

768530

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DIŞTAN GÖMLEKLİ DÜŞEY SICAK SU
TANKLARINDAKİ SICAKLIK TABAKALAŞMASININ
İNCELENMESİ**

Makina Müh. Zehra Esra KILIK

**FBE Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Olcay KINCAI

*Prof. Dr. Olcay Kincay O. Uzman
Prof. Dr. Oktay Özcan Oktay Özcan
Doç. Dr. Neçdet Altıntop K. Altıntop*

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
1 GİRİŞ.....	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3 GÜNEŞ ENERJİSİNİN DEPOLANMASI.....	11
3.1 Gizli Isı Depolaması	11
3.2 Duyulur Isı Depolaması	12
3.2.1 Su ile Duyulur Isı Depolama	12
4 KONVEKSİYON DENKLEMLERİ.....	14
4.1 Kütlelerin Korunumu (Süreklilik) Denklemi	14
4.2 Momentum (Hareket) Denklemleri	16
4.2.1 Momentum Denklemlerinin Düzenlenmesi	23
4.3 Enerji Denklemi.....	24
5 KONVEKSİYON DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ	28
6 SICAKLIK TABAKALAŞMASI	29
7 BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU	31
7.1 Fluent 6.1 Paket Programında Simülasyon	31
8 MODELİN TANIMLANMASI ve ÇÖZÜMÜ	32
8.1 Seçilen Tank Geometrisi ve Sınır Değerleri	32
8.2 Akış Özellikleri ve Sınır Şartları	33
8.3 Yakınsama	34
9 DIŞTAN GÖMLEKLİ DÜŞEY SICAK SU TANKLARINDA SICAKLIK TABAKALAŞMASI	35
9.1 Dıştan Gömleklili Düşey Sıcak Su Tanklarında Kollektör Giriş Su Hız Değişiminin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri.....	35
9.1.1 Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması.....	35

9.2	Dıştan Gömlekli Düşey Sıcak Su Tanklarında Şebeke Giriş Su Hız Değişiminin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri.....	55
9.2.1	Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması.....	56
9.3	Dıştan Gömlekli Düşey Sıcak Su Tanklarında Gömlek Yeri Değiştirilmesinin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri.....	68
9.3.1	Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması.....	68
10	SONUÇLAR.....	79
	KAYNAKLAR.....	81
	EKLER.....	83
Ek 1	Konveksiyon Denklemlerinin Cebirsel Hale Getirilmesi	83
	ÖZGEÇMİŞ.....	93



SİMGE LİSTESİ

A	Alan
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
c_v	Sabit hacimde özgül ısı
D	Difüzyon katsayısı
F	Kuvvet
G	Yer çekimi ivmesi
Gr	Grashof sayısı
k	Isı iletim katsayısı
K	Kelvin
m	Kütle debisi
p	Yoğunluk
P	Basınç
P'	Basınç doğrultmanı
R	Üniversal gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı
q	Birim alandan geçen ısı miktarı
Q_k	Çevreye olan kayıp
Q_t	Toplayıcıdan gelen ısı miktarı
Q_y	Çekilen ısı miktarı
r, θ , z	Silindirik koordinatlar
S	Genel kaynak terimi
Sc	Kaynak teriminin linearizasyonunun sabit kısmı
Sp	Kaynak teriminin linearize edilmesinde θ 'nin katsayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
v_n	n yönündeki akışkan hızı
V	Hız vektörü
V_r	r - yönündeki hız
V_θ	θ - yönündeki hız
V_z	z - yönündeki hız
W	Birim zamanda yapılan iş
β	Hacimsel ısı genleşme katsayısı
Γ	Genel difüzyon katsayısı
δr	r - yönünde iki grid nokta arasındaki mesafe
$\delta \theta$	θ - yönünde iki grid nokta arasındaki açısal değişim
δz	z - yönünde iki grid nokta arasındaki mesafe
ΔT	Sıcaklık farkı
Δr	Kontrol hacminin r- yönündeki genişliği
$\Delta \theta$	Kontrol hacminin θ - yönündeki açısal değişimi
Δz	Kontrol hacminin z- yönündeki genişliği
γ	Kinematik viskozite
μ	Dinamik viskozite
σ	Normal gerilme
τ	Yüzey kayma gerilmesi
Φ	Viskoz dispasyonu
\emptyset	Genel bağımlı değişken

KISALTMA LİSTESİ

CFD	Hesaplamaalı akışkan dinamiği
e	P ve E noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
E	z- yönünün pozitif tarafındaki P'ye yakın nokta
h	P ve H noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
H	r- yönünün pozitif tarafındaki P'ye yakın nokta
n	P ve N noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
nb	Genel yakın grid noktası
NB	Genel bağımlı değişkenin yakın grid noktası
N	θ - yönünün pozitif tarafındaki P'ye yakın nokta
P	Kontrol hacmindeki merkez grid noktası
s	P ve S noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
S	θ - yönünün negatif tarafındaki P'ye yakın nokta
SDHW	Düşük akışlı güneş enerjili ev sıcak su sistemi
w	P ve W noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
W	z- yönünün negatif tarafındaki P'ye yakın nokta
y	P ve Y noktaları arasındaki kontrol hacim yüzeyi
Y	r- yönünün negatif tarafındaki P'ye yakın nokta

ŞEKİL LİSTESİ

sayfa

Şekil 4.1 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı	14
Şekil 4.2 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı üzerinde giren ve çıkan momentumların gösterilmesi	17
Şekil 4.3 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanına sürtünme (kayma) ve normal gerilmelerin etkimesi	19
Şekil 4.4 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı üzerinde giren ve çıkan enerjilerin gösterilmesi	25
Şekil 4.5 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanında ısı dengesi	26
Şekil 6.1 Dıştan gömleklili düşey güneş enerjisi sistemi tesisat şeması	30
Şekil 8.1 Düşey gömleklili tank modeli	32
Şekil 8.2 Düşey gömleklili tankın grid dağılımı	32
Şekil 8.3 Tank modeli ve ölçüleri	33
Şekil 9.1 1' nolu tanktaki tabakalaşma	36
Şekil 9.2 1' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	37
Şekil 9.3 1' nolu tankın sıcaklık dağılımı	37
Şekil 9.4 2' nolu tanktaki tabakalaşma	38
Şekil 9.5 2' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	39
Şekil 9.6 2' nolu tankın sıcaklık dağılımı	39
Şekil 9.7 3' nolu tanktaki tabakalaşma	40
Şekil 9.8 3' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	40
Şekil 9.9 3' nolu tankın sıcaklık dağılımı	41
Şekil 9.10 4' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	41
Şekil 9.11 4' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	42
Şekil 9.12 4' nolu tankın sıcaklık dağılımı	42
Şekil 9.13 5' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	43
Şekil 9.14 5' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	43
Şekil 9.15 5' nolu tankın sıcaklık dağılımı	44
Şekil 9.16 6' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	44
Şekil 9.17 6' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	45
Şekil 9.18 6' nolu tanktaki sıcaklık dağılımı	45
Şekil 9.19 7' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	46
Şekil 9.20 7' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	46
Şekil 9.21 7' nolu tankın sıcaklık dağılımı	47
Şekil 9.22 8' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	47
Şekil 9.23 8' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	48
Şekil 9.24 8' nolu tankın sıcaklık dağılımı	48
Şekil 9.25 9' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	49
Şekil 9.26 9' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	49
Şekil 9.27 9' nolu tankın sıcaklık dağılımı	50
Şekil 9.28 10' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	50
Şekil 9.29 10' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	51
Şekil 9.30 10' nolu tankın sıcaklık dağılımı	51
Şekil 9.31 11' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	52
Şekil 9.32 11' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	52
Şekil 9.33 11' nolu tankın sıcaklık dağılımı	53
Şekil 9.34 12' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	53
Şekil 9.35 12' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı	54
Şekil 9.36 12' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması	54

Şekil 9.37 Kollektör giriş suyu hızlarına göre tanklardaki sıcaklık dağılımı	55
Şekil 9.38 A tankındaki sıcaklık tabakalaşması	57
Şekil 9.39 A tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.	57
Şekil 9.40 A tankındaki sıcaklık dağılımı.	58
Şekil 9.41 B tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	58
Şekil 9.42 B tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı	59
Şekil 9.43 B tankındaki sıcaklık dağılımı	59
Şekil 9.44 C tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	60
Şekil 9.45 C tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.	60
Şekil 9.46 C tankındaki sıcaklık dağılımı.	61
Şekil 9.47 D tankındaki sıcaklık tabakalaşması	61
Şekil 9.48 D tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı	62
Şekil 9.49 D tankındaki sıcaklık dağılımı.	62
Şekil 9.50 E tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	63
Şekil 9.51 E tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.....	63
Şekil 9.52 E tankındaki sıcaklık dağılımı.....	64
Şekil 9.53 F tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	64
Şekil 9.54 F tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.....	65
Şekil 9.55 F tankındaki sıcaklık dağılımı.....	65
Şekil 9.56 G tankındaki sıcaklık tabakalaşması	66
Şekil 9.57 G tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.	66
Şekil 9.58 G tankındaki sıcaklık dağılımı.	67
Şekil 9.59 Şebeke suyu giriş hızlarına tanklardaki sıcaklık dağılımı.	67
Şekil 9.60 a tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	69
Şekil 9.61 a tankındaki sıcaklık dağılımı.	69
Şekil 9.62 b tankındaki sıcaklık tabakalaşması	70
Şekil 9.63 b tankındaki sıcaklık dağılımı.	70
Şekil 9.64 c tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	71
Şekil 9.65 c tankındaki sıcaklık dağılımı.	71
Şekil 9.66 d tankındaki sıcaklık tabakalaşması.	72
Şekil 9.67 d tankındaki sıcaklık dağılımı	72
Şekil 9.68 e tankındaki sıcaklık tabakalaşması.....	73
Şekil 9.69 e tankındaki sıcaklık dağılımı.	73
Şekil 9.70 f tankındaki sıcaklık tabakalaşması.	74
Şekil 9.71 f tankındaki sıcaklık dağılımı.....	74
Şekil 9.72 g tankındaki sıcaklık tabakalaşması.	75
Şekil 9.73 g tankındaki sıcaklık dağılımı.	75
Şekil 9.74 h tankındaki sıcaklık tabakalaşması.	76
Şekil 9.75 h tankındaki sıcaklık dağılımı.	76
Şekil 9.76 Gömlek yerleri değiştirilmiş tankların sıcaklık dağılımı.....	77
Şekil 1.1 Süreklilik denkleminde üç boyutlu akış durumu için kontrol hacim (Düğüm noktası sistemi)	82

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 9.1 Tank modelleri ve kollektör giriş su hızları	36
Çizelge 9.2 Tank modelleri ve şebeke giriş su hızları	56
Çizelge 9.3 Tank modelleri ve gömlek yüksekliği	68



ÖNSÖZ

Yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisi, birçok uygulamalar da yararlanılan bir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisinin ısı uygulamalarda kullanılabilmesi için bu enerjinin depolanması gerekir. Isıl enerjinin depolanmasındaki en ekonomik araçlardan biri su tanklarıdır. Sistemin performansının artırılması için tank içinde yüksek derecede sıcaklık tabakalaşmasının sağlanması gerekir.

Bu tez kapsamında, dıştan gömleli düşey sıcak su tanklarında, yüksek derece sıcaklık tabakalaşması oluşturmak için bilgisayar simülasyonu ile çalışmalar yapılmıştır. Bilgisayar simülasyonu ile çeşitli tank modellerinde kullanılan farklı sınır şartlarının, sıcaklık tabakalaşmasına olan etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmanın hazırlanmasında değerli görüşlerini benimle paylaşan ve bana yol gösteren sayın hocam Prof. Dr. Olcay Kıncay'a, Doç. Dr. Necdet Altuntop'a, Fluent 6.1 programının kullanımına izin veren Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi'ne ve çalışmalarım süresince yakın destekleri ile bana güç veren aileme çok teşekkür ederim.



ÖZET

Güneş enerjisi uygulamalarında en önemli parametre güneş enerjisinin günlük değişimidir. Güneş enerjisinin doğrudan kullanımı güneşin görüldüğü zamanla sınırlıdır. Güneş enerjisinden sürekli bir fayda sağlamak için bu enerjinin depolanması gerekir. Güneş enerjisi, genellikle su kullanılarak duyulur ısı şeklinde depolanır. Depolama tankı içindeki suyun sıcaklığı arttıkça suyun yoğunluğu azalar ve deponun üst kısmına doğru hareket eder. Yoğunluğu fazla olan akışkan alt kısımda kalır. Böylece depolama tankı içinde sıcaklık tabakalaşması oluşur. Tank içindeki sıcaklık tabakalaşması depolama sistemleri üzerinde önemli etkiye sahiptir. Güneş sıcak su sistemlerinin ısı performansını yüksek derecede sıcaklık tabakalaşmasıyla artırılır.

Bu çalışmada; dıştan gömlekleli düşey sıcak su tanklarındaki sıcaklık tabakalaşması Fluent 6.1 programı kullanılarak incelenmiştir. İncelenmiş düşey tank modelleri Gambit programı ile tasarlanmıştır. Tasarlanmış olan her bir model Fluent'e aktarılmış ve her birine ait sınır şartları tanımlandıktan sonra belirlenmiş çözüm tipine göre çözdürülmüştür.

Yüksek derecede sıcaklık tabakalaşması elde etmek için tanka giren şebeke suyunun giriş hızı, gömleğe giren kollektör suyunun giriş hızı ve gömlek yeri değiştirilmiştir. Çalışmanın sonunda; şebeke suyunun hızı arttıkça tank içindeki akışkanın hareketi yüksek olduğu için tabakalaşmış bölgelerin sıcaklığı düşmüştür. Gömleğe giren kollektör suyunun hızı düştükçe gömlekteki devir daim de yavaşlamıştır. Gömlekten tanka geçen ısı miktarı düşük olduğu için tank içindeki sıcaklık dağılımı düşmüştür. Gömlek yukarı doğru kaldırıldıkça tankın alt kısımlarında daha soğuk sıcaklık tabakaları oluşmuş ve tank içindeki yüksek sıcaklık tabakalaşması düşmüştür.

Anahtar kelimeler: Sıcaklık tabakalaşması, düşey tank, gömlek.

ABSTRACT

In the solar energy application, the most important parameter is the daily changing of the solar energy. Direct use of the solar energy is limited with the time that sun is appeared. So, the solar energy has to be stored in order to benefit from solar energy continuously. The solar energy is usually stored by using water as perceptible heat. When the heat of water in the storage tank increases, density of water decreases and moves towards to the top of the storage tank. The fluid that has much density is gathered at the bottom of the storage tank. So the thermal stratification is arisen in the tank. Thermal stratification in the tank has a great impact on the thermal performance of storage systems. A high degree of the thermal stratification increases the thermal performance of solar hot water systems.

In this study, thermal stratification in vertical mantle hot water storage tank was researched by using of Fluent 6.1 programme. The vertical mantle tank models which were researched, were planned with the Gambit programme. Each of the models planned was sent to Fluent programme, described boundary conditions for each model. The models were solved as a solution type that were determined.

The inlet speed of network water that entered into tank, the inlet speed of collector water that entered into mantle, the position of mantle were changed in order to obtain the high degree of the thermal stratification. At the end of the research; while the speed of network water was increasing, action of fluid in the tank increased and so the heat of stratification zone decreased. While the speed of collector water that enters the mantle was decreasing, circulation in the mantle decreased too. While the heat transfer from the collector fluid to the tank was decreasing, the degree of the temperature stratification in the tank decreased. While the mantle was raising to up, the colder temperature zones arose bottom the tank and the high temperature stratification decreased in the tank.

Keywords: Thermal stratification, vertical tank, mantle.

1. GİRİŞ

Türkiye, coğrafik konumu nedeniyle yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları açısından şanslı bir bölgede yer almaktadır. Ancak ülkemizde güneş enerjisi konusundaki çalışmalara 1973'ten sonra başlanmış ve zamanla hız kazanmıştır. 1975 yılından itibaren de güneş enerjisi ile sıcak su temin eden sistemler yaygınlaşmıştır. Güneş ışınımından faydalanmak için, önce diğer enerji şekillerine dönüştürülmesi gerekir. Güneş enerjisinin faydalı enerjiye dönüştürülmesi ısı ve fotovoltaik uygulamalarla gerçekleşir. Isıl uygulamalar daha geniş kullanım alanına sahiptir. Isıl uygulama da güneş ışınımı, bir ısı değiştiricisi aracılığıyla bir akışkana aktarılır ve sıcaklığı artan akışkan kullanım amacına göre depolanır veya sisteme gönderilir. Konutların; ısıtılması, soğutulması, sıcak su temini, havuzların, seraların ısıtılması ve güneş ocakları v.s gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Güneş enerjisi uygulamalarında en önemli parametre, güneş ışınımının günlük ve mevsimsel değişimidir. Güneş enerjisinin doğrudan kullanımı, güneşin görüldüğü zamanla sınırlı kaldığı için güneş enerjisinden sürekli bir fayda sağlamak için bu enerjiyi depolamak gerekir. Genel olarak enerjinin depolanması; kimyasal, mekanik ve ısı enerjisi olarak gruplandırılır. Kimyasal enerji depolamada, enerji termokimyasal ve elektrokimyasal şekilde depolanır. Mekanik enerji depolama da, fazla enerji mekanik enerjiye, sonra da kinetik veya potansiyel enerjiye dönüştürülerek depolanır. Isıl enerjisi depolanmasında, ısı depolayan materyalin iç enerjisindeki değişim sonucunda duyulur ve gizli ısı olarak depolama yapılır. Konutlarda ve endüstrideki, güneş enerjili sıcak su ve ısıtma sistemlerinde daha ziyade ısı enerjisi depolanması kullanılır. Güneş enerjisi depolama sistemlerinin en önemli yapısal bileşenleri; ısı toplama ünitesi, ısı depolama ünitesi, ısı değiştirici, depolanan ısının yararlanılacağı ortam, yardımcı ısı kaynağı ve kontrol sistemleridir. Isı depolama ünitesi, kolektörlerle uygulamalar arasında enerji deposu işlevini görür. Bu sistem, uygulama için gerekli miktarda enerjiyi depolar ve kullanıma gönderir.

Sıcak su depolama sistemlerinde, sistemin verimliliği ve performansı tank içindeki sıcaklık tabakalaşmasına bağlıdır. Sıcaklık tabakalaşması durumunda, depolanan akışkanın sıcaklığı deponun içerisinde farklılık gösterir. Deponun alt kısımlarında düşük, üst kısımlarında ise daha yüksek sıcaklıkta akışkan bulunur. Tank içerisindeki tabakalaşma derecesi, tankın hacmi ve şekline, giriş ve çıkışların boyutu, yeri ve yapısına, giren ve çıkan akışkanın hızına, yükleme, depolama ve boşaltma periyotlarının zamanına bağlıdır. Sıcak su depolama

sisteminde esas amaç, sıcak su deposunda uzun süre yüksek sıcaklıkta su bulundurabilmektir. Bu işlem içinde sıcak su deposunun içinde sıcaklık tabakalaşmasının oluşturulması gerekir.

Bu çalışmada, doğal dolaşımli dıştan gömleklili düşey sıcak su tankına ait model nümerik çözümde kullanılmıştır. Tank, üç boyutlu olarak Gambit programı kullanılarak modellenmiştir. Gambit programında, çizilen tankın bütün giriş ve çıkışları, yalıtımlı olan duvarlar, gömlek içindeki sıcak su ile tank içindeki soğuk suyun bulunduğu kısımlar arasındaki ısı transferinin gerçekleşeceği yüzeyler tanımlanmıştır. Gömleklili tankın tamamı, uygun meshlerle bölünerek, hesaplamalı akışkan dinamiğine (CFD) dayanan simülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu model tank içindeki ısı ve akış dağılım hesaplamaları için Fluent 6.1'e aktarılmıştır. Fluent programında, tanımlanan her bir yüzey için çözümde kullanılacak olan sınır değerler verilmiştir. Meshlenerek gridlere ayrılmış olan üç boyutlu modelde, her bir grid için momentum ve enerji denklemleri zamana bağımlı olarak program tarafından çözdürülmüştür. İterasyon sonunda, her bir grid için sıcaklık dağılımları bulunmuş ve sonuçlar tecplot da çizdirilmiştir.

Fluent 6.1 programı kullanılarak, on iki farklı model üzerinde tanka giren şebeke suyu giriş hızı, yedi farklı model için kolektörden gelen suyun gömleğe giriş hızı ve sekiz farklı model için de gömleğin yeri değiştirilerek, tanklar içerisinde oluşan tabakalaşmalar incelenmiş ve kullanıma verilecek olan yüksek su sıcaklığına ulaşılan tank modeli belirlenmeye çalışılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Sıcaklık tabakalaşmasının, yüksek derecede olması güneş enerjili sıcak su sistemlerinin verimini yükseltir. Dış çevreye olan ısı kayıpları, depodaki sıvının, sıcak kısmından soğuk kısmına olan ısı iletimi, yükleme ve boşaltma periyotları sırasındaki birbirine karışma gibi faktörler tabakalaşmayı etkiler. Bu da depolanan enerjinin kaybına neden olur. Isıl enerji depolama sistemleri ve bu sistemlerin iyileştirilmesi üzerine teorik ve deneysel olarak birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları da aşağıda verilmiştir.

