.377E+05	3.476E+05	7.243E+12	6.445E+13
8.010E+02	3.464E+05	1.355E+05	2.084E+05	3.857E+12	3.693E+13
9.010E+02	3.455E+05	8.230E+04	1.559E+05	2.037E+12	1.884E+13
1.001E+03	2.950E+05	6.094E+04	1.160E+05	6.193E+11	5.005E+12
1.101E+03	2.725E+05	5.165E+04	1.232E+05	8.286E+11	7.686E+12
1.201E+03	3.410E+05	4.848E+04	1.283E+05	6.338E+11	5.792E+12
1.301E+03	2.514E+05	4.124E+04	1.060E+05	6.174E+11	5.231E+12
1.401E+03	2.674E+05	4.362E+04	9.905E+04	6.515E+11	5.494E+12
1.501E+03	2.714E+05	4.603E+04	1.075E+05	9.520E+11	9.234E+12
1.601E+03	3.263E+05	3.867E+04	1.208E+05	3.706E+11	3.025E+12
1.701E+03	2.405E+05	4.557E+04	9.520E+04	5.067E+11	3.710E+12
1.801E+03	3.705E+05	3.546E+04	1.263E+05	4.613E+11	3.297E+12
1.901E+03	4.756E+05	5.721E+04	1.535E+05	4.410E+11	3.530E+12

ISWP	H1
1.000E+00	0.000E+00
1.010E+02	6.913E+08
2.010E+02	1.590E+08
3.010E+02	3.489E+07
4.010E+02	1.307E+07
5.010E+02	6.144E+06
6.010E+02	3.342E+06
7.010E+02	1.699E+06
8.010E+02	8.696E+05
9.010E+02	4.248E+05
1.001E+03	2.756E+05
1.101E+03	3.413E+05
1.201E+03	2.432E+05
1.301E+03	2.738E+05
1.401E+03	2.228E+05
1.501E+03	1.884E+05
1.601E+03	2.817E+05
1.701E+03	1.917E+05
1.801E+03	2.161E+05
1.901E+03	2.855E+05

VARIABLE	P1	U1	V1	KE	EP
MINVAL=	1.239E+01	1.048E+01	1.146E+01	2.664E+01	2.874E+01
MAXVAL=	2.090E+01	1.803E+01	2.195E+01	3.981E+01	3.766E+01

VARIABLE	H1
MINVAL=	-4.605E+01
MAXVAL=	2.035E+01

EK-2 (Devam) Örnek Result dosyası

```

1.00 E..H.H.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+
.      H  H  H
0.90 +      H  H  H  H  H  H  H  H  H  H  H  H  H  H  H
.
0.80 +      E
.
0.70 +      K
.
0.60 +      E  E
.
0.50 +      K      U  E
.      U  E
0.40 +      K  K  U  E
.      V  K  U  E
0.30 +      P  V  K  E
.      P  V  K
0.20 +      V  K  E
.      P  K  U
0.10 +      V  V  E  K  E  E  E  K  P  U  V  V
.
0.00 H.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+
.      0 .1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8 .9 1.0
the abscissa is      ISWP.  min= 1.00E+00 max= 1.90E+03

```

```

*****
*****

```

```

PATCH(FIG1 ,PROFIL, 32, 35, 12, 12, 1, 1, 1, 1)

```

```

PLOT(FIG1 ,H1 ,0.000E+00,0.000E+00)

```

```

Tabulation of abscissa and ordinates...

```

```

      X      H1
9.745E-01 7.223E+00
9.995E-01 8.412E+00
1.025E+00 9.755E+00
1.049E+00 1.125E+01

```

```

*****

```

```

SATLIT RUN NUMBER = 1 ; LIBRARY REF.= 0

```

```

RUN COMPLETED AT 20:16:08 ON THURSDAY, 29 APRIL 1907

```

```

MACHINE-CLOCK TIME OF RUN = 700 SECONDS.

```

```

TIME/(VARIABLES*CELLS*TSTEPS*SWEEPS*ITS)= 1.082E-05

```

```

*****

```


ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜNGÜNEŞ, Halil Murat
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 19.04.1981 Kırıkkale
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (312) 362 02 99
 e-mail : hmgungunes@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makine Mühendisliği Bölümü	2004
Lise	Kırıkkale Lisesi	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004-2007	Türk Patent Enstitüsü	Marka Uzman Yardımcısı

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Masa tenisi, futbol, satranç