Shin vd. (2004), tabakalı ısı depolama sistemlerinin tasarımı üzerine sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Depolama tank düzeneğinde, ısı tabakalaşma oluşturarak en uygun tasarım ve çalışma koşullarını saptamaya çalışmışlardır. Bunun için Patangars algoritmasını kullanarak, tank içindeki sıvı akışının incelenmesi için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Programın geçerliliğini, ölçülmüş deney verileri ile karşılaştırılarak doğruluğunu kanıtlamışlardır. Tanka giriş hızı, türbülans modeli, difüzör şekli, yükleme zamanı ve tank büyüklüğü gibi işlemsel parametreler ile tasarımlar açısından sistematik araştırma yapmışlardır. Tank ısı veriminin, türbülans ile karışmasından ve akışın yeniden dolaşmasıyla ciddi olarak azalmasından dolayı, sıcak ve soğuk su arasındaki minimum karışma sağlayacak yeni model olan düzgün plug tipli akışı, sistem performansının değerlendirilmesi için kullanılmıştır.

Shin vd. deneysel ve sayısal çalışmaların sonunda, büyük ölçekli tankların küçük olanlara göre daha iyi depolama performansı gösterdiği ancak giriş hızları bakımından karşılaştırıldığında, her iki tankta önemli fark göstermediğini tespit etmişlerdir. Yükleme zamanı arttıkça, ısı tabakalaşma bölgesinde iletim ve yayılım yolu ile ısı transferinin artmasından dolayı tabakalaşma derecesinde düşme görülmüştür. Eğri tip difüzer, düz tipli olana göre daha iyi performans göstermiştir. İdeal tip plug akış modelinin, en iyi ısı tabakalaşma veya en az karışma durumuyla depolama sistemlerinin performansının değerlendirilmesinde standart model olarak kullanılması gerektiğini göstermişlerdir. Standart K-ε ve RNG K-ε türbülans modelleri, tabakalaşma üzerinde görünür bir fark oluşturmamıştır. Bilgisayar programı ve yeni plug tip akış modeli, ısı depolama sistemlerinin çalışma koşullarına ve tasarımına yardım etmek için kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Shah ve Furbo (1998), güneş enerjili sıcak su depolama tanklarında giriş etkilerini incelemişlerdir. Tank içine giren düz, küçük yarı küresel engel levhalı (metro) ve geniş düz engel levhalı su jetlerinin tasarımı konusunda deneysel ve sayısal olarak çalışmalar yapmışlardır. Üç farklı su jeti için hızları değiştirerek, depo içinde değişen ısı durumları

incelemişlerdir. Tank içinde akışkanın simülasyon modeli, akış ve enerji denklemlerinin çözümlenebilmesi için CFD kodlamalı Fluent 5.5 kullanılarak geliştirmişlerdir. CFD hesaplamaları, laminer akış modeline dayandırılmıştır. Laminer akış modelinde, boru tipli ve metro girişli su jetlerinde sağlam sonuçlar alınamamıştır. Türbülans akış halinde daha güvenilir sonuçlar elde etmişlerdir. Üç giriş ve üç farklı akış hızı ile sıcaklık tabakalaşmasının nasıl etkilendiği gösterilmiştir. Tanktaki akış yapılarının, giriş tasarımı ile nasıl etkilendiği ve kötü tasarım ile sıcak su tankında enerji kalitesinin nasıl düştüğü gösterilmiştir. Yapılan çalışmalara göre metro girişli su jeti, giriş akışını engellemiştir. Giriş akışı tankın alt kısmında karışmıştır. Boru girişli su jeti, enerji kalitesini bozmuştur. Düz plakalı engel girişli su jeti, enerji kalitesini korumuştur.

Zachar vd. (2003), üstten ve alttan su girişli depolama tankı içindeki ısı tabakalaşma için plaka etkilerini, iki farklı giriş akış durumu için nümerik olarak incelemişlerdir. Nümerik analizler üstten ve alttan giriş akışlı bir depolama tankı içindeki hız ve sıcaklık tanımlanmasını, çeşitli sınır koşulları altında çözümlerini içermektedir Sınır koşulları MATLAB ortamında çözümlenmiştir. Çalışmalarının asıl amacı, ısı tabakalaşmanın artması için giriş karşısına yerleştirilmiş farklı büyüklükteki engel plakalarının etkilerinin incelenmesidir. Simetrik akış durumunda, bir depolama tankı içindeki suyun sıcaklık alanının önceden bilinmesi için iki boyutlu model geliştirmişlerdir. Nümerik olarak elde edilen sonuçları deneysel sonuçlarla da mukayese etmişler ve modelin uygun olduğunu göstermişlerdir.

Yapılan sayısal hesaplamalar sonucunda, simetrik akış düzenlemelerinde başlangıçtaki sabit sıcaklık dağılımından itibaren sıcaklık profili üzerinde, plaka büyüklüğünün etkisi görülmemiştir. Sıcak suyun üstten girdiği ve soğuk suyun alttan çıktığı durumda, plaka büyüklüğünün etkisi ısı tabakalaşmayı önemli derecede artırmamıştır. Sıcaklık dağılımı üstten girişli akış durumunda düzgün tabakalıdır. Üstten soğuk su çıkış durumunda, plaka çapı tüm sıcaklık dağılımı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Hacimsel hız, boşalma durumunda orta büyüklükteki plaka ile artmıştır. Sonuç olarak, plaka çapı tank çapının %75'e yakın olduğunda sıcaklık tabakalaşmasının oluşması veya korunması için yeterli olmamıştır. En iyi sonuçlar, plaka çapının tank çapının %95'inden fazla olduğunda ve plaka ile tankın üst kısmının arasındaki uzaklık tank yüksekliğinin %3'den fazla olduğu zaman elde edilmiştir.

Shah (2000), düşey gömlekli ısı değiştiriciler için ısı transferi korelasyonu üzerine çalışmıştır. Üstten giriş ve alttan çıkışa sahip olan düşey gömlekli ısı değiştiriciler için iki yeni ısı transferi korelasyonu geliştirmiştir. Güneşli su ısıtma sistemlerinin, tasarımlarının optimize

edilmesi için simülasyon araçlarına gereksinim duyulmuştur. Bu araçlar, ısı transferi ve akışkan dinamiğinin detaylarıyla çözümlendiği CFD (hesaplamalı akışkan dinamiği) modelidir. Korelasyonlar tüm düşey gömleklili tankların CFD modellemesine dayanır. CFD hesaplamaları ile az zamanda birçok sonuç alınıp kullanıldığı için, CFD modelleri gömleklili tank sistemlerinin hesaplamalarında kullanılmış ve detaylı bilgi, gömlek ve iç tankın her ikisinin konveksiyon ve ısı transfer karakteristiklerinden sağlanmıştır. CFD sonuçları ile; güneş kollektör akışı ve iç tank duvarı, güneş kollektör akışı ve gömlek duvarı, iç tank duvarı ve ev sıcak suyu arasındaki ısı transferi korelasyonları geliştirilmiştir. Korelasyonlar, gömleklili tank üzerine kurulan düşük hızlı akışa sahip güneş enerjili ev sıcak su (SDHW) sistemlerinin belirlenen yıllık ısı performansları, simülasyon programındaki depo modeli ile birleştirilmiştir. Modelden tahmin edilen enerji kazancı ve sıcaklıklar açık hava ölçümleri ile karşılaştırılmış ve modelin güvenilir sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Shah ve Furbo (1998), düşük akış hızlı (SDHW) sistemlerinde kullanılan, düşey gömleklili ısı değiştiricilerinin ısı transferi korelasyonunu sayısal ve teorik olarak incelemiştir. Test edilen tanklardan birinin CFD modeli, CFD programı olan CFX 4.1 ile geliştirilmiştir. Simülasyonda, taşınım prosesini, gömleklili tank içindeki kadar iç tankta da simüle edilebilmesini sağladığı için, hesaplamalarda CFD modellemesi kullanılmıştır. CFD modellemesi ile Navier-Stokes ve enerji denklemleri çözülmekte ve böylece iç tank ve gömleğin her ikisinin ısı transferi karakteristikleri ve konveksiyon için detaylı çözümler elde edilmektedir. CFD modeli ile gömlek ve iç tank içindeki, akışkan hareketinin ısı tabakalaşmayı nasıl oluşturduğu açıkça gösterilmiştir. Güneş kollektörü akışkanı ile iç tank duvarı, güneş kollektörü akışkanı ile gömlek tank duvarı arasındaki ve iç tank duvarından evlerde kullanılacak olan sıcak suya geçen ısı transferi için korelasyonlar geliştirmişlerdir. Ayrıca tanktaki tabakalaşmanın nasıl olduğu da analiz edilmiştir. CFD sonuçları, gömlek içindeki kadar iç tankta da devir daim ile sıvı hareketi sağlandığını ve böylece ısı tabakalaşmanın meydana geldiğini göstermişlerdir. Modelden alınan sonuçlar deneysel sonuçlarla da karşılaştırılmış, ölçülen ve hesaplanan sonuçlar arasında iyi bir uyuma elde etmişlerdir.

Shah vd. (2000), güneş enerjili su ısıtıcıları için düşey gömleklili ısı değiştiricilerinin karakteristiklerini incelemiştir. Akışın görüntülenmesini kolaylaştırmak için tam ölçekli tasarlanmış tank kullanılarak, düşey gömleklili ısı değiştiricilerindeki akış yapılarını incelemiştir. Gömlek içindeki akış yapıları ve hızları, parça görüntülü hız ölçer (PIV) sistemi kullanılarak ölçülmüştür. Gömlek yüzeyindeki ısı akış dağılımının detaylı değerlendirilmesi için, düşey gömleklili ısı değiştiricilerin CFD simülasyon modeli

geliştirmişlerdir. Deneysel ve simülasyon sonuçlarının her ikisinde de gömlek boşluğu çevresindeki akış dağılımı, gömlekteki dolaşım ile düzenlenmiştir. Gömlek, yüksek ve düşük sıcaklıkta giren akışkanın her ikisi içinde değerlendirilmiştir. Gömleğe yüksek sıcaklıkta giren akış için, gömleğin üst kısmının %20'si içinde, kaldırma kuvvetli devir daimin olduğu görülmüştür. Tankın CFD modeli ve akış görüntülenmesi için tasarlanmış gömleklili tank içinde, ölçülen akış durumları arasında iyi bir uyuşma sağlanmıştır. Gömleğin üst kısmındaki devir daim bölgesi dışında, ısı akış değişiminin yaklaşık olarak lineer olduğu gömleğin üst kısmının %20'si içinde çok yüksek ısı akış düzeyleri görülmüştür. Üst kısımdaki devir daim bölgesi dışında gömleğin çevresinde ısı akışı üniform olarak dağılmıştır.

Gömleklili tank içindeki akış yapısı ve ısı transferi, deneysel ve nümerik çalışmaların sonucunda giriş sıcaklığı düşürüldüğünde, iç tank içindeki var olan tabakalaşma dağılmadan daha soğuk giren akış, gömlek boşluğunda dağılmaktadır. Gömlek de daha derin devir daim bölgesinde daha soğuk akış girişine neden olmaktadır, yinede iç tank içinde mevcut olan tabakalaşma dağılmadan, gömlekteki daha soğuk giriş ısı denge düzeyini düşürmüştür.

Knudsen ve Furbo (2003), güneş enerjili ev sıcak su sistemlerinde uygulanan düşey gömleklili ısı değiştiricilerinde, sıcaklık tabakalaşmasının deneysel ve sayısal araştırmalarını yapmışlardır. İki farklı gömlek giriş pozisyonu araştırılmıştır. Deneyler, dört farklı düşey gömleklili tank ile gerçekleştirilmiştir. Gömleklili tanklar, gömlek giriş pozisyonları ve gömlek boşluğu haricinde birbirinin aynısıdır. Tank içindeki şebeke suyu ve gömlekteki güneş kolektöründen gelen akışkan arasındaki ısı transferi, CFD simülasyonları ile analiz edilmiştir. Aynı zamanda farklı gömlek giriş pozisyonlu güneş enerjili sıcak su sistemleri ile yan yana laboratuvar testleri gerçekleştirilmiştir. Deneyler ilk önce tabakalaşmış tank için ve gömlek giriş sıcaklığı tankın en yüksek sıcaklığından 10 Kelvin yüksek veya alçak olması durumunda enerjinin, tankın üst kısmından çok alt kısmında dağıldığını göstermiştir. Deneyler sonucunda, gömlek ve tank duvarındaki ısı akış profillerinde farklı gömlek girişlerinden dolayı bazı değişiklikler görülmüştür. Gömlek girişi, üstte yerleştirildiğinde gömleğin üst kısmında geniş devir daim bölgesi oluşmaktadır. Gömlek girişi, aşağı (üstten 0,175 m altta) yerleştirildiğinde devri daim bölgesinin daha küçük olduğu görülmüştür.

Gömlek girişi aşağıda olan gömleklili tanklarda, ısı tabakalaşmanın azaldığı görülmüştür. Düşük giriş sıcaklığında, büyük dolaşım hızından dolayı, gömlek girişi üstte yerleştirilmiş tankta ısı tabakalaşma dağılmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda gömleğe yüksek sıcaklıkta su girdiğinde, enerjinin çoğu tankın üstünden dağıldığı için girişin üstten olması avantajlıdır.

Gömleğin giriş sıcaklığı gömleğin üst sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta olması durumunda, enerji miktarı daha az azaldığı için girişin aşağıdan olmasının avantajlı olacağı belirlenmiştir.

Hahne ve Chen (1998), sıcak su depolarında, akışkan ve ısı transferi karakteristikleri üzerine nümerik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada depolama verimini, ısı tabakayı elde etmek için kullanmışlardır. Depolama sırasında ki dolma akış hızları ve dolma verimliliği üzerine etki eden d/D ve H/D oranları değiştirilerek depoda değişik sıcaklık tabakalaşması sağlanmıştır. Sonuçlar, değişen Richardson ve Peclett sayılarına bağlı olarak dolma verimliliğini açıklar. Peclett sayısı ise dolma verimi üzerine etki eden dolma hızı ve dolma sıcaklığı farklarının birleşik etkilerini tanımlar. Eğer Richardson sayısı 0,25'den büyük ise dolma verimi 0,97'nin üzerindedir. Verilen bir Richardson sayısında Peclett sayısındaki artış, daha yüksek dolma verimliliğine neden olur. H/D oranı dörtten az değerler için, H/D oranı artışı mümkün olduğunca dolma verimliliğini iyileştirir. Fourier sayısının dolma verimliliği üzerindeki etkisi göreceli olarak küçüktür. Sonuçlar boyutlu ve boyutsuz formlarda verilmiştir. Nümerik sonuçlardaki düzeltmeler efektif sıcak su depolama tasarımı için yapılmıştır.

Wilding ve Truman (1990), skala tank modeli seçerek, dikey silindirik ısı depolama tanklarında ısı tabakalaşma performansının tayini üzerine çalışmışlardır. İçinde ısıtılmış veya soğutulmuş su içeren dağıtıcılı dikey silindirik tanklardaki sıcaklık tabakalaşması ile ilgilenmişlerdir. Radyal dağıtıcılı ilk testler, ısı performans ölçümleri yapılan model skala tankları üzerinde yapılmıştır. Betondan yapılan bu skala tanklar, radyal dağıtıcı ve oktaganal lineer dağıtıcı plakalar ile donatılmıştır. Bu tank modeli üzerinde yapılan bütün testler, yüz otuz üç metreküp prototip tank üzerinde yapılan testlerle tekrarlanmıştır. Veri ve sonuçlar, dağıtıcılı tanklarda giriş Froud sayısının iki ve daha az olduğu değerinde tabakalaşmayı temsil ettiği gibi, deneylerle de doğruluğunu kanıtlamıştır. Hem skala tank modeli hem de prototip tank testleri, giriş Reynould sayısı azaldığı zaman sadece dağıtıcı girişinde karışım olduğunu göstermektedir. Sadece prototip tank modelinde alınan sonuçlar bu çalışma içinde tatmin edici sonuçlar sağlamamıştır. Skala model tank testleri, radyal giriş dağıtıcılarındaki hız dağılımları iyi tank performansı elde etmek için ortaya koymaktadır. Giriş suyu sıcaklığı 4 derecenin altına düşürüldüğünde skala model tankında iyi derecede sıcaklık tabakalaşmasının olmadığı görülmüştür. Bu çalışma, önceden yapılmış olan test sonuçları ile skala model üzerinde elde edilen test sonuçlarını karşılaştırmalı olarak tartışmaktadır. Bu çalışmanın ikinci bölümünde de prototip tank modeli üzerinde deneysel olarak çalışılmıştır.

Wilding (1990), prototip tank modeli seçerek, dikey silindirik ısı depolama tanklarında ısı tabakalaşma performansının tayini üzerine çalışmıştır. İçinde ısıtılmış veya soğutulmuş su içeren dağıtıcı dikey silindirik tanklardaki sıcaklık tabakalaşması olayı ile ilgilenmiştir. Lineer dağıtıcı oktagonal plakalar, radyal dağıtıcı bulunan 133 metre küp prototip beton tank üzerinde ve radyal dağıtıcı bulunan skala tank modeli üzerinde ilk testler yapılmıştır. Testler 4,4 ile 15,6 nominal sıcaklık derecesi aralığı için oktagonal plakalı lineer dağıtıcı ve radyal dağıtıcı kullanılan prototip tank modeli üzerinde yapılmıştır. Aynı zamanda bu testler, 38 ve 49 nominal sıcaklık derecesi aralığında alan ısıtması için daha küçük radyal dağıtıcılar kullanılarak tekrarlanmıştır. Kullanılan bu üç dağıtıcı da tabakalaşmayı iyileştirmek ve ısı performansını artırmak için birlikte kullanılırlar. Yapılan ölçümler, Froud sayısına bağlı olarak analiz edilmiştir. Tabakalaşmada ve sistemin ısı performansında, daha küçük radyal dağıtıcıdan daha büyüğe doğru iyileşme görülmüştür. Bunun yanında daha büyük dağıtıcıdan oktagonal dağıtıcıya doğru ısı performans ve tabakalaşma daha iyileşmiştir. Soğuk tankın boşaltılması ve sıcak tankın doldurulması sırasında çıkış sıcaklığındaki değişim, daha küçük radyal dağıtıcıda gözlenmiştir. Çıkış sıcaklığındaki değişim, daha büyük radyal dağıtıcıya doğru azaldığı da gözlenmiştir. Bunun yanında oktagonal dağıtıcı tanktaki çıkış sıcaklığında değişime rastlanılmamıştır. Daha küçük radyal dağıtıcı ısıtılan tankın ısı performansının, aynı dağıtıcı soğutulan tankın performansı ile aynı olduğu saptanmıştır.

Khalifa ve Mehdi (1998), tank içindeki sıcaklık gradyanlarının tahmini için termosifonlu sıcak su sistemlerinin yatay depolama tankları üzerinde, bir boyutlu akış modeli gerçekleştirmek için sayısal ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Tank içerisindeki sıcaklık ölçümleri, tankın içine yerleştirilmiş radyal, aksiyel ve düşey yönlerde dağıtılmış yirmi dört tane termokapül ile gerçekleştirilmiştir. Tankın merkezindeki sıcaklık dağılımından, tankın ortalama sıcaklığının hesaplanabileceği gösterilmiştir. Deneysel sıcaklık ölçümlerinde radyal ve aksiyel yöndeki sıcaklık dağılımlarının, düşey yöndeki sıcaklık dağılımının karşılaştırılması için ihmal edilebilirliğini göstermiştir. Deneysel çalışmalar radyal ve aksiyel yöndekilerle de yönetilmiştir ancak düşey sıcaklık gradyanlarının sayısal ve nümerik çalışması üzerinde durulmuştur. Testler, farklı hava koşullarındaki yüklemeler dışında tanktaki sıcak suyun geri çekilme modeli yüklemeleri için de yapılmıştır. Tüm yapılan testlerden alınan sonuçlar göstermiştir ki, aksiyel ve radyal sıcaklık gradyanları düşey yöndeki gradyanların karşılaştırılması için önemsizdir. Bundan dolayı tank içindeki akış yapıları bir boyutlu olarak hesaba katılabilir. Bu sonuçlar, bir boyutlu modelin sayısal ve deneysel sonuçları ile iyi bir uyum göstermiştir.

Khalifa ve Hussian (2002), yardımcı ısı kaynağı yerleştirilmiş yatay depolu termosifonlu güneş ısıtma sisteminde, bir boyutlu ısı akış modelinin uygun olup olmadığını kanıtlamak için deneysel ve nümerik çalışma yapmışlardır. Tank içerisindeki tabakalaşmanın incelenmesi için, radyal, aksiyel ve dikey yönde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deneysel çalışmada, tank içerisine altı tane kontrol çubuğunun üzerine yirmi dört tane termokapul, tank tabanından beşer cm aralıklarla yerleştirilmiştir. Üç kontrol çubuğu, tankın merkez çizgisinde beş termokapul ile diğer üç tanesi de merkezden on yedi cm uzaklıkta dört termokapul ile tutturularak yerleştirilmiştir.

Sistemin modellenmesinde enerji denklemi, alt ve üst sıcaklıkların hesaplanması için geliştirilmiştir. Yardımcı ısıtıcı yerleştirilmiş yatay tank için yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar, yardımcı ısı kaynağı olmayan bir tankla karşılaştırılmıştır. Sayısal modelin deneysel ölçümlerle de uyum içinde olduğu gösterilmiştir. Isıtıcı yerleştirilmiş tankta, ısıtıcının bulunduğu kısım da tankın geri kalan kısmına göre daha az tabakalaşma oluştuğu gözlenmiştir. Verilen koşullar içinde maksimum ortalama sıcaklık sapması %3,6 olarak bulunmuştur.

Alizadeh (1999), silindirik yatay depolama tankının ısı davranışını, nümerik ve deneysel olarak çalışmıştır. Üç farklı ısı alanı olan tankın alt kısmından soğuk su püskürtülmektedir. Deney dört ayrı aşamada yapılmıştır. Deneyin ilk aşaması; tankın tabanındaki akışkan ile tanka giren akışkan sıcaklığının eşit olduğu durumda tank da ki ilk ısı sınır tabakalaşmanın oluşumu. İkincisi ise, tankın tabanındaki akışkan sıcaklığının tanka giren akışkan sıcaklığından düşük olduğu durumda tank da ki ilk sınır tabakalaşmanın oluşumudur. Üçüncüsü ise, yalıtılmış tankın ısıtılması ile oluşan ısı tabakalaşma. Dördüncüsü de, ilk deney aşamasından farkı, genişleme tüpünün olmasıdır. Genişleme tüpü giriş lülelidir ve difüzyon etkisinden dolayı daha iyi ısı tabakalaşmayı sağlayacağı için diverjant konik yapıdadır. Bu tüp 30 derecelik açı ile girişe yerleştirilmiştir. Tank da ki sıcaklık tabakalaşmasının en iyi şekilde oluşturulması, ikinci deney aşamasında gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışmada iki tane bir boyutlu model kullanılmıştır. Bu modeller, türbülanslı karıştırma modeli ve yer değiştirme karıştırma modelidir. Deney sonuçları nümerik sonuçlarla karşılaştırılmıştır ve nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür.

Oliveski vd. (2003), doğal taşınımlı silindirik düşey tankların, soğutulması üzerine çalışma yapmışlardır. Tank içerisindeki sıcaklık ve hızın nümerik ve deneysel analizi yapılmıştır. Soğuma süresi 45–60 saat arasında seçilerek, depolama tankının düşey eksenini boyunca

sıcaklık profili deneysel ve nümerik olarak elde edilmiştir. Nümerik analiz, silindirik koordinatta geçici iki boyutlu model kullanılarak yapılmıştır.

Nümerik ve deneysel sonuçlar, zaman geçtikçe tankı iki farklı bölgeye ayıran ısı tabakalaşma olduğunu göstermiştir. Tabakalaşma bölgesi (altta), diğeri ise düzgün olan (üstte) bölgedir. Bu iki bölge arasındaki ara yüzey yukarı doğru yükselmektedir. Konvektif akış yönü cinsinden, doğal konvektif rejim altındaki tankın, iki farklı bölgeye sahip olduğu nümerik olarak gösterilmiştir. İniş meyilli akış yönü bölgesi, sıcaklığın çıkarıldığı hidrodinamik sınır tabakası ile yer değiştirdiği duvar boyunca halka şekline sahiptir. Diğeri ise tank hacminin %95'ini kapsayan çok az artan akışlı merkez bölgesidir. Çevresinde ısıl gradyeni maksimum düzeyde olup, ısıl sınır tabakasını çevrelemiştir. Merkezde, ısıl radyal gradyenler mevcut değildir.

Tankın kenar duvarında oluşan hidrodinamik sınır tabakada analiz edilebilmektedir. Soğumanın ilk saati süresince, bu duvar boyunca sınır tabaka gözlenmiştir fakat en şiddetli ısı akışı, tankın üst kısmında yer almaktadır. Zaman geçtikçe, hidrodinamik sınır tabaka tankın üst kısmında gözlenmiştir.

Dinçer ve Rosen (1999), yaptıkları çalışmada tabakalaşmanın ısı enerji depolama ekserjisine olan etkisini incelemişlerdir. İkinci kanunun analizlerinin etki ve yararları için ısı ısı sistemlerinin değerlendirilmesini ve karşılaştırılmasını araştırmışlardır. Temel termodinamik faktörler dikkate alınarak, temel ısı performansı değerleri belirlenen analiz değerlerine göre elde edilmiş uygun çözüm değerleri, değerlendirilen tabaka etkileri ve hesaplanan depolama zamanı tespit edilerek tanımlanmıştır.

Ekserji analizinin, soğutma kapasitesi depolamanın yanında ısıtma kapasitesini depolamanın da, sistemlerin ekserji analizinden daha rasyonel ve rahat değerlendirilmesine olanak sağladığına dikkat çekilmiştir.

Tabakalaşmanın, ısı enerji depolama verimliliğine etkilerini ve yararlarını değerlendirme yoluyla örnelemiştir. Sonuçta ısı depolama tasarımlarında, tabakalaşmanın kullanılmasının ekserji depolama kapasitesini artırdığında düşünülmesi gerektiğini ve ekserji analizinin, tabakalaşmış ısı depo sistemlerinin analiz ve karşılaştırılmasına uygulanması gerektiğini göstermiştir.

3. GÜNEŞ ENERJİSİNİN DEPOLANMASI

Güneş ışınımı bir gün boyunca sürekli gelmez, geceleri hiç gelmediği gibi gündüzleri de saatlere göre farklılık gösterir. Havanın kapalı olduğu zamanlarda ise çoğu kez yeterli miktarda değildir. Güneş enerjisinin doğrudan kullanımı, güneşin görüldüğü zamanla sınırlı kaldığı için güneş enerjisinden sürekli bir fayda sağlamak için bu enerjiyi depolamak gerekir. Isı depolama sisteminin boyutu, uygulanan depolama yöntemi ve ısı depolama materyaline bağlı olarak, herhangi bir uygulama için düşük sıcaklıkta kısa veya uzun süre için enerji depolanabilir. Güneş enerjisi miktarı ve gereksinim duyulan enerji miktarı arasındaki farkın az olması durumunda kısa süreli ısı depolaması uygulanır. Mevsimlik olarak gereksinim duyulan enerji miktarının, güneş enerjisi ile karşılanması için uzun süreli ısı depolama uygulanarak toplam enerji gereksiniminin karşılanmasında güneş enerjisi katkısının artmasına olanak sağlanır.

Isı enerjisi, ısı depolayan materyalin iç enerjisindeki değişim sonucunda; gizli ısı ve duyulur ısı depolaması şeklinde depolanabilir. Genel olarak güneş enerjisi depolama sistemlerinin en önemli yapısal bileşenleri ısı toplama ünitesi, ısı depolama ünitesi, ısı değiştirici, depolanan ısıya yararlanılacağı ortam, yardımcı enerji kaynağı ve kontrol sistemidir. Depolama sistemi kapasitesinin belirlenmesinde; güneş ışınım enerjisi, gerekli ısı miktarı ve depolama için tüketilen enerji miktarı dikkate alınır (Öztürk ve Başçetinçelik, 1999).

3.1 Gizli Isı Depolaması

Gizli ısı depolaması, faz değişimiyle olmaktadır. Isı depolama materyalinin iç enerjisinin önemli derecede değişmesi bu materyalin faz değiştirmesine neden olur. Maddenin faz değişimi esnasındaki iç enerjisindeki artış sabit sıcaklıkta depolanır. Bu nedenle, ısı depolama amacıyla belirli sıcaklıkta ergime, buharlaşma veya diğer faz değişimlerine uğrayan ve ısı depolama kapasitesi yüksek materyallerden yararlanır.

Gizli ısı depolama da, istenilen sıcaklık aralığında ergiyip-katılarak faz değiştirebilen materyaller de ergime gizli ısılarından faydalanarak depolama yapıldığından "ergime ısı depolama" olarak da adlandırılır. Duyulur ısı depolama sistemlerinin etkinliği, ısı depolama materyalinin özgül ısı, yoğunluğu, ısı iletkenliği, ısı depolama materyali ve depo arasındaki buhar basıncı, yüksek sıcaklıklarda materyalin kararlılığı ve sistemin maliyetine bağlıdır.

3.2 Duyulur Isı Depolaması

Duyulur ısı depolamasında, ısı depolayan materyalin sıcaklığındaki değişim sonucunda ortaya çıkan duyulur ısıdan faydalanılır. Duyulur ısı depolama materyallerinin birçoğu bol miktarda ve ucuz bulunduğu ve bu materyallerden ısı depolamakta yararlanılmak üzere geliştirilmiş olan mevcut teknoloji etkin sistemlerinin tasarımları için uygun olduğundan günümüzde birçok ısı depolama uygulamalarında, duyulur ısı depolama yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemle ısı depolamada, ısının depolanması ve geri kazanılması süresince depolama materyalinin sıcaklığı değişir.

Sıcaklığı T_1 ve kütlesi m olan bir madde T_2 sıcaklığına yükseltirse, ısı kapasitesi dolayısı ile depolanan hissedilir ısı,

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

olarak yazılır. Burada, V maddenin hacmi, ρ yoğunluğu ve c_p sabit basınçtaki özgül ısıdır. Burada da görüldüğü gibi belli bir hacimde depolanan ısı enerjisinin fazla olması için maddenin hacimsel özgül ısısı ($\rho \cdot c_p$) büyük olmalıdır.

Hissedilir ısı depolamasında, faydalanılan maddenin hacimsel özgül ısısının yanında, yanma ve alevlenme özelliğinin olmaması, maddenin uzun süre özelliklerini muhafaza etmesi, zehirli ve korozif olmaması istenir. Her şeyden önce kolay temin edilebilir ve ucuz olması gerekir. Birçok sıvı materyal bol miktarda bulunduğu için, ısı depolama için ekonomik olarak kullanılabilir ve ayrıca bu materyallerden ısı depolama amacıyla yararlanılmasında izlenen teknolojiye basittir (Kılıç ve Öztürk, 1980).

3.2.1 Su İle Duyulur Isı Depolaması

Sıvı materyaller içerisinde, su ucuz ve bol miktarda bulunduğu için duyulur ısı depolanmasında yaygın olarak kullanılır. Ayrıca suyun hacimsel özgül ısısı yüksek olduğundan, uygun bir yalıtım sağlanarak birim hacimde oldukça yüksek miktarda ısı depolanabilir.

Enerji, su tarafından sistemden alınarak depolama ünitelerine aktarılır. Enerji, depolama sisteminde de yine bu akışkan tarafından depolanır. Güneş kolektörü ile depolama tankı arasındaki su dolaşımı için doğal veya zorlanmış akıştan faydalanılabilir.

Hissedilir ısı depolamasında en yaygın kullanılan maddelerden birisi olan suyun çok sayıda avantajları vardır. Ucuz ve kolay temin edilebilir bir maddedir ve zehirli değildir. Fiziksel,

kimyasal ve termodinamik özellikleri iyi bilinmektedir. Enerji depolayıcı olarak faydalanılırken aynı zamanda enerji toplayıcı akışkan olarak ta kullanılabilir. Isı depolama özelliği iyidir yani hacimsel özgül ısı yüksektir. Isıtma ve soğutma sistemleri için gerekli sıcaklık aralığında kararlı bir sıvı–buhar dengesine sahiptir. Isı geçiş özelliği ve akışkan dinamiği iyi bilinmektedir.

Suyun hissedilir ısı depolamasındaki bu avantajları yanında bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Donduğu zaman genişlediğinden, donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Korozyon yapıcı özelliğinden dolayı depo içerisine inhibitör ilave edilmeli veya duruma göre korozyon önleyici tedbirler alınmalıdır. Ayrıca, erime ve kaynama sıcaklıkları arasındaki fark küçük olduğundan yüksek sıcaklıklarda enerji depolamak zordur.

Depodaki suyun sıcaklığı, depoya giren ve çıkan enerji miktarına bağlıdır. Su dolu bir tank sistemi enerji dengesi (Kılıç ve Öztürk, 1980),

$$(mc_p)_d \frac{dT}{dt} = Q_t - Q_y - Q_k \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada Q_t toplayıcıdan gelen ısı miktarı, Q_y ihtiyaç için çekilen ısı miktarı ve Q_k depo çevresindeki ısı kaybıdır.

Depodaki suyun sıcaklığının değişimi, depodaki suyun ısı kapasitesi ile depoya gelen, depodan çekilen ve kayıp olan ısı miktarına bağlıdır. Depo içindeki suyun sıcaklığı her noktada aynı değildir. Üst ve alt kısımlar arasındaki sıcaklık gradyeni vardır. Depo içerisinde sıcaklık, en sıcak su üstte ve en soğuk su altta bulunacak şekilde sıralanır. Sıcak su tanklarında özellikle güneş enerjisi sistemlerindeki sıcaklık tabakalaşması önemli bir faktördür. Sıcaklık tabakalaşmasının yüksek derecede olması güneş enerjili sıcak su sistemlerinin performansını artırmaktadır.

4. KONVEKSİYON DENKLEMLERİ

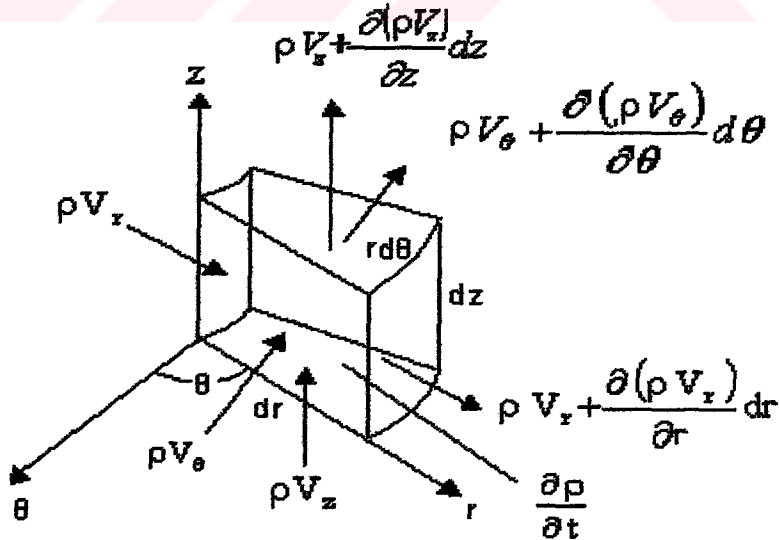
Termodinamik, enerjinin birinden bir diğerine dönüşümünü tarif eden sistemlerin davranışını, performansını ve verimini tanımlar. Bir enerji dönüşüm sisteminde, yapılan enerji analizleri giren ve çıkan enerjinin çeşitli yöntemlerle hesaplanmasıdır. Isıl depolama da, enerji verimliliği sistemin performansı için önemlidir. Depodaki suyun sıcaklığının değişimi, depoya giren ve çıkan enerji miktarına bağlıdır.

4.1 Kütlelerin Korunumu (Süreklilik) Denklemi

Kontrol hacmi için kütlelerin korunumu aşağıdaki gibi yazılmıştır (Adriyen,1978).

$$\frac{\partial M_{cv}}{\partial t} = \sum_{giris} \dot{m} - \sum_{cikis} \dot{m} \quad (4.1)$$

Burada, $\frac{\partial M_{cv}}{\partial t}$ kontrol hacmi içerisindeki kütlelerin sürekli değişim miktarıdır. \dot{m} , kontrol hacme giren ve çıkan akışın kütle hızıdır. Şekil 4.1'de silindirik koordinatlardaki (r, θ, z) , sonsuz küçük bir kontrol hacim elemanı üzerinde giren ve çıkan akışın kütle miktarları gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı.

Şekil 4.1'de gösterildiği gibi r yönündeki kontrol hacme giren kütle akışı $\rho V_r \cdot r \cdot d\theta \cdot dz$, çıkan kütle akışı ise $(\rho V_r + \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial r} dr) r \cdot d\theta \cdot dz$ 'dir. θ yönündeki kontrol hacme giren kütle akışı $\rho V_\theta \cdot dr \cdot dz$, çıkan kütle akışı ise $(\rho V_\theta + \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} d\theta) dr \cdot dz$ 'dir. Z yönündeki kontrol hacme giren kütle akışı $\rho V_z \cdot dr \cdot rd\theta$, kontrol hacimden çıkan kütle akışı ise $(\rho V_z + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} dz) dr \cdot rd\theta$ 'dir. Kontrol hacmindeki kütle zamanla değişimi de $\frac{\partial \rho}{\partial t} dr \cdot rd\theta \cdot dz$ dir. Kontrol hacmine giriş-çıkış durumlarına göre (4.1) eşitliğinde yerlerine konursa süreklilik denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} dr \cdot rd\theta dz &= -\rho V_r rd\theta dz + (\rho V_r + \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial r} dr) rd\theta dz - \rho V_\theta dr dz \\ &+ (\rho V_\theta + \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} d\theta) dr dz - \rho V_z dr \cdot rd\theta + (\rho V_z + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} dz) dr \cdot rd\theta \end{aligned} \quad (4.2)$$

olarak yazılır. (4.2) eşitliğinde sadeleştirme yapıp, kontrol hacmi $(dr \cdot rd\theta \cdot dz)$ 'ye bölünürse,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} \quad (4.3)$$

elde edilir. (4.3)'te parantezler açılırsa,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + V_r \frac{1}{r} \frac{\partial(r \cdot \rho)}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r \cdot V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (4.4)$$

elde edilir. Başka bir ifade ile

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (4.5)$$

olarakta yazılır. Bu en son ifade de V , hız vektörüdür. $\vec{V} = V_r \vec{i}_r + V_\theta \vec{i}_\theta + V_z \vec{i}_z$ şeklinde ifade

edilmiştir. $\frac{D}{Dt}$; materyal türev'dir

$\frac{D}{Dt} = V_r \frac{\partial}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial}{r \partial \theta} + V_z \frac{\partial}{\partial z}$ şeklinde tanımlanmıştır.

$\nabla; \vec{i}_r, \vec{i}_\theta, \vec{i}_z$ vektörlerine ait diverjant'dır. $\nabla = \frac{\partial}{\partial r} \vec{i}_r + \frac{\partial}{r \partial \theta} \vec{i}_\theta + \frac{\partial}{\partial z} \vec{i}_z$ şeklinde ifade edilmiştir. (4.5) eşitliği sürekli olmayan sıkıştırılabilir akış için geçerlidir. Sıkıştırılmayan ($\rho = \text{sabit}$) ve süreksiz akış için kütle korunumu denklemi üç boyutlu akış için,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (4.6)$$

olarak yazılır.

4.2 Momentum (Hareket) Denklemleri

Momentum denklemleri, gövde üzerinde hareket eden dış kuvvetlerin toplamına eşit olan, ivme ve kütle üretimini belirten Newton'un İkinci Kanunu'ndan türetilmiştir. Akışkan hareketini hacimle orantılı olan gövde ve alanla orantılı olan yüzey kuvvetleri etkiler. Kontrol hacmi üzerinde kuvvetler dengesi,

$$\frac{\partial (M \cdot v_n)_{c.v.}}{\partial t} = \sum F_n + \sum_{\text{giriş}} (m \cdot v_n) - \sum_{\text{çıkış}} (m \cdot v_n) \quad (4.7)$$

olarak yazılır. n , analiz için seçilen yön; v_n , n yönündeki akışkan hızı ve F_n ise, n yönündeki kuvvetlerin gösterimidir.

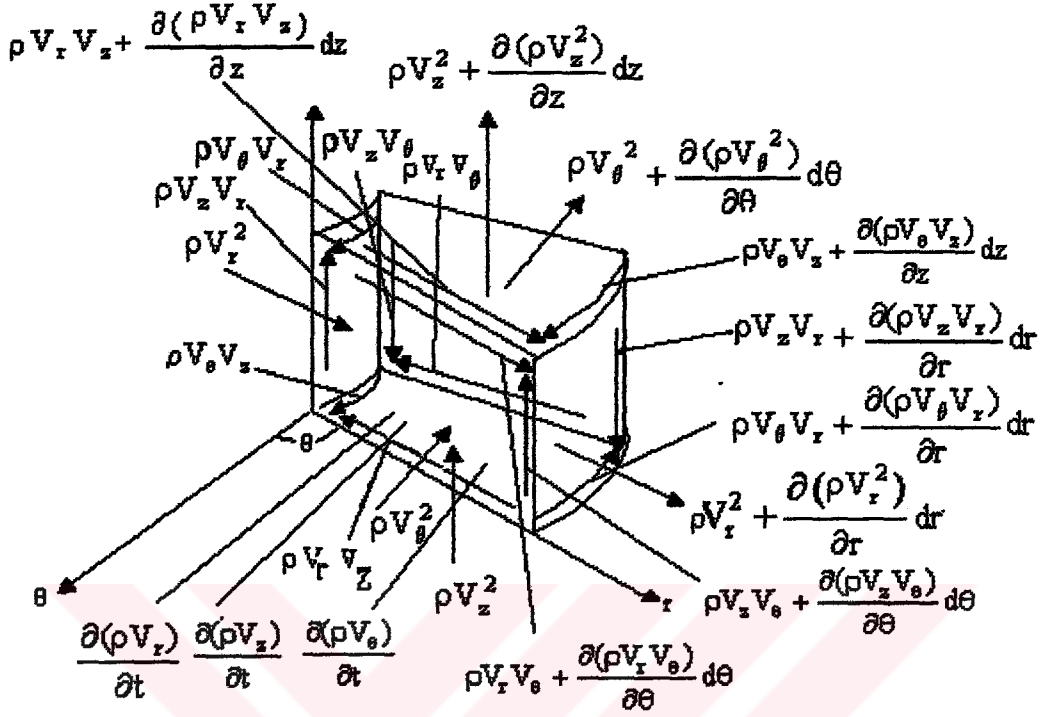
Doğal taşınım da akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri ile oluşur, kaldırma kuvveti akışkan içindeki yoğunluk gradyeni ile yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmaları sonucu doğar. Gövde kuvvetleri de genelde kaldırma kuvvetleridir. Yoğunluk değişiminin akışkan hareketini gerçekleştiren kaldırma kuvveti etkisine Boussinesq yaklaşımı denir. Buna göre;

$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_P$ 'dir. β , hacimsel genişleme katsayısıdır. Yoğunluğun sabit basınçta sıcaklıkla

değişimini gösterir. Mükemmel gazlar için $\rho = \frac{P}{RT}$ den $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_P = \frac{P}{RT} = \frac{1}{T}$ olur. Burada

T mutlak sıcaklıktır. Yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki fark $(T_w - T_o) = \Delta T$

ve hacimdeki izafi değişme, $\beta \Delta T$ olmak üzere birim hacimdeki kaldırma kuvveti, $g \rho \beta \Delta T$ 'dir (Incropera, Dewitt, 2001).



Şekil 4.2 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı üzerinde giren ve çıkan momentumların gösterilmesi.

Şekil 4.2' de kontrol hacmi üzerine etki eden giren ve çıkan momentumların toplamı $\vec{I}_r, \vec{I}_\theta, \vec{I}_z$ yönlerinde değişimleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\left[\frac{\partial(\rho V_r)}{\partial t} r d\theta dr dz - \rho V_r^2 r d\theta dz + \left(\rho V_r^2 + \frac{\partial(\rho V_r^2)}{\partial r} dr \right) r d\theta dz - \rho V_r V_\theta dz dr + \rho V_r V_\theta + \frac{\partial(\rho V_r V_\theta)}{\partial \theta} d\theta \right] dz dr - \rho V_r V_z r d\theta dr + \left(\rho V_r V_z + \frac{\partial(\rho V_r V_z)}{\partial z} dz \right) r d\theta dr \vec{I}_r \quad (4.8)$$

$$\left[\frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial t} r d\theta dr dz - \rho V_\theta V_r r d\theta dz + \left(\rho V_\theta V_r + \frac{\partial(\rho V_\theta V_r)}{\partial r} dr \right) r d\theta dz - \rho V_\theta^2 dz dr + \left(\rho V_\theta^2 + \frac{\partial(\rho V_\theta^2)}{\partial \theta} d\theta \right) dz dr - \rho V_\theta V_z r d\theta dr + \left(\rho V_\theta V_z + \frac{\partial(\rho V_\theta V_z)}{\partial z} dz \right) r d\theta dr \right] \vec{I}_\theta \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} & \left[\frac{\partial(\rho V_z)}{\partial t} r d\theta dr dz - \rho V_z V_r r d\theta dz + \left(\rho V_z V_r + \frac{\partial(\rho V_z V_r)}{\partial r} dr \right) r d\theta dz - \rho V_z V_\theta dz dr + \right. \\ & \left. \left(\rho V_z V_\theta + \frac{\partial(\rho V_z V_\theta)}{\partial \theta} d\theta \right) dz dr - \rho V_z^2 r d\theta dr + \left(\rho V_z^2 + \frac{\partial(\rho V_z^2)}{\partial z} dz \right) r d\theta dr \right] \vec{i}_z \end{aligned} \quad (4.10)$$

Yukarıdaki giren ve çıkan momentumların toplamı, $dzrd\theta dr$ kontrol hacmine bölünüp sadeleştirme yapılırsa,

$$\left[\frac{\partial(\rho V_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_r^2)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho V_r V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_r V_z)}{\partial z} \right] \vec{i}_r \quad (4.11)$$

$$\left[\frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_\theta V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho V_\theta^2)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_\theta V_z)}{\partial z} \right] \vec{i}_\theta \quad (4.12)$$

$$\left[\frac{\partial(\rho V_z)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_z V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho V_z V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_z^2)}{\partial z} \right] \vec{i}_z \quad (4.13)$$

elde edilir. Yukarıdaki giren ve çıkan momentumların toplamını, daha anlaşılır hale getirmek için silindirik koordinatlarda,

$$\frac{\partial \vec{i}_r}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_r}{\partial \theta} = \vec{i}_\theta, \quad \frac{\partial \vec{i}_r}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_\theta}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_\theta}{\partial \theta} = -\vec{i}_r$$

$$\frac{\partial \vec{i}_\theta}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_z}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_z}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial \vec{i}_z}{\partial z} = 0 \quad (4.14)$$

(4.14)'deki dönüşümler yapılarak r , θ , z yönündeki giren ve çıkan momentumların toplamı aşağıdaki gibi yazılmıştır.

r – yönünde giren ve çıkan momentumların toplamı:

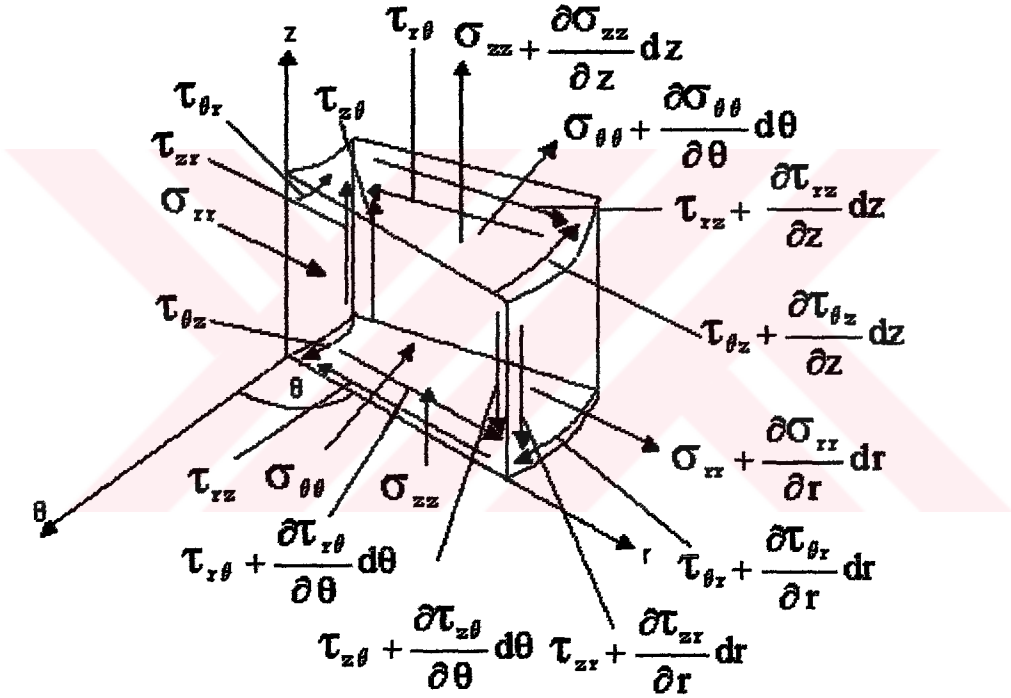
$$\left[\frac{\partial(\rho V_r)}{\partial t} + V_r \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial(\rho V_r)}{\partial z} \right] \quad (4.15)$$

θ – yönünde giren ve çıkan momentumların toplamı:

$$\left[\frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial t} + V_r \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{V_\theta V_r}{r} + V_z \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial z} \right] \quad (4.16)$$

z – yönünde giren ve çıkan momentumların toplamı:

$$\left[\frac{\partial(\rho V_z)}{\partial t} + V_r \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} \right] \quad (4.17)$$



Şekil 4.3 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanına sürtünme (kayma) ve normal gerilmelerin etkimesi.

Normal gerilme (σ) ve kayma gerilmesi (τ) bölgesel akış alanı için aşağıdaki gibi yazılmışlardır (Adriyen, 1978).

$$\sigma_{rr} = -\left(P + \frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \vec{V}\right) + 2\mu \frac{\partial V_r}{\partial r} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = -\left(P + \frac{2}{3}\mu\nabla\cdot\vec{V}\right) + 2\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial V_\theta}{\partial\theta} + \frac{V_r}{r}\right] \quad (4.19)$$

$$\sigma_{zz} = -\left(P + \frac{2}{3}\mu\nabla\cdot\vec{V}\right) + 2\mu\frac{\partial V_z}{\partial z} \quad (4.20)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = \mu\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} + \frac{1}{r}\frac{\partial V_r}{\partial\theta}\right) \quad (4.21)$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = \mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial V_z}{\partial\theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial z}\right) \quad (4.22)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = \mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r}\right) \quad (4.23)$$

Şekil 4.3'deki silindirik elemana etki eden kayma ve normal gerilmelerinin r, θ , z yönlerindeki toplamı aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} &\{-\sigma_{rr}rd\theta dz + (\sigma_{rr} + \frac{\partial\sigma_{rr}}{\partial r}dr)rd\theta dz - \tau_{r\theta}drdz + (\tau_{r\theta} + \frac{\partial\tau_{r\theta}}{\partial\theta}d\theta)drdz \\ &- \tau_{rz}rd\theta dr + (\tau_{rz} + \frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z}dz)rd\theta dr\} \vec{i}_r \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} &\{-\sigma_{\theta\theta}drdz + (\sigma_{\theta\theta} + \frac{\partial\sigma_{\theta\theta}}{\partial\theta}d\theta)drdz - \tau_{\theta r}rd\theta dz + (\tau_{\theta r} + \frac{\partial\tau_{\theta r}}{\partial r}dr)rd\theta dz \\ &- \tau_{\theta z}rd\theta dr + (\tau_{\theta z} + \frac{\partial\tau_{\theta z}}{\partial z}dz)rd\theta dr\} \vec{i}_\theta \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} &\{-\sigma_{zz}rd\theta dr + (\sigma_{zz} + \frac{\partial\sigma_{zz}}{\partial z}dz)rd\theta dr - \tau_{zr}rd\theta dz + (\tau_{zr} + \frac{\partial\tau_{zr}}{\partial r}dr)rd\theta dz \\ &- \tau_{z\theta}drdz + (\tau_{z\theta} + \frac{\partial\tau_{z\theta}}{\partial\theta}d\theta)drdz\} \vec{i}_z \end{aligned} \quad (4.26)$$

(4.24), (4.25), (4.26) denklemleri $dzrd\theta dr$ kontrol hacmine bölünüp sadeleştirme yapılırsa,

$$\left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial(r\sigma_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{r\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z} \right\} \vec{i}_r + \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau_{\theta r})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\sigma_{\theta\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\tau_{\theta z}}{\partial z} \right\} \vec{i}_\theta + \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial(r\tau_{zr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{z\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\sigma_{zz}}{\partial z} \right\} \vec{i}_z \quad (4.27)$$

elde edilir. (4.14)'de ifade edilen silindirik koordinatlardaki vektörlerin türevsel dönüşümleri göz önüne alınarak r , θ , z yönlerindeki kayma ve normal gerilmelerin toplamları aşağıdaki yazılmış olur (Selamoğlu, 1988).

r - yönündeki normal ve kayma gerilmesi,

$$\frac{\partial\sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r}\sigma_{rr} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{r\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z} - \frac{1}{r}\sigma_{\theta\theta} \quad (4.28)$$

θ - yönündeki normal ve kayma gerilmesi,

$$\frac{\partial\tau_{\theta r}}{\partial r} + \frac{1}{r}\tau_{\theta r} + \frac{1}{r} \frac{\partial\sigma_{\theta\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\tau_{\theta z}}{\partial z} + \frac{1}{r}\tau_{r\theta} \quad (4.29)$$

z - yönündeki normal ve kayma gerilmesi,

$$\frac{\partial\tau_{zr}}{\partial r} + \frac{1}{r}\tau_{zr} + \frac{1}{r} \frac{\partial\tau_{z\theta}}{\partial\theta} + \frac{\partial\sigma_{zz}}{\partial z} \quad (4.30)$$

olarak yazılır. r , θ ve z yönlerinde elde edilen ifadelerin, normal ve kayma gerilmelerinin değerleri yerlerine konulup sadeleştirme yapılırsa,

r - yönünde;

$$-\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\nabla^2 U_r - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] \quad (4.31)$$

θ – yönünde;

$$\begin{aligned}
 & -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] \\
 & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\nabla^2 U_\theta - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] \quad (4.32)
 \end{aligned}$$

z – yönünde;

$$\begin{aligned}
 & -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] \\
 & = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\nabla^2 U_z \right] \quad (4.33)
 \end{aligned}$$

(4.7) no'lu denklem sonsuz küçük kontrol hacminde bir akış elemanına uygulanmıştır. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 de verilen kontrol hacmine giren ve çıkan momentumların etkisinden doğan kuvvetler, yüzey kuvveti olarak normal (σ), kayma gerilmeleri (τ), kaldırma kuvveti olarak $\rho.g.\beta.\Delta T$ (4.7) no'lu denklemde yerine konularak yoğunluğu sabit (sıkıştırılmaz akışkan) ve viskozite (μ) sabit akışkan için r , θ , z - yönlerinde ($rdzr d\theta$) kontrol hacmi için aşağıdaki momentum eşitlikleri elde edilmiştir.

r – yönü için elde edilen momentum eşitliği:

$$\begin{aligned}
 & \rho \left[\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right] \\
 & = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho.g_r.\beta.\Delta T \quad (4.34)
 \end{aligned}$$

θ - yönü için elde edilen momentum eşitliği:

$$\rho \left[\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{V_\theta V_r}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right]$$

$$= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \beta \Delta T \quad (4.35)$$

z - yönü için elde edilen momentum eşitliği:

$$\begin{aligned} & \rho \left[\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \beta \Delta T \end{aligned} \quad (4.36)$$

4.2.1 Momentum Denklemlerinin Düzenlenmesi

r - yönündeki momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \left[\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right] \\ &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \beta \Delta T \end{aligned} \quad (4.37)$$

(4.36) denklemi V_r ile çarpılıp (4.37)'ye eklenirse,

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial V_r}{\partial t} + \rho V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \rho \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{\rho V_\theta^2}{r} + \rho V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_r \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho V_r}{r} \left[V_r + r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right] + \\ & \frac{\rho V_r}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \rho V_r \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] \\ & + \rho g_r \beta \Delta T \end{aligned} \quad (4.38)$$

elde edilir. (4.38) eşitliği tekrar düzenlenirse,

$$\rho \frac{\partial V_r}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho V_r V_r)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial (V_\theta V_r)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial (V_z V_r)}{\partial z}$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_r)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right] + \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho V_\theta^2}{r} + \rho g_r \beta \Delta T \quad (4.39)$$

elde edilir. Aynı işlemler θ yönündeki ve z yönündeki momentum denklemlerine uygulanırsa,

θ – yönündeki momentum denklemi:

$$\rho \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial (r V_r V_\theta)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial (V_\theta V_\theta)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial (V_z V_\theta)}{\partial z}$$

$$= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_\theta)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] + \mu \left[\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] - \frac{\rho V_r V_\theta}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T \quad (4.40)$$

z – yönündeki momentum denklemi:

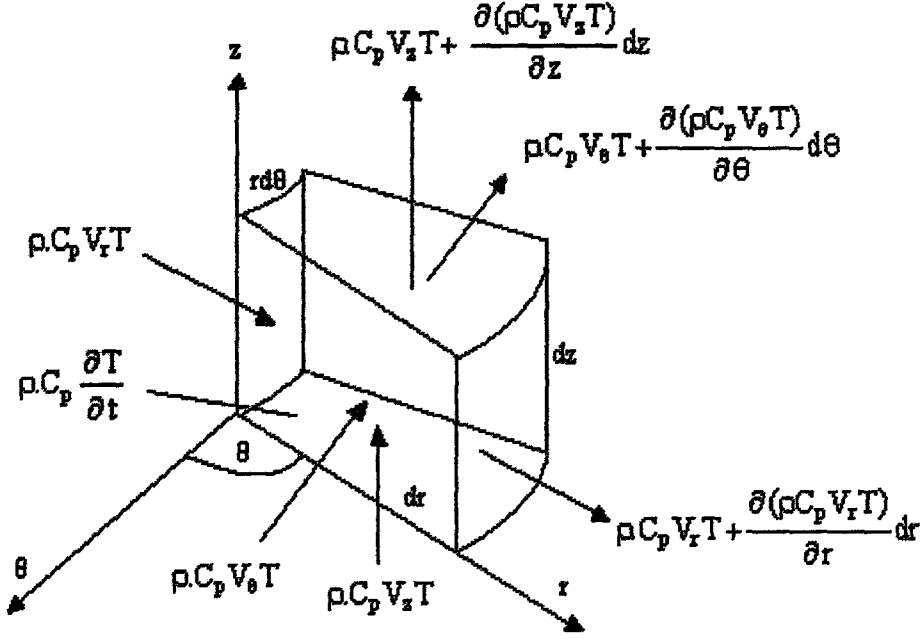
$$\rho \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial (r V_r V_z)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial (V_\theta V_z)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial (V_z V_z)}{\partial z}$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_z)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \beta \Delta T \quad (4.41)$$

eşitlikleri elde edilmiş olur.

4.3 Enerji Denklemi

Şekil 4.4'deki kontrol hacmi üzerine etki eden giren ve çıkan enerjilerin toplamı aşağıdaki gibidir (Adrian, 1978).

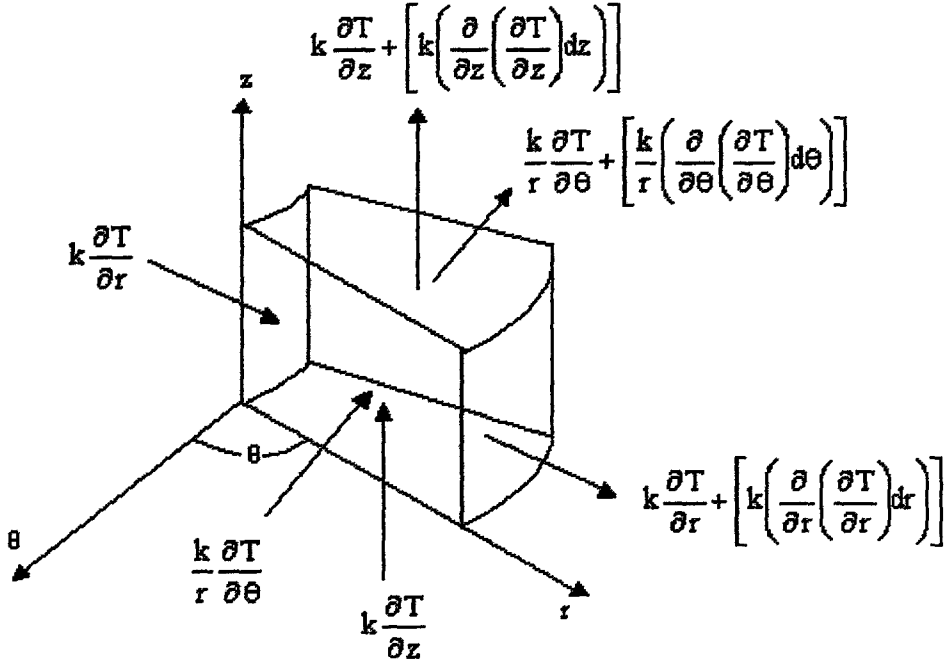


Şekil 4.4 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanı üzerinde giren ve çıkan enerjilerin gösterilmesi.

$$\begin{aligned} \delta E.(dr.rd\theta dz) = & \rho.C_p \frac{\partial T}{\partial t} dr.rd\theta dz + \rho.C_p V_r T rd\theta dz + \left(\rho.C_p V_r T + \frac{\partial(\rho.C_p V_r T)}{\partial r} dr \right) rd\theta dz - \rho.C_p V_r T drdz + \\ & \left(\rho.C_p V_\theta T + \frac{\partial(\rho.C_p V_\theta T)}{\partial \theta} d\theta \right) drdz - \rho.C_p V_\theta T dr.rd\theta + \left(\rho.C_p V_\theta T + \frac{\partial(\rho.C_p V_\theta T)}{\partial \theta} d\theta \right) dr.rd\theta \\ & - \rho.C_p V_z T dr.rd\theta + \left(\rho.C_p V_z T + \frac{\partial(\rho.C_p V_z T)}{\partial z} dz \right) dr.rd\theta \end{aligned} \quad (4.42)$$

Yukarıdaki ifade sadeleştirme yapıp, kontrol hacmi $(dr.rd\theta dz)$ 'ye bölünerek aşağıdaki ifade ortaya çıkartılmıştır.

$$\delta E = \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4.43)$$



Şekil 4.5 Silindirik koordinatlarda üç boyutlu bir akış elemanında ısı dengesi.

Şekil 4.5'deki kontrol hacmi üzerine etki eden giren ve çıkan ısıların toplamı aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \delta Q \cdot (dr \cdot r d\theta dz) = & -k \frac{\partial T}{\partial r} r d\theta dz + \left(k \frac{\partial T}{\partial r} + \left[k \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) dr \right) \right] \right) r d\theta dz - \frac{k \partial T}{r \partial \theta} dr dz + \\ & \left(\frac{k \partial T}{r \partial \theta} + \left[k \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial T}{\partial \theta} \right) d\theta \right) \right] \right) dr dz - k \frac{\partial T}{\partial z} dr \cdot r d\theta + \left(k \frac{\partial T}{\partial z} + \left[k \left(\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) dz \right) \right] \right) dr \cdot r d\theta \end{aligned} \quad (4.44)$$

Yukarıdaki ifade sadeleştirme yapıp, kontrol hacmi ($dr r d\theta dz$)'ye bölünerek aşağıdaki ifade ortaya çıkartılmıştır.

$$\delta Q = k \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right\} \quad (4.45)$$

Silindirik bir akış elemanı üzerinde yapılan işte meydana gelen değişimi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir (Adrian, 1978).

$$dW = \mu \phi \text{ 'dir} \quad (4.46)$$

ϕ , sürtünme enerjisi ; μ ise dinamik viskoziteyi ifade eder.

$$\begin{aligned} \phi = & 2 \left[\left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{V_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right]^2 + \\ & \left[\frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right]^2 + \left[\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right]^2 - \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right]^2 \end{aligned} \quad (4.47)$$

Termodinamiğin 1.kanunu (Kakaç, Yener, 1979) Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'de görülen akış elemanlarına uygulanırsa;

$$\delta E = \delta Q + \delta W \quad (4.48)$$

elde edilir.

$\Delta V (dr.r d\theta dz)$ birim hacim elemanında, dt zaman aralığında, Fourier Kanunu'na göre silindirik koordinatlardaki enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır (Incropera, Dewitt, 2001).

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right\} + \mu \phi \quad (4.49)$$

5. KONVEKSİYON DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ

Verilen sınır değerleri içinde ki bir ortamda sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi için konveksiyon denklemlerinin çözümlenmesi gerekir. Bunun içinde, Fluent programı kullanılarak grid üretimi gerçekleştirilmiş geometrik şekillerin üzerinde, bu denklemler çözdürülerek üç boyutlu akış için istenilen noktalardaki hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Fluent 6.1'de, konveksiyon denklemlerinin çözümü için denklemler tanımlanır ve hangi yöntemle çözülmesi isteniyorsa o çözüm metotları belirlenir. Daha sonra denklemler için underrelaxation faktörü tanımlanır. Konveksiyon denklemlerinin çözümlerinin hangi değere yakınsaması isteniyorsa, bu değerler belirlenerek denklemler çözdürülür. Çözüm, belirlenen bu değerlerin altında olduğu zamana, çözümün doğruluğu kabul edilir.

Konveksiyon denklemlerinin çözümleri; segregated (ayrılmış) çözücüsünde, tam implicit (kapalı) metodu kullanılarak, üç boyutlu zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Basınç denkleminin ayrıştırılması işlemi için standart metot, momentum ve enerji denklemlerinin çözümünde birinci derece upwind metodu, basınç – hız denklem çiftlerinin ayrıştırılması işlemi için de SIMPLE (Semi – Implicit Method for Pressure - Linked Equations) algoritması kullanılmıştır. Ek 1'de konveksiyon denklemlerinin cebirsel hale getirilme işlemleri gösterilmiştir.

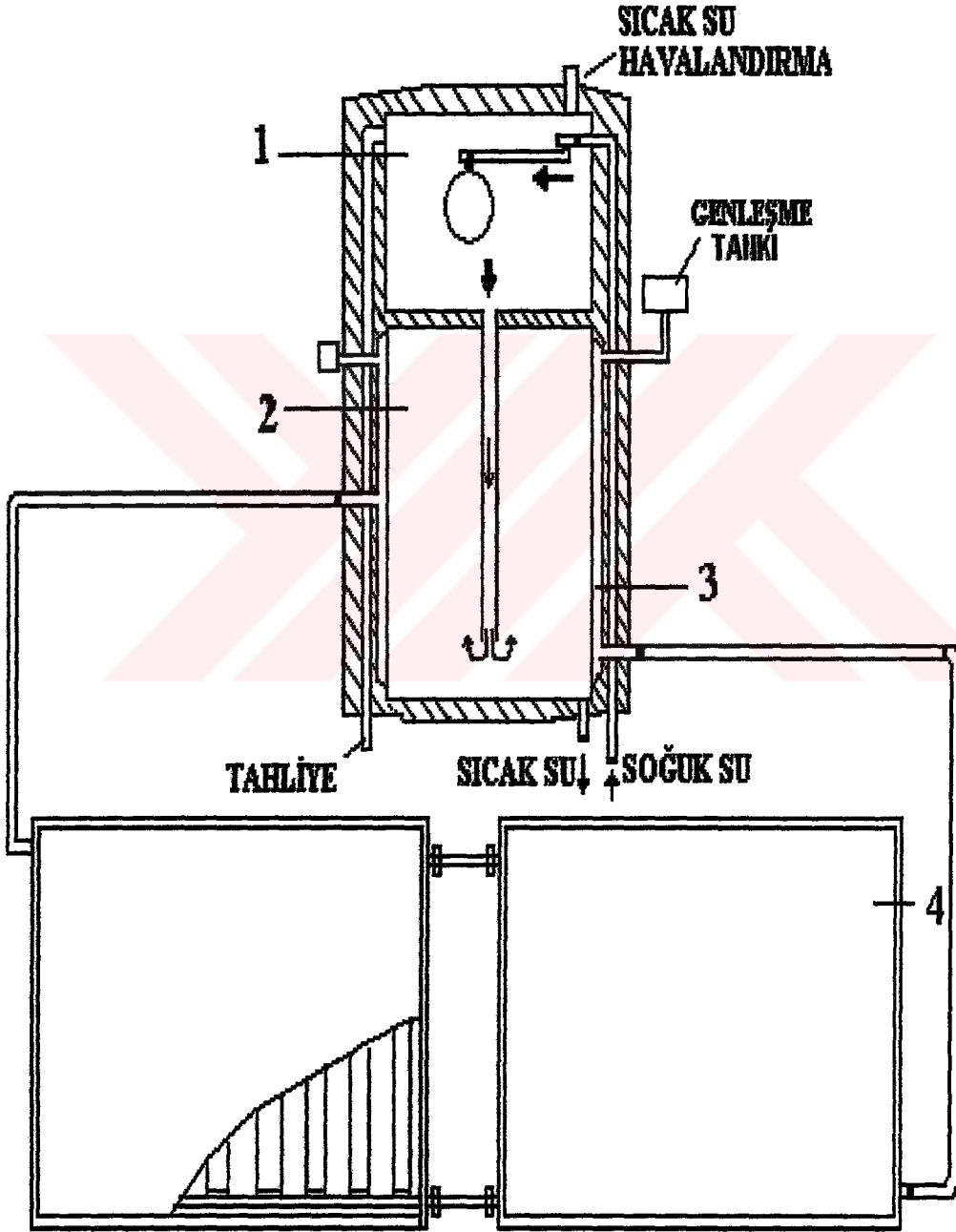
6. SICAKLIK TABAKALAŞMASI

Isıl tabakalaşma durumunda, depolanan akışkanın sıcaklığı deponun üstünden tabanına kadar değişiklik gösterir. Depo tabanında düşük, üst kısımda ise yüksektir. Bu sıcaklık farkı tabakalaşmayı oluşturur. Bu durum, akışkan sıcaklığı her yerde uniform olan iyi karıştırılmış tanktaki elde edilen durum ile aynı değildir. Sıcak su tankındaki sıcaklık tabakalaşmasının ısı kazanç açısından avantajları vardır. Birinci avantajı, tankın boşaltma çıkışında akışkan sıcaklığı yüksek, tankın girişindeki akışkan sıcaklığı düşük olur. Tankın üst kısmındaki sıcaklık, boşaltma çıkışındaki akışkan sıcaklığına ya eşit veya yüksek olmalıdır. Tankın içindeki durgun akışkan sıcaklığı, tankın üstündeki akışkan sıcaklığından düşük olmalıdır. Akışkanın tanka giriş sıcaklığı, tankın bütün bölgelerindeki akışkanın sıcaklığından da düşük olması istenir. Bu durumun sonucunda tanktaki ısı kayıpları azalacaktır. İkinci avantaj ise, yukarıdaki durum nedeni ile kollektöre düşük sıcaklıkta akışkan gideceğinden, yüksek kollektör verimliliğinde kollektörler çalışmaya devam edecektir.

Güneş enerjisi sistemlerinde, sistem veriminin artması, su tabakalarının en sıcak su üstte ve en soğuk su altta bulunacak şekilde sıcaklık derecelerine göre sıralanması ve bu durumun devam etmesi için depolama tankları düşey olarak alınmalıdır. Bu çalışmada, doğal dolaşimli dıştan gömleklili düşey sıcak su depolarındaki sıcaklık tabakalaşması üzerinedir. Aşağıda Şekil 6.1'de doğal dolaşimli dıştan gömleklili düşey güneş enerjisi sistemi tesisat şeması gösterilmektedir. Doğal taşınımında akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvveti ile oluşur. Kaldırma kuvveti, tank içindeki sıcaklık farkından kaynaklanan yoğunluk gradyeni ile yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmaları sonucu doğar. Gövde kuvveti genellikle yerçekimi kuvvetidir. Yoğunluk değişiminin akışkan hareketini gerçekleştiren kaldırma kuvvetine etkisi göz önüne alınır ve Boussinesq yaklaşımı olarak bilinir.

Dıştan gömleklili düşey sıcak su sistemi (Şekil 6.1), üst üste iki depodan oluşmaktadır. Üst depo soğuk su deposudur. Soğuk su deposunda bir adet şamandıra bulunur. Şamandıraya soğuk şebeke suyu bağlıdır. Sistemde kullanıldıkça eksilen su, şamandıranın açılmasıyla şebekeden sağlanır. Alt taraftaki depo sıcak su deposudur. Sıcak su kullanıldığında üst bölümden alt bölüme soğuk su akışı olur ve ısınmaya başlar. Sıcak su deposunun dış kısmında bir gömlek bulunmaktadır. Kolektör bu gömleğe bağlıdır. Kollektör, güneş ışınlarının yutulması sonucunda ısınır ve yutucu plaka kanallarında dolaşan su ısıtılır. Isınan suyun yoğunluğu azalarak kendiliğinden yükselir ve gömleğin üst kısmından içeri girer. Sıcak su bu kılıfta dolaşarak güneşten aldığı ısıyı alt depodaki suya aktararak iç depodaki suyun ısınmasını sağlar. Sıcak su kullanıldıkça eksilen su, soğuk su deposundan takviye

edilir. Üst depodaki azalmada şebekeden takviye edilir. Gömlek; içerisinde kollektör sıvısının dolaştığı, depolama tankının etrafını saran dar halka biçimindeki bir muhafazadır. Gömleklili tank sistemi, ısı tabakalaşmayı artırırken aynı zamanda yüksek ısı değıştirci etkinliğini üretmenin en kolay yollarından biridir. Gömlek geniş ısı transferi alanı ve kollektör akışkanının efektif dağılımını tankın duvarları boyunca sağlamaktadır. Gömlek boşluğu çevresindeki akış dağılımı, gömlekteki kaldırma kuvveti düzenlenmektedir.



Şekil 6.1 Dıştan gömleklili düşey güneş enerjisi sistemi tesisat şeması. 1: Soğuk su deposu, 2: Sıcak su deposu, 3: Gömlek, 4: Güneş Kollektörü.

7. BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU

7.1 Fluent 6.1 Paket Programında Simülasyon

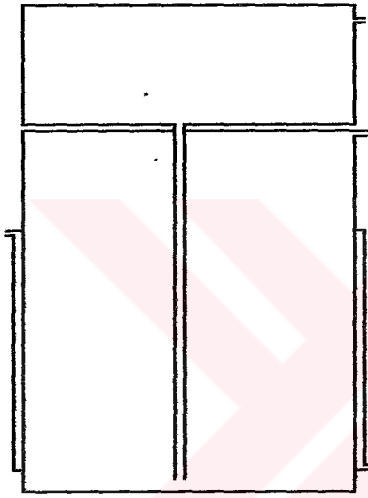
Bilgisayarda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD), problemlerinin modellenmesi ve problemin nümerik simülasyonu, Fluent 6.1 paket programı kullanılarak yapılmıştır. Fluent 6.1 programı, çeşitli geometrilere akış ve ısı transferi problemlerinin modellenmesi ve çözülmesi için yapılmış bir paket programdır. Fluent programında analiz yapabilmek için, başka bir programda modelin tasarlanarak daha sonra Fluent'e aktarılması gerekir.

Bilgisayarlı akışkanlar dinamiği probleminin çözüm planlanması iki aşamada yapılır. Birinci aşama geometrik çizim oluşturmak, ikinci aşama bu çizimi Fluent'e aktararak çözmektir. Fluent'te çözüme başlamadan önce geometrik modelin ve grid üretiminin oluşturulması gerekir. Çalışmada, bu tasarım modeli Gambit programı kullanılarak yapılmıştır. Gambit, bilimsel uygulamalar, bilgisayarlı akış dinamikleri (CFD) için mesh modelleri ve tasarımının yapılarak çözümünün yapılmasına yardımcı olmak için tasarlanmış bir paket programdır. Bu programda, geometrik model oluşturulur (Şekil 8.1) ve modele ait uygun grid üretilir (Şekil 8.2). Geometrik modele ait kontrol hacmi, N kadar küçük kontrol hacimlerine bölünerek grid üretimi gerçekleştirilir. Sınır şartlarının hangi bölgelerde (iletimin olacağı duvarlar, suyun giriş ve çıkışı) geçerli olacağı belirlenir. Daha sonra grid üretimi gerçekleştirilmiş meshli model Fluent programına gönderilir. Üç boyutlu model için uygun çözücü seçilerek Fluent'te çözüme başlanır. Programda modele ait mesh okutulur. Model, gridlerinin doğruluğunun kontrol edilmesi için program tarafından kontrol ettirilir. Modelin çözümü için uygun ölçü birimi seçilerek çözüm için temel denklemlerin seçimine geçilir. Modelin çözümünde ısı transferi önemli olduğu için enerji denklemi seçilir. Daha sonra akışkan ve akışkan özellikleri programa girilir. Akışkan problemlerini çözmeye akışkanın fiziksel özellikleri gereklidir. Fluent paket programında akışkanın ve tank malzemesinin yoğunluğu, özgül ısı, dinamik viskozitesi v.b. fiziksel özellikleri girilir. Sınır şartları olarak belirlenen modeldeki akışkanın giriş hızları ve sıcaklığı ve tank duvarlarının özelliği tanımlanır. Çözüm için, kontrol parametreleri ayarlanır, tankın içindeki suyun sıcaklığı ve ilk andaki suyun giriş hızları da tanımlandıktan sonra problemin çözdürülmesi işlemine geçilir. Çözüm aşaması kararlaştırılırken, problemin basit olarak mı, programın kabul ettiği çözücü formülasyon veya çözüm parametreleri kullanarak mı çözüleceği, temel denklemlerin yakınsama ölçütlerinin hangi değerde seçileceği, kullanılan bilgisayarın hafızasının çözülecek problem için yeterli olup olmayacağı, problemin çözümünün yakınsaması için kullanılan bilgisayarda ne kadar zamanın geçeceği gibi ölçütler göz önünde bulundurulmalıdır (FLUENT, 2003).

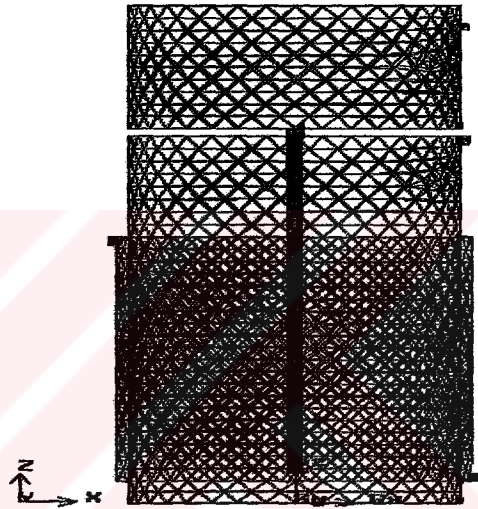
8. MODELİN TANIMLANMASI ve ÇÖZÜMÜ

8.1 Seçilen Tank Geometrisi ve Sınır Değerleri

Simülasyonun nümerik çözümü için, Gambit programında tankın gerçek ölçüleri kullanılarak üç boyutlu model oluşturulmuştur. Tank, üç farklı hacme ayrılarak her biri için ayrı meshleme yapılmıştır. Meshleme, Tgrid tipindeki Tet/Hybrid elemanları kullanılmıştır. Üst kısımdaki soğuk su deposu 7906 elemana, alt kısımdaki sıcak su deposu 59601 elemana ve gömlek de 7829 elemana bölünmüştür. Gambit da oluşturulan tankın modeli ve grid şekli Şekil 8.1 ve Şekil 8.2 'de verilmiştir.



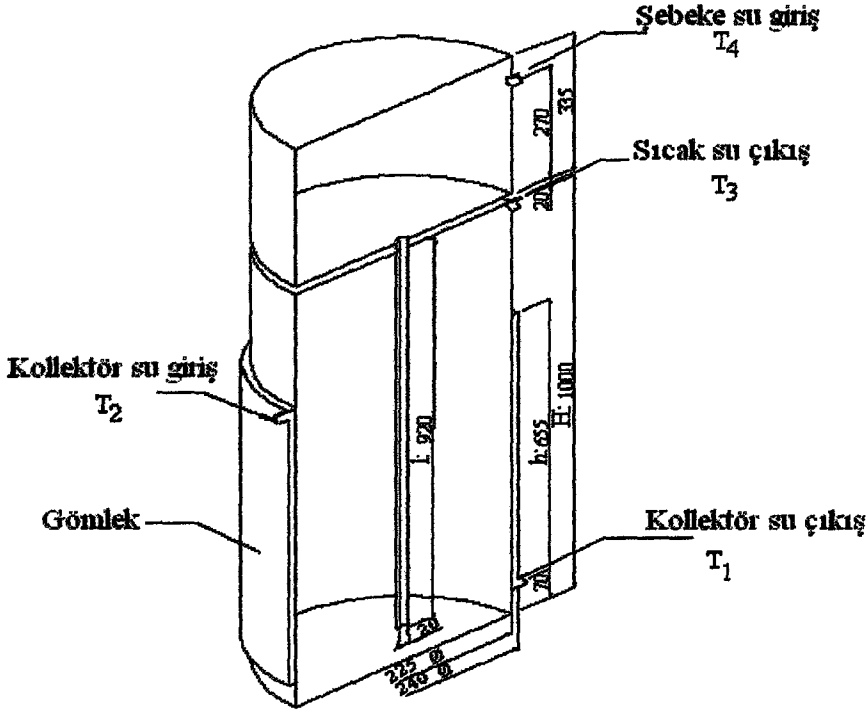
Şekil 8.1 Düşey gömlekli tank modeli.



Şekil 8.2 Düşey gömlekli tank grid dağılımı.

Şekil 8.2'deki meshleri oluşturulmuş model, akış ve ısı transferi problemleri çözümü için Fluent 6.1 programına aktarılarak üç boyutlu akış için çözümleri yapılmıştır. Sonlu tank hacmi için oluşturulan diferansiyel eşitlikler, bilgisayarda nümerik olarak çözüldükten sonra her bir grid için sıcaklık dağılımları bulunmuştur.

Dıştan gömlekli düşey silindirik sıcak su depolama tankının boyutları Şekil 8.3'de verilmiştir. Tank duvarları yalıtılmış olup ısı kaybı sıfır olarak alınmıştır. Depo çapı 0,450 m, gömlek aralığı 0,030 m, gömlek çapı 0,480 m olarak alınmıştır. Depo ve gömlekteki su giriş ve çıkış boruları çapları, 0,020 m ve boyları da 0,010 m olarak alınmıştır.



Şekil 8.3 Tank modeli ve ölçüleri.

8.2 Akış Özellikleri ve Sınır Şartları

Modelin çözümlenmesinde; şebeke suyu sıcaklığı ve tanka giriş hızı, kollektör suyu sıcaklığı ve tanka giriş hızı, tank malzemesi ve tank duvarlarına ait sınır şartları tanımlanmıştır. Tanka giren ve çıkan akışkanın akış türleri laminar akış kabul edilmiştir. Isı depolayıcı akışkan olarak su kullanılmıştır. Suyun yoğunluk değişimi boussinesq etkisindedir, hacimsel ısıl genişleme katsayısı $\beta=0,0004\text{K}^{-1}$, özgül ısısı $c_p=4182\text{ J/kg}\cdot\text{K}$, viskozitesi $\mu=0,001\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ve ısı iletim katsayısı $k=0,6\text{ Watt/m}\cdot\text{K}$ 'dir. İlk anda tankın içerisindeki akışkanın hızları sıfır, sıcaklığı 300 K ve basıncı ise 101325 paskal kabul edilmiştir. Gömleğe giren sıcak su 350 K, tanka giren soğuk su 285 K'de girmektedir. Tank duvarları yalıtılmış olup ısı kaybı sıfır olarak alınmıştır. Depo malzemesi, çelik olup $\lambda=60\text{W}$, $\rho=7865\text{ kg/m}^3$, $c_p=460\text{J/kg}\cdot\text{K}$ alınmıştır (Kakaç ve Yüncü, 1999).

Yapılan çalışmalarda gömleğe giren kollektör suyunun en büyük hızı 0,3 m/sn olarak alınmıştır. Çünkü doğal taşınım sadece kaldırma kuvveti etkisiyle oluşur ve buna göre $(Gr/Re^2)\gg 1$ olması gerekir (Incropera, Dewitt 2001). Giriş hızı 0,4 m/sn olarak alındığında bu değer 1'in altına düştüğü için 0,3m/sn en büyük giriş hızı olarak alınmıştır.

8.3 Yakınsama

Yapılan nümerik bir çalışmada, çözümün yakınsama kriterlerine uyması CFD modellemesinde çok önemlidir. Paket programda, temel denklemlere ait cebirsel eşitliklerin her birinin nümerik çözümü bir kalıntı (nümerik hata) içerir. Bu hata ise, kontrol hacmi içindeki bütün hücreler için hesaplanan eşitliklerdeki kalıntıların toplamıdır. Paket program iterasyona devam ederken her bir iterasyondaki bu nümerik hatalar paket programın ekranından da izlenir.

Yapılan bu simülasyon çalışmasında; basınç denkleminin underrelaxation faktörü 0.3, momentum denklemlerinin underrelaxation faktörü 0.7, enerji denkleminin underrelaxation faktörü 1, gövde kuvveti ve yoğunluğun underrelaxation faktörleri ise 1 değerleri seçilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemlerinin yakınsama kriterleri için 0.001 ve enerji denkleminin yakınsama kriteri için ise 0.000001 değerleri alınmıştır. Tüm bu değerler programa girildikten sonra iterasyon aralığı 1sn alınarak, 25920 sn için yani 7,2 saat için çözümler elde edilmiştir.



9. DIŞTAN GÖMLEKLİ DÜŞEY SICAK SU TANKLARINDA SICAKLIK TABAKALAŞMASI

Bu çalışmada, güneş enerjili ısıtma sistemlerinde kullanılan ve içerisinde doğal taşınım ile ısı transferinin gerçekleştiği, dıştan gömleklili düşey sıcak su tanklarındaki sıcaklık tabakalaşmasının incelenmesi üzerine bilgisayarda nümerik olarak çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmadaki amaç, doğal dolaşımli dıştan gömleklili düşey sıcak su tanklarında sıcaklık tabakalaşmasının incelenmesidir. Bunun için üç farklı çalışma yapılmıştır. Yapılan birinci çalışmada, kollektörden gelen sıcak suyun gömleğe giriş hızı değiştirilerek tank içerisinde oluşan en iyi tabakalaşma bulunmaya çalışılmış, ikinci çalışma da, şebeke suyu giriş hızı değiştirilerek tank içerisindeki sıcaklık tabakalaşması incelenmiş ve elde edilen en iyi sıcaklık bulunmaya çalışılmıştır. Üçüncü çalışmada ise, elde edilen en iyi giriş hızlarına göre, gömleğin yeri değiştirilerek en uygun gömlek yeri bulunmaya çalışılmıştır. Ayrıca, kullanıma gönderilecek sıcak suyun (T3), kollektöre dönen gömlek dönüş suyunun (T1) ve tank içerisindeki X(0,1 0 1m) noktasındaki suyun sıcaklık dağılımları grafiklerle gösterilmiştir.

9.1 Dıştan Gömleklili Düşey Sıcak Su Tanklarında Kollektör Giriş Su Hız Değişiminin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri

Kollektörden gelen sıcak suyun gömleğe giriş hızları değiştirilerek, tank içerisindeki ilk bir saatte oluşan sıcaklık tabakalaşması incelenmiştir. Çalışma da, farklı giriş hızlarına sahip olan her bir tank modeli için (Çizelge 9.1), Türkiye'deki aylık ortalama güneşlenme süresi olan 7,2 saat/gün dikkate alınarak iterasyon yapılmış ve yarım saatlik ara ile tank içerisindeki X noktasındaki sıcaklık değişimleri, kollektöre dönen gömlek çıkışındaki suyun sıcaklığı (T1), kullanıma gönderilen sıcak suyun sıcaklığı (T3) grafikler yardımıyla gösterilmiştir. İlk bir saatte tank içindeki oluşan sıcaklık tabakalaşması incelenerek, kullanıma verilen sıcak suyun (T3) en yüksek olduğu değere ulaşılmaya çalışılmıştır. Farklı giriş hızına sahip olan her bir tank için, tanktan alınan sıcak kullanım suyunun hızının, şehir şebeke suyunun hızı ile aynı olacağı düşünülerek, tüketilen su kadar şebeke suyunun da tanka girdiği düşünölmüştür. Her tank modelinde, tankın ilk andaki sıcaklığı 300 K, tanka giren şebeke suyu giriş hızı ve kollektör suyu giriş hızı ilk anda 0 m/sn olarak alınmıştır.

9.1.1 Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması

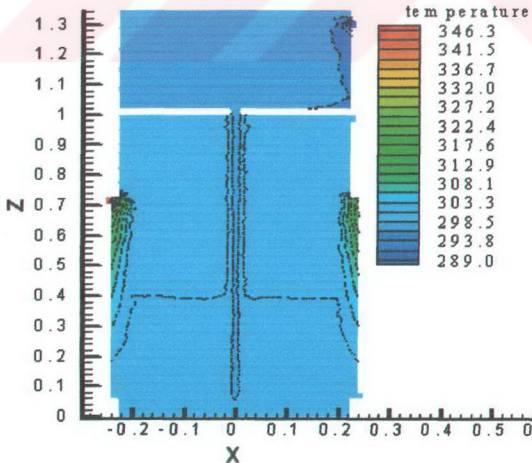
Tank içerisindeki tabakalaşmayı görmek için on iki model üzerinde yarım saat ara ile kullanıma gönderilen sıcak su çıkış borusundan, gömlek içindeki suyun kollektöre dönüş

borusundan ve tankın içerisinde; X (0,1,0,1) noktasından alınan her bir değer için, tanklara ait grafikler oluşturulmuştur. Farklı giriş hızlarındaki her bir tank için, ilk bir saatteki tank içinde X: 0,10 m noktasında, tankın tabanından (Z:0 m) başlanarak, tankın yüksekliği boyunca (Z:1 m) 0,1 m aralıklarla, tanktaki sıcaklık ölçümleri yapılmış ve tank içindeki tabakalaşmalar incelenmiştir. Kollektör suyu giriş hızına göre oluşturulmuş tank modelleri Çizelge 9.1’de verilmiştir.

Çizelge 9.1 Tank modelleri ve kollektör giriş su hızları.

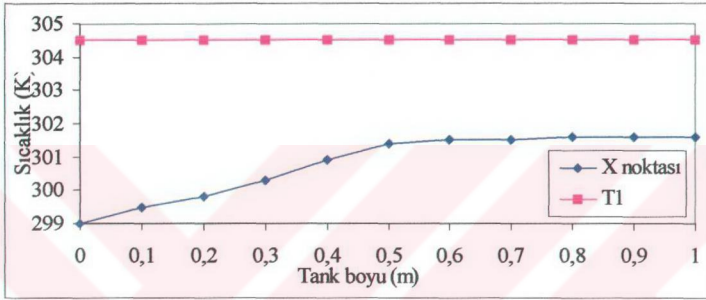
Tank No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Hız (m/sn)	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,2	0,3

Her bir model de, şebeke suyu giriş sıcaklığı ve hızı sırasıyla; 285 K ve 0,02 m/sn olarak alınmıştır. Kollektör suyu sıcaklığı sabit olup 350 K olarak alınmıştır. Öncelikle, ilk 1 saat sonundaki tankın içinde oluşan tabakalaşma teplot çizimiyle gösterilmiştir. Daha sonra bu tank içerisinde X noktasındaki sıcaklık ve kollektöre dönen suyun sıcaklık (T1) dağılımları grafikte verilmiştir. Yarım saat ara ile tanklardaki 7,2 saat boyunca, şebekeye gönderilen sıcak suyun, tank içindeki X (x:0,1 m, z:1 m) noktasındaki suyun sıcaklığı ve kollektöre dönen suyun sıcaklık değişimleri de daha sonraki grafikte gösterilmiştir.



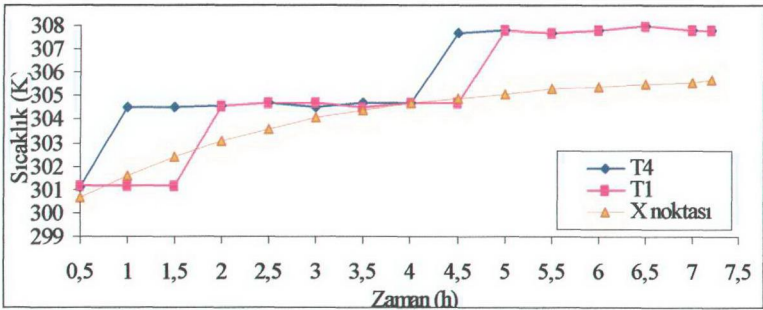
Şekil 9.1 1' nolu tanktaki tabakalaşma.

1'nolu tank modelinde kolektör giriş suyu hızı 0.01 m/sn alınmıştır. Şekil 9.1'den de görüldüğü gibi, ilk bir saatte depo içinde, kolektör girişine yakın olan yüzeylerde su ısınmaya başlamıştır. Gömleğin üst yüzeylerinde devir daim bölgesi oluşmuş ve iç tanka ısı geçişi başlamıştır. Ancak suyun giriş hızı düşük olduğu için gömlek alt yüzeylerinde yeterli derecede sıcaklık tabakalaşması oluşmadığından kolektör boyunca aynı derecede ısı geçişi söz konusu değildir bu da tankın içerisinde daha düşük sıcaklıkta bir tabakalaşma bölgesi oluşturmuştur.



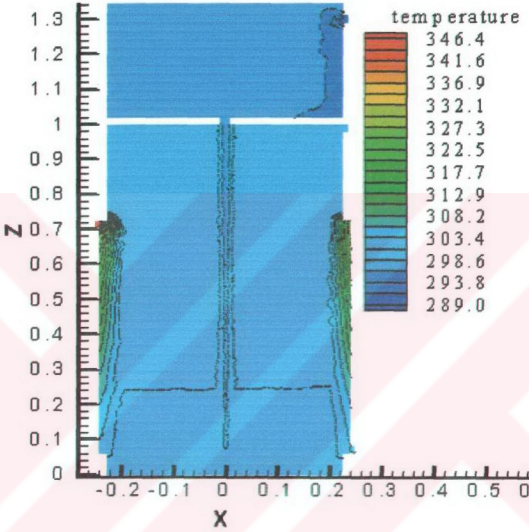
Şekil 9.2 1'nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.2'de, Şekil 9.1'deki tanka ait olan sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Kolektör girişindeki suyun sıcaklığı sabit olduğu için kolektör suyu sıcaklığında değişme olmamıştır. Tank içinde, en alttaki su 299 K'ken, üst kısımdaki suyun sıcaklığı 301 K'e yükselmiştir.



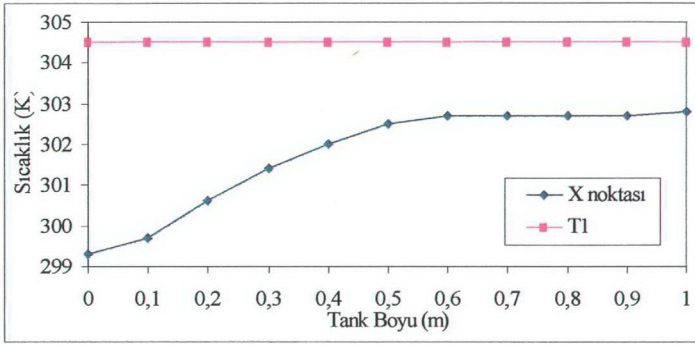
Şekil 9.3 1'nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.3’de görüldüğü gibi tank içinde belirlenen noktadaki (X:0,1m Z:1 m) sıcaklık, ilk yarım saatte 300 K’den, 7,2 h sonunda 305 K’e yükselmiştir. Kolektör giriş hızı düşük olduğu için elde edilen sıcaklık değeri de düşüktür. Şebekeye gönderilen sıcak su ile kolektör dönüşündeki sıcaklıklar, 5. saatte 308 K’e ulaşmıştır ve tank ısı dengeye ulaştığı içinde sabit kalmıştır.

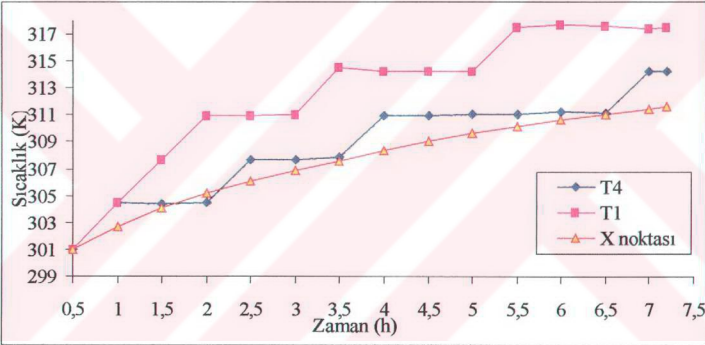


Şekil 9.4 2' nolu tanktaki tabakalaşma.

2' nolu tank modelinde kolektör giriş suyu sıcaklığı 0,02 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.4'te görüleceği gömlekteki tabakalaşma miktarı artmış ve gömleğin alt kısımlarından da ısı geçmeye başlamıştır. Tank içindeki tabakalaşmış soğuk bölgenin hacmi azalarak üst kısımda daha çok sıcak bölge oluşmuştur. Buna bağlı olarak ta tank içindeki sıcaklık diğer tanka göre daha da yükselmiştir (Şekil 9.5).

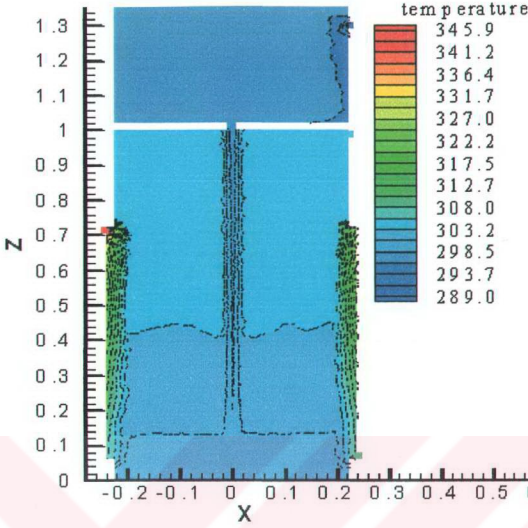


Şekil 9.5 2' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

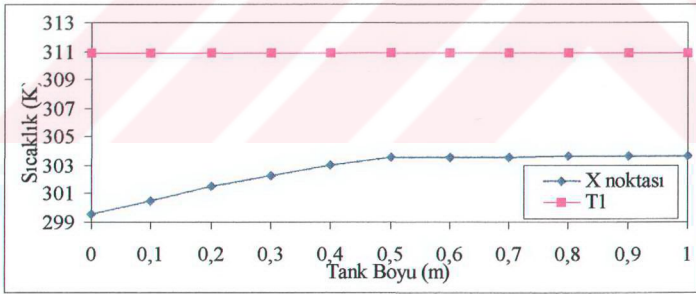


Şekil 9.6 2' nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.6'de 7,2 saatlik yapılmış olan iterasyon sonucunda şebeke dönüş suyu sıcaklığı, kollektör dönüş sıcaklığı ve tank içerisindeki noktalardan alınan değerler gösterilmiştir. Tank içerisinde sürekli olarak bir artış vardır. Kollektör giriş hızı, 1' nolu tanka göre yüksek olduğu için elde edilen sıcaklık değerleri 1' nolu tank göre daha iyidir.



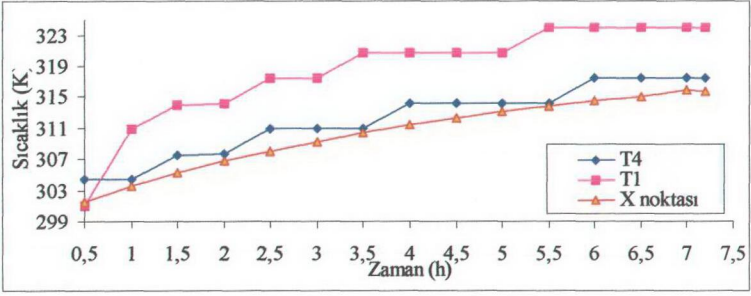
Şekil 9.7 3'nolu tanktaki tabakalaşma.



Şekil 9.8 3'nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

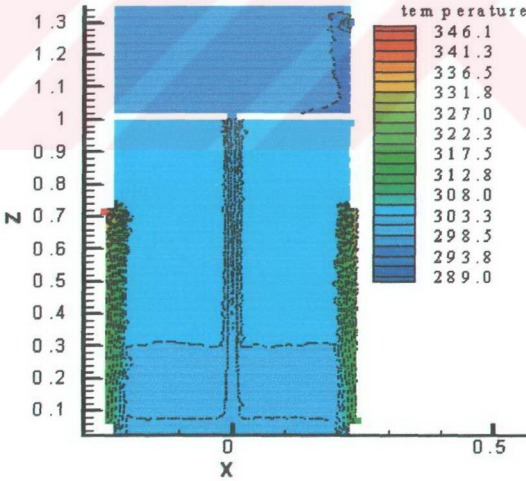
3'nolu tank da kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,03 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.7'den de görüldüğü gibi gömlek içerisinde daha yüksek sıcaklıkta bir devir daim bölgesi oluşmuş ve tank içerisinde daha yüksek ısı tabakalaşması meydana gelmiştir. Gömlek duvarı boyunca geniş bir ısı transferi alanı oluşmuş ve tank içerisinde de sıcaklık biraz daha yükselerek daha geniş ve daha sıcak ısı tabakalaşma bölgesi oluşturmuştur. Şekil 9.8'den de görüldüğü gibi

kollektör dönüş suyu sıcaklığı 311 K'e, tank içindeki sıcaklıkta 299 K'den 303K'ne yükselmiştir.



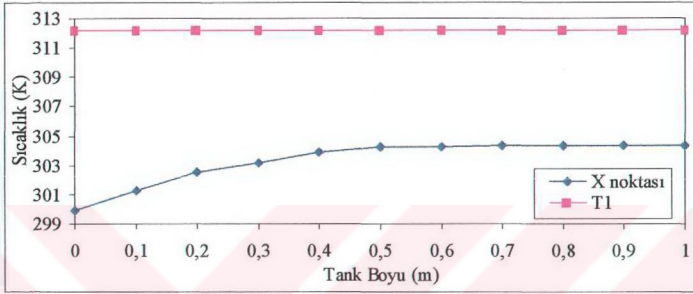
Şekil 9.9 3' nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.9'da görüldüğü gibi tank içindeki sıcaklık 314 K'e yükselmiştir. Kullanım için şebekeye gönderilen sıcak su 317 K dereceye yükselmiştir. Kollektör giriş hızı yükseldiği için, kollektör dönüş sıcaklığı 323 K'ne yükselmiştir.

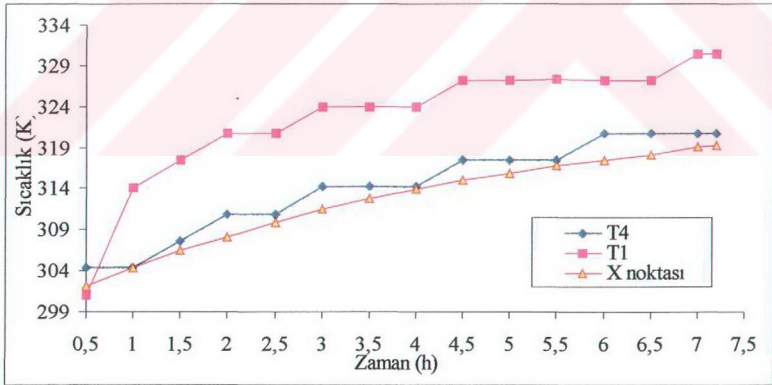


Şekil 9.10 4' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.

4'nolu tank modelinde kollektör giriş hızı 0,04 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.10'da tank içerisindeki sıcaklık tabakalaşması gösterilmiştir. Tankın üst kısmındaki sıcak bölgenin alanı daha da artmıştır. Gömlek içinde sıcaklık tabakaları daha da artmış ve tanka geçen ısı transferi arttığı için tank içindeki sıcaklık artmıştır. Şekil 9.11'den de görüldüğü gibi tank içindeki sıcaklık 304 K'e yükselmiştir. Kollektör dönüşündeki suyun sıcaklığı 312 K'e çıkmıştır.



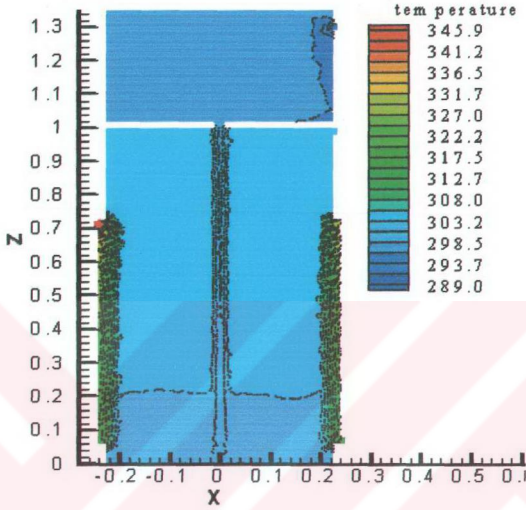
Şekil 9.11 4'nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.



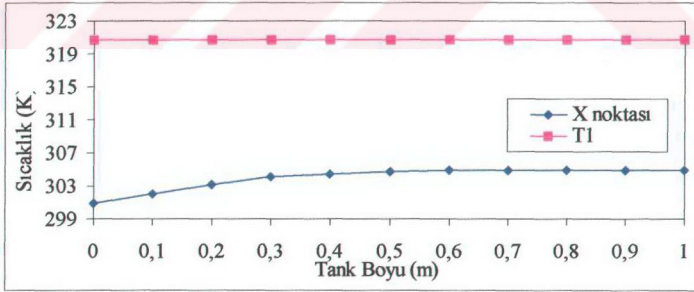
Şekil 9.12 4'nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.12'de yarım saat ara ile 7,2 saatlik yapılmış olan iterasyon sonucunda şebeke dönüş suyu sıcaklığı, kollektör dönüş sıcaklığı ve tank içerisindeki noktalardan alınan sıcaklık değerler gösterilmiştir. Giriş hızı yüksek olduğu için kollektör dönüşündeki hızda artmıştır.

Tank içerisinde sürekli olarak bir artış vardır. Tank içindeki sıcaklık arttıkça yükselen su üst kısımlarda toplandığı için şebeke suyu sıcaklığında artmıştır.



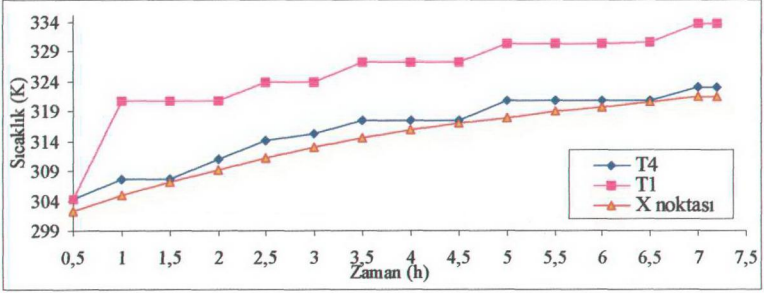
Şekil 9.13 5'olu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.



Şekil 9.14 5'olu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

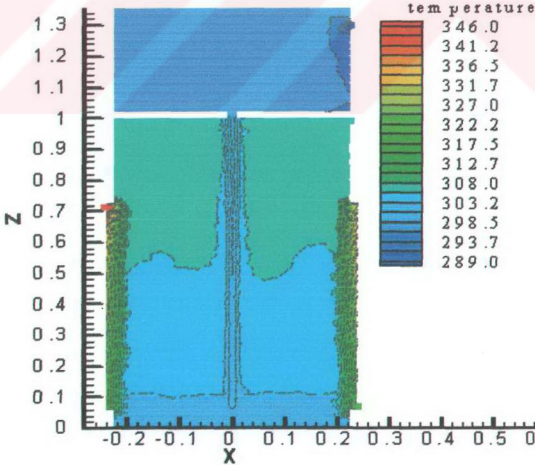
Şekil 9.13'de 5'olu tank modelinde kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,05 m/sn olarak alınmıştır. 5'olu tank içinde sıcaklık daha da yükseldiği için, 4'olu tank alt kısımda ki soğuk olan

bölgenin sıcaklığı artmış ve tek tabakaya düşmüştür. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı 321 K'e yükselmiştir (Şekil 9.14).

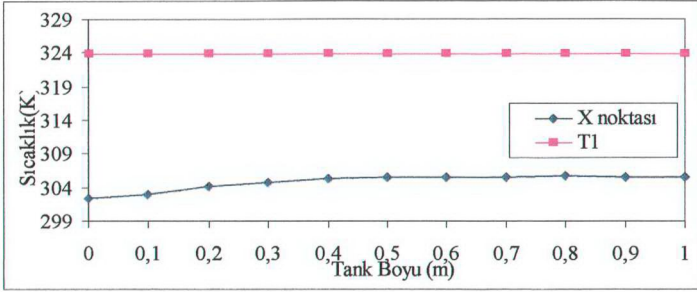


Şekil 9.15 5'nolu tankın sıcaklık dağılımı.

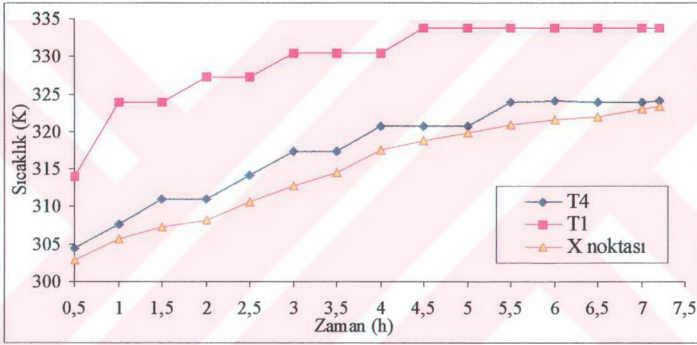
Şekil 9.15'de 5'nolu tankın içinde 7,2 saat sonunda daha yüksek sıcaklıkta su elde edilmiştir. Gömlek içindeki suyun hızı arttığı için daha yüksek derecede kollektörden su çıkmaktadır. Kullanıma gönderilen suyun sıcaklığı da artmıştır.



Şekil 9.16 6'nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.

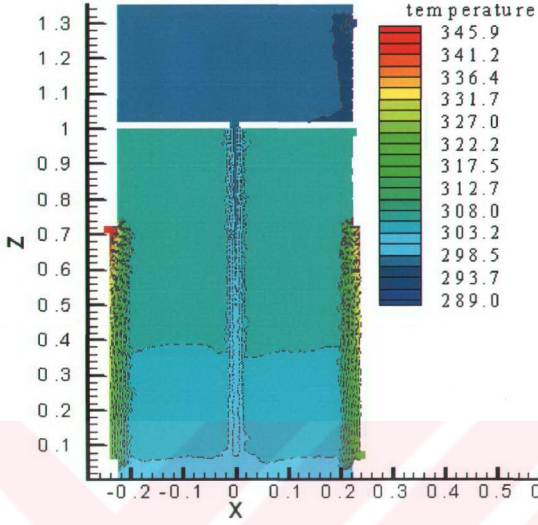


Şekil 9.17 6'nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

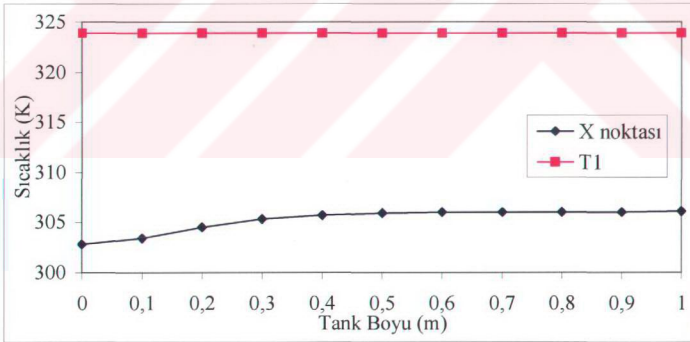


Şekil 9.18 6'nolu tanktaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.16'daki 6'nolu tank modelinde kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,06 m/sn olarak alınmıştır. Gömleğe giren suyun hızı arttığı için kollektör çıkışındaki sıcaklıkta artmıştır (Şekil 9.17). Şekil 9.16'dan da görüleceği gibi tank içinde sıcaklık daha da yükselmiş ve tank içinde sıcaklığı yüksek ve geniş hacimlere sahip olan sıcaklık tabakaları meydana gelmiştir. Kullanıma gönderilecek suyun sıcaklığı 7,2 saatin sonunda 5'nolu tankla aynıdır ancak daha kısa sürede bu sıcaklığa erişilmiştir (Şekil 9.18).

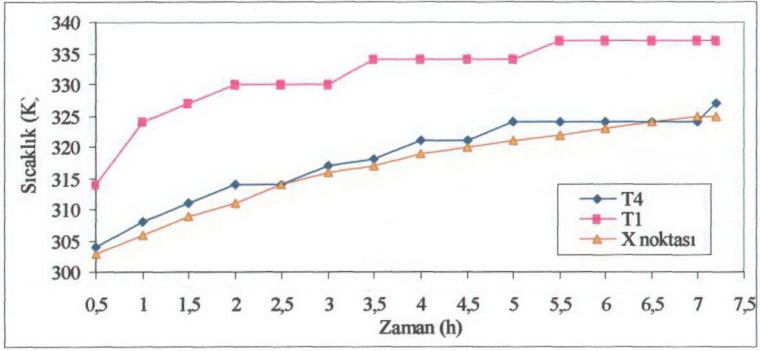


Şekil 9.19 7' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.



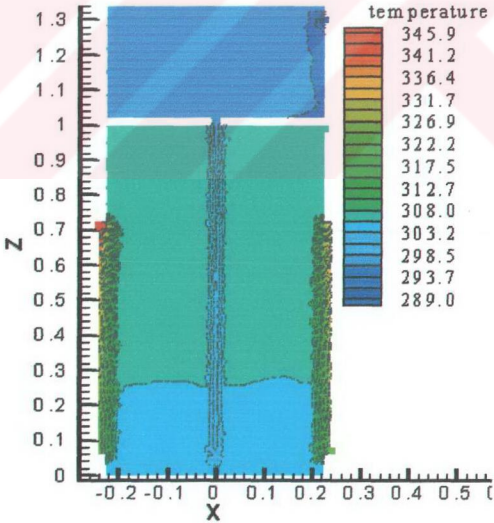
Şekil 9.20 7' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.19'daki 7' nolu tank modelinde kollektör girişi hızı 0,07 m/sn olarak alınmıştır. Tankın üst kısmındaki ısı tabakalaşma bölgesinin hacmi daha da artmıştır. Gömlek içindeki sıcaklık tabakalaşmasının sıcaklığı arttığı için kollektör dönüşündeki suyun sıcaklığı da artmıştır (Şekil 9.20).



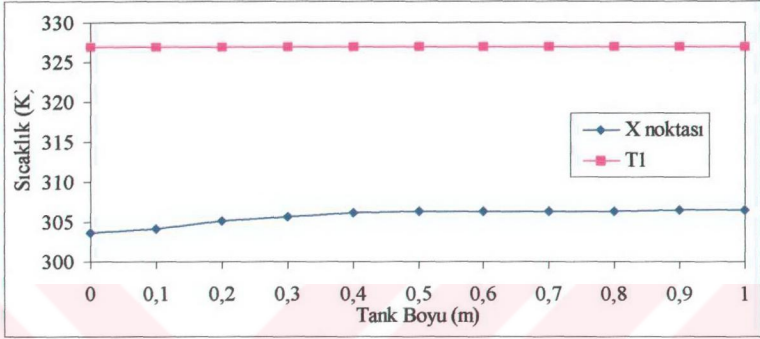
Şekil 9.21 7'nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9. 21'de görüldüğü gibi tank içerisinde sıcaklık daha yükselmiştir. Daha erken saatte daha yüksek sıcaklıkta sıcak su kullanıma gönderilmektedir.

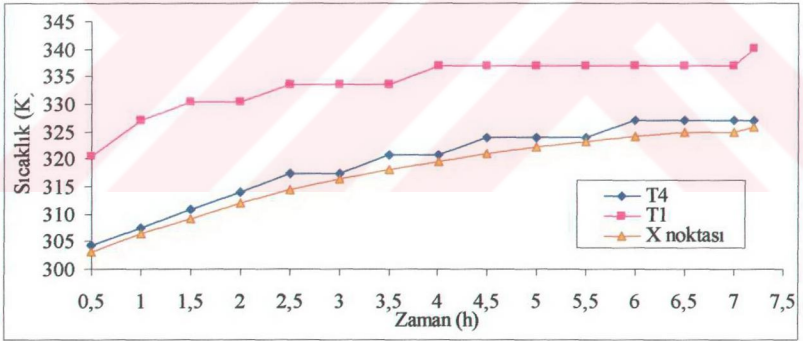


Şekil 9.22 8'nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması

Şekil 9.22'deki 8'nolu tank modelinde kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,08 m/sn olarak alınmıştır. Kollektör girişi 7'nolu tank modelinden daha yüksek olduğu için tank içindeki alt kısımdaki soğuk olan bölge burada daha sıcak bir tabakalaşma bölgesi oluşturmuştur.

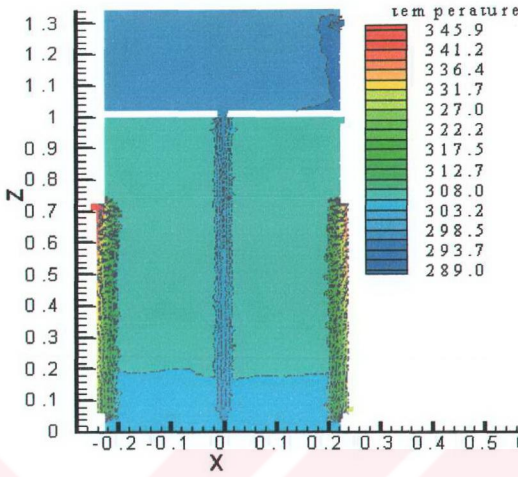


Şekil 9.23 8'nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

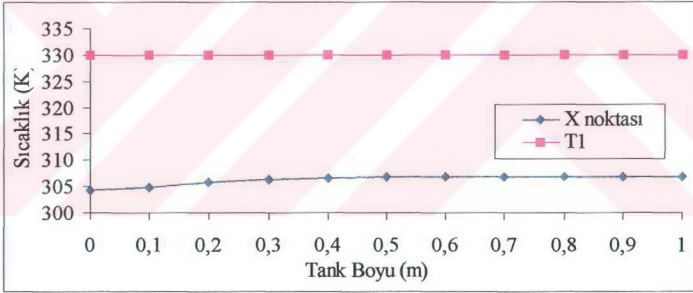


Şekil 9.24 8'nolu tankın sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.23'ten de görüldüğü gibi tank içinde sıcaklık ilk bir saatte 305 K'e yükselmiştir. Şekil 9.24'e bakıldığında 6. saatte 325 K ulaşılırken 7'nolu tankta bu sıcaklık ancak 7,2 saat sonunda elde edilmektedir. Tank içindeki tabakalaşma derecesi daha yüksektir.

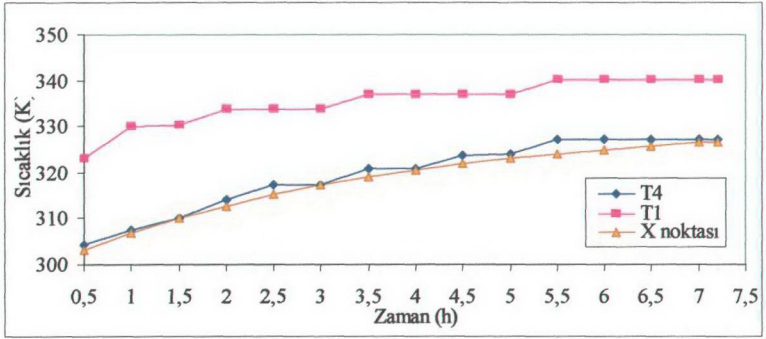


Şekil 9.25 9'nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.



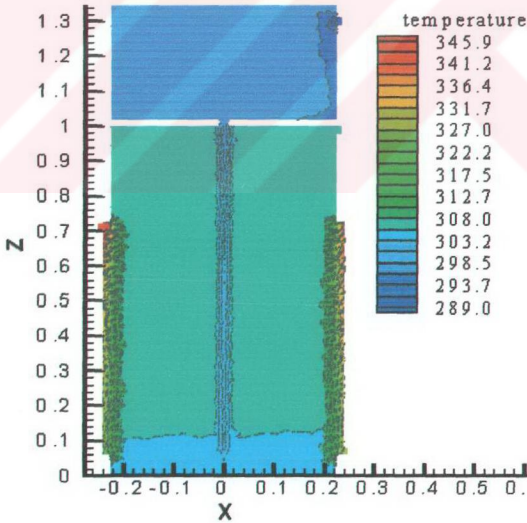
Şekil 9.26 9'nolu tank içindeki sıcaklık dağılımı.

9'nolu tank modelinde kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,09 m/sn olarak alınmıştır. Tank içerisindeki tabakalaşmanın 1 saatlik değişim Şekil 9.25'de verilmiştir. Tankın üst kısımlarında sıcaklık değişimleri küçüktür gömlekten tanka geçen ısı akısı alt kısımlardaki soğuk bölgeleri ısıtarak sıcaklığın yükselmesini sağlar. Bu yüzden 8'nolu tank göre hız yüksek olduğu için soğuk olan tabakalaşma bölgesi hacimce daha da düşmüştür

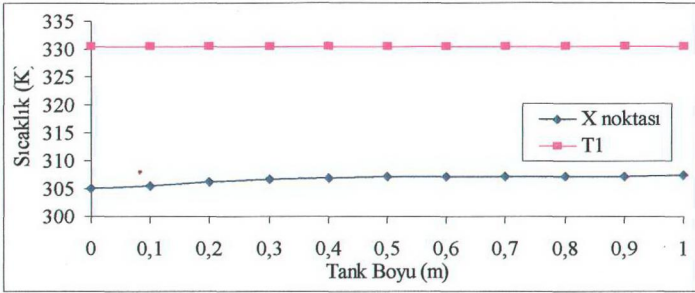


Şekil 9.27 9' nolu tankın sıcaklık dağılımı.

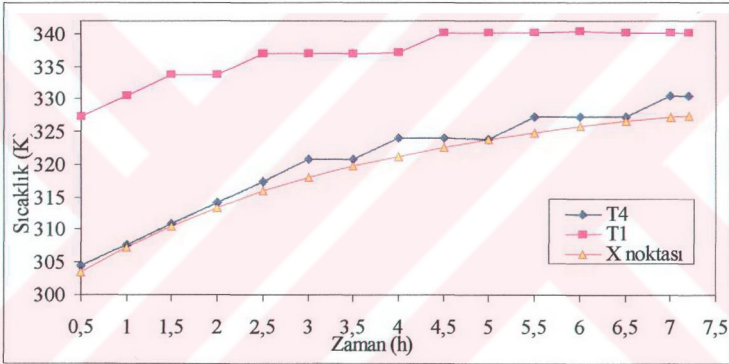
Şekil 9.26'dan da görüldüğü gibi hız yükseldikçe buna bağlı olarak kollektör çıkışındaki sıcaklıkta yükselmiştir. Şekil 9.27'den de görüldüğü gibi 7,2 saatin sonunda şebeke suyu daha sıcak değere ulaşmıştır. Tank içerisinde daha yüksek sıcaklıklarda dağılım görülmektedir.



Şekil 9.28 10' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması

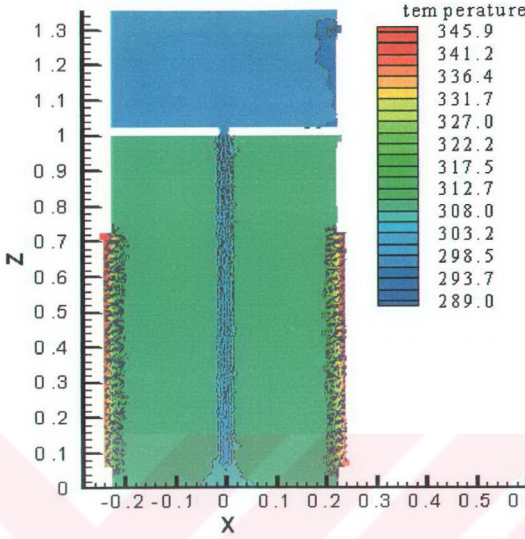


Şekil 9.29 10' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

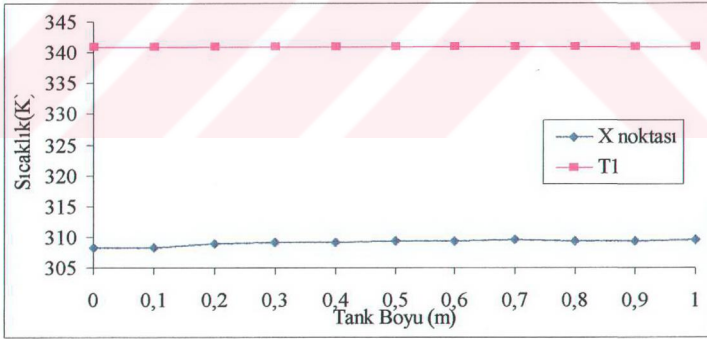


Şekil 9.30 10' nolu tankın sıcaklık dağılımı.

10' nolu tank modelinde kollektör giriş hızı 0,1 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.28'de görüldüğü gibi bir saatte tank içerisinde daha küçük ama daha sıcak bir tabakalaşma bölgesi oluşmuştur. Kollektördeki giriş hızı yüksek olduğu için gömlek içindeki sıcaklıkta yükselmiş ve gömlek etrafında daha yüksek ısı akısı oluşarak tanka verilmiştir. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı 9' nolu tanktaki ile aynıdır. Tank içindeki sıcaklık iki derece yükselmiştir (Şekil 9.29). Şekil 9.30'dan da görüldüğü gibi 6,5 saatin sonunda sıcaklık 5 K daha artarak kullanıma gönderilen şebekeye suyunun sıcaklığı yükseltmiştir.



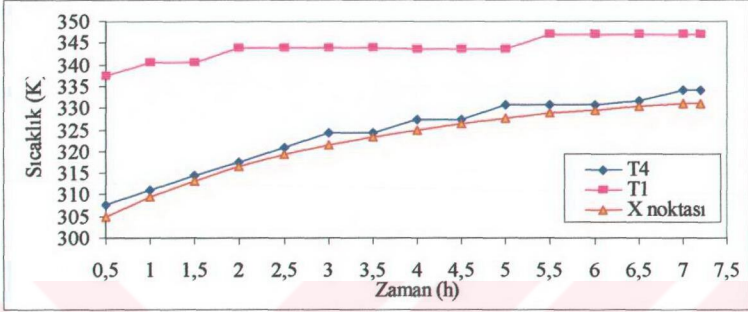
Şekil 9.31 11' nolu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.



Şekil 9.32 11' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

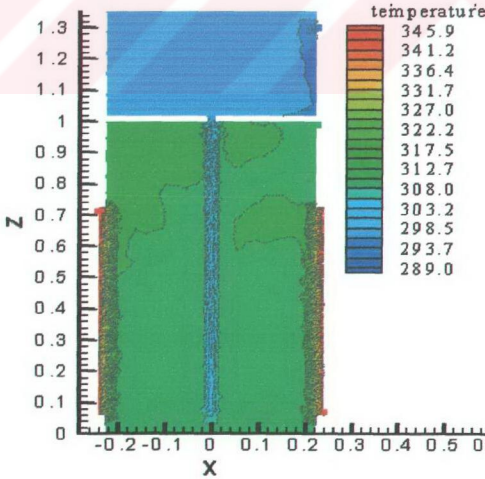
Şekil 9.31'de 11' nolu tank modelinde kollektör giriş suyu sıcaklığı 0,2 m/sn olarak alınmıştır. Kollektör giriş hızı yüksek olduğu için gömlek içerisinde uniform bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Gömlek yüzeyi boyunca da bu sıcaklık tanka geçmektedir. Tank içerisinde ilk andan itibaren daha yüksek sıcaklıkta akış bulunduğu için şebekeden gelen soğuk su daha

sıcak suyla temas ederek kısa sürede depo sıcaklığına erişmektedir. Bu da tank içerisindeki daha soğuk olan tabakalaşma bölgesini ortadan kaldırmaktadır. Kolektör dönüş suyu sıcaklığı 340 K'inin üzerine çıkmıştır. Tank içindeki sıcaklık 309 K değerine ulaşmıştır (Şekil 9.32).

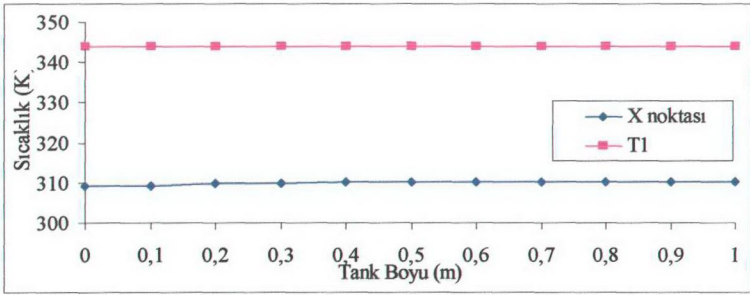


Şekil 9.33 11'olu tankın sıcaklık dağılımı.

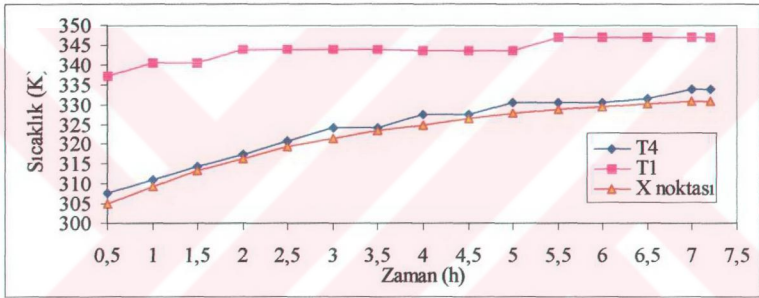
Şekil 9.33'den de görüldüğü gibi 5 saat sonra 330 K sıcaklığına ulaşılmıştır. Tank içerisinde sıcaklık tabakalarının derecesi yükseldiği için tek bir tabaka oluşmuştur.



Şekil 9.34 12'olu tanktaki sıcaklık tabakalaşması.

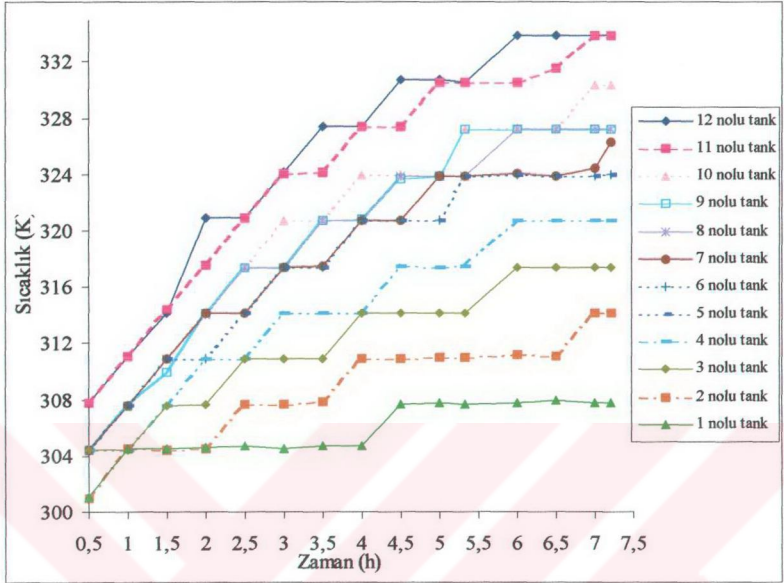


Şekil 9.35 12' nolu tankın 1 saatteki sıcaklık dağılımı.



Şekil 9.36 12' nolu tanktaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.34'de 12' nolu tank modelinde kollektör giriş hızı 0,3 m/sn olarak alınmıştır. Kollektör hızı yüksek olduğu için gömlek geniş bir ısı transfer alanı oluşturmuş ve gömlek etrafında oldukça yüksek ve geniş bir ısıl tabakalaşma bölgesi oluşmuştur. Tank içindeki kaldırma kuvvetinin etkisiyle daha yüksek sıcaklıktaki akışkan tankın üst kısmında toplanmıştır. Şekil 9.35'den de görüldüğü gibi ilk andan itibaren tank içindeki sıcaklık yüksektir. Tank giren soğuk şebeke suyu da hemen ısındığı için alt kısımlarda tabakalaşma yoktur. En yüksek sıcaklık değerine bu hızda ulaşılmıştır. Şekil 9.36'da görüldüğü gibi 6. saatten itibaren 334 K'de kullanım suyu sıcaklığı elde edilmiştir.



Şekil 9.37 Kollektör giriş suyu hızlarına göre tanklardaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.37’de her bir tank modeli için yarım saat ara ile tank içinde kullanıma gönderilecek olan şebeke suyundaki değişimler gösterilmiştir. Zaman içerisinde her bir tanktaki sıcaklık artarak en yüksek olduğu sıcaklığa ulaşmıştır. En yüksek sıcaklığa 11 ve 12’ nolu tanklarda elde edilmiştir. 12’ nolu tank modeli içinde daha yüksek bir sıcaklık tabakalaşması vardır. Daha kısa sürede daha sıcak su elde edilmektedir. Kollektör giriş suyu hızı düştükçe, şebekeye gönderilen sıcak suyun sıcaklığında da azalma görülmüştür. Çünkü hız düştükçe gömlekten tanka geçen ısı akısı da düşmektedir. Bu da sıcaklık tabakalarının derecesini düşürmektedir. Tank içindeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında en iyi sıcaklık kollektör giriş hızı 0,3 m/sn de elde edilmiştir. Tank içinde ilk andan itibaren diğer giriş hızlarına göre daha sıcak su elde edilmiştir.

9.2 Dıştan Gömleklili Düşey Sıcak Su Tanklarında Şebeke Giriş Su Hız Değişiminin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri

Bu çalışmada, güneş enerjili sıcak su sistemlerinde kullanılan dıştan gömleklili düşey sıcak su tanklarında, tanka giren şebeke suyunun giriş hızı değiştirilerek tank içerisindeki ilk bir saatte

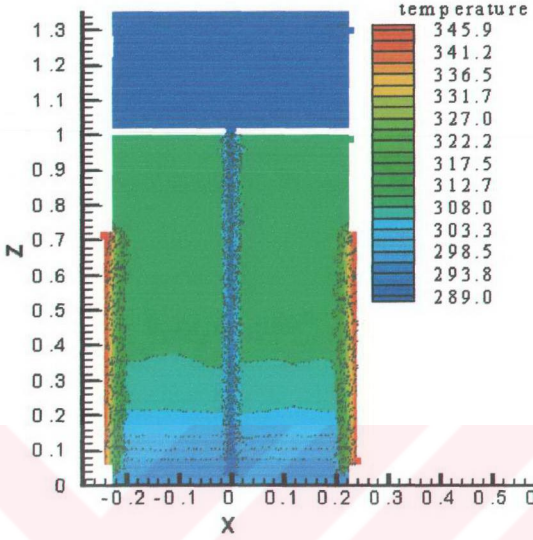
oluşan sıcaklık tabakalaşması incelenmiştir. Farklı giriş hızlarına (Çizelge 9.2) sahip olan her bir tank modeli için, Türkiye'deki aylık güneşlenme süresi olan 7,2 saat/gün dikkate alınarak iterasyon yapılmış ve yarım saatlik aralıklar ile tank içerisindeki X (0,1 0 1) m noktasındaki sıcaklık dağılımı, kollektöre dönen gömlek çıkışıdaki suyun sıcaklığı (T1), kullanım için şebekeye gönderilen suyun sıcaklığı (T4) grafikler yardımıyla gösterilmiştir. Tanklarda oluşan sıcaklık tabakalaşması incelenerek, kullanıma verilen sıcak suyun en yüksek olduğu değere ulaşılmaya çalışılmıştır.

9.2.1 Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması

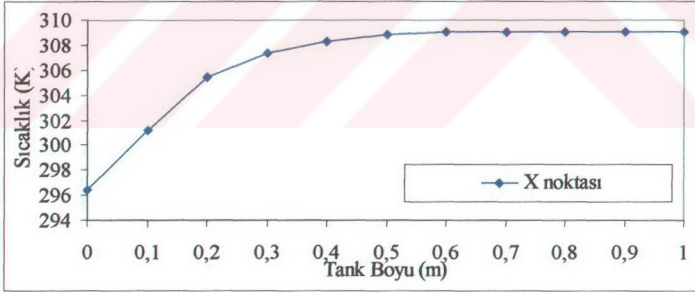
Tank içerisindeki tabakalaşmayı görmek için yedi farklı model üzerinde çalışılmıştır. Yarım saat ara ile kullanıma gönderilen sıcak su çıkış borusundan, gömlek içindeki suyun kollektöre dönüş borusundan ve tankın içerisinde; tankın merkez (X:0, Z:0) noktasından, X (0,1 0 1) m uzaklıkta alınan her bir değer için, tanklara ait grafikler oluşturulmuştur. Farklı giriş hızlarındaki her bir tank için, ilk bir saatteki tank içinde X: 0,10 m noktasında, tankın tabanından (Z:0 m) başlanarak, tankın yüksekliği boyunca (Z:1 m) 0,1 m aralıklarla, tanktaki sıcaklık ölçümleri yapılmış ve tank içindeki tabakalaşmalar incelenmiştir. Her tank modelinde, tankın ilk andaki sıcaklığı 300 K olarak alınmıştır. Tanka giren şebeke suyu giriş hızı ve kollektör suyu giriş hızı ilk anda 0 m/sn olarak alınmıştır. Şebeke suyu giriş hızına göre oluşturulmuş tank modelleri Çizelge 9.2'de verilmiştir. Kollektör suyu sıcaklığı 350 K, giriş hızı 0,3 m/sn ve şehir şebeke suyunun sıcaklığı da 285 K olarak alınmıştır.

Çizelge 9.2 Tank modelleri ve şebeke giriş su hızları.

Tank modeli	A	B	C	D	E	F	G
Hız (m/sn)	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02

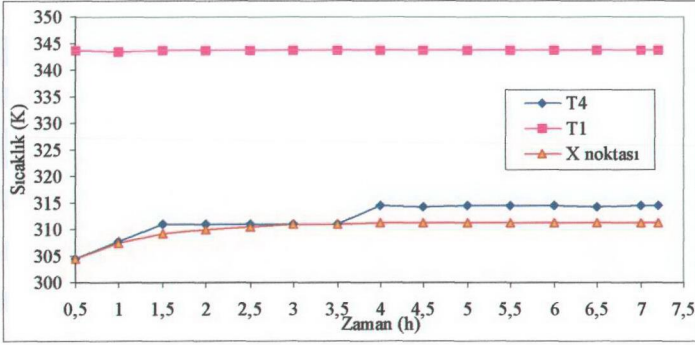


Şekil 9.38 A tankındaki sıcaklık tabakalaşması.



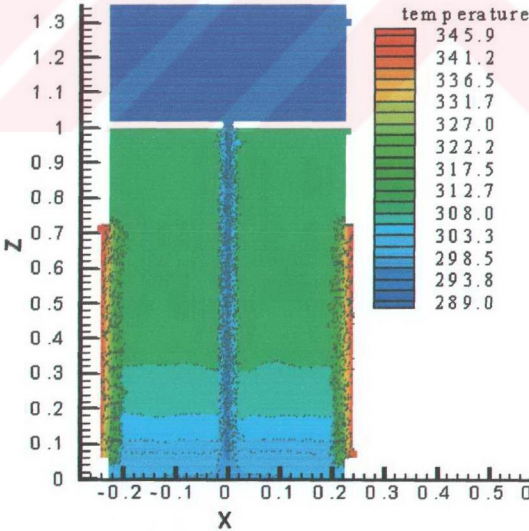
Şekil 9.39 A tankındaki 1 saatlik sıcaklık dağılımı.

A tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,08 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.38'de bir saatteki tank içinde oluşan sıcaklık tabakalaşması gösterilmiştir. Şebeke hızı yüksek olduğu için alt kısımlardaki sıcaklık tabakalarının dereceleri oldukça düşüktür. Isınan su üst kısımlarda toplanmıştır. Tank içindeki sıcaklık bir saatin içinde 296 K'den 309 K'e yükselmiştir (Şekil9.39).

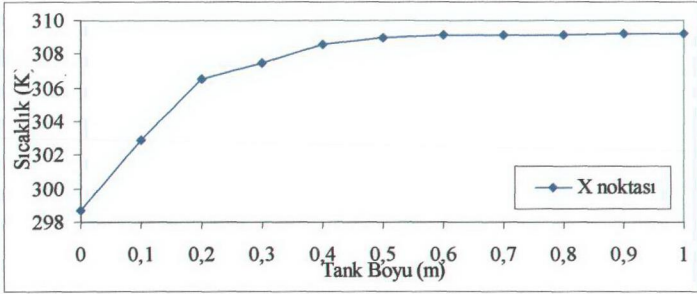


Şekil 9.40 A tankındaki sıcaklık dağılımı.

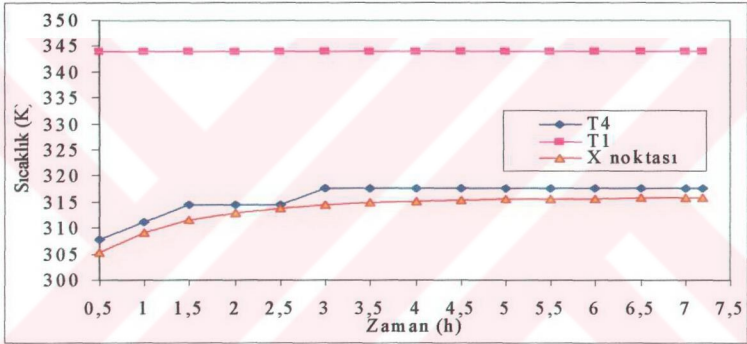
7,2 saat sonunda elde edilen en yüksek sıcaklık ile (Şekil 9.40) ilk bir saatteki tank içinde elde edilen sıcaklık değeri arasında çok fark yoktur. Çünkü tanka giren suyun hızı kadar evlere gönderilen sıcak suyun hızı da 0,08 olduğu için su ısınmadan şebekeye gönderilmektedir. Kollektör giriş hızı tüm tanklarda aynı olduğu için kollektör çıkışındaki suyun sıcaklığında değişiklik görülmemiştir.



Şekil 9.41 B tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

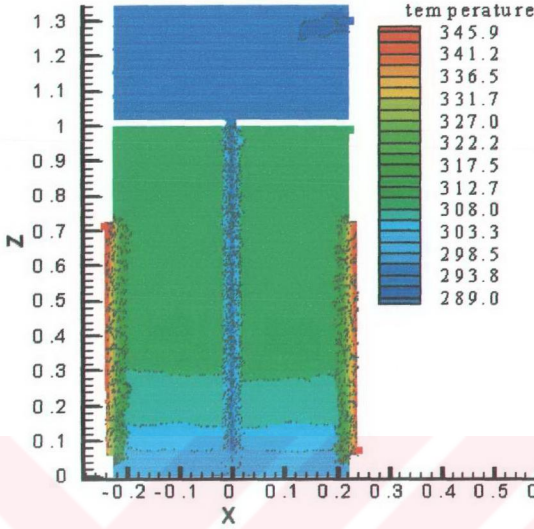


Şekil 9.42 B tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı

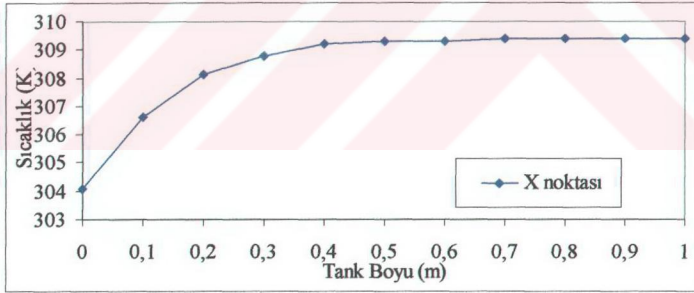


Şekil 9.43 B tankındaki sıcaklık dağılımı.

B tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,07 m/sn olarak alınmıştır. Tankın ilk andaki sıcaklığı daha yüksek olduğu için ısı tabakalarının sıcaklık derecesi de daha yüksektir. Şekil 9.41'de gösterildiği gibi 2,5 saatten sonra tank içindeki sıcaklık 317 K kadar çıkmıştır. Bundan sonra tank ısıl dengeye ulaşmıştır ve sıcaklık aynı kalmıştır.

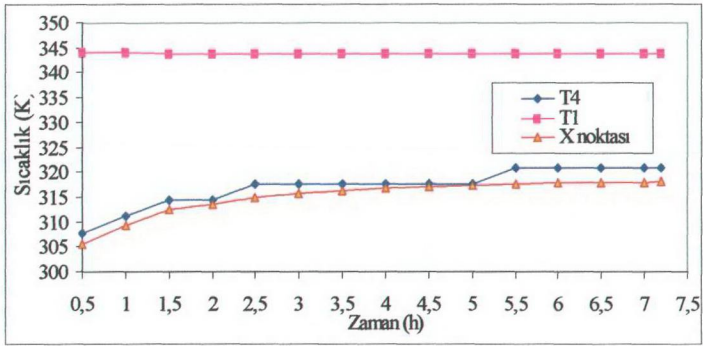


Şekil 9.44 C tankındaki sıcaklık tabakalaşması.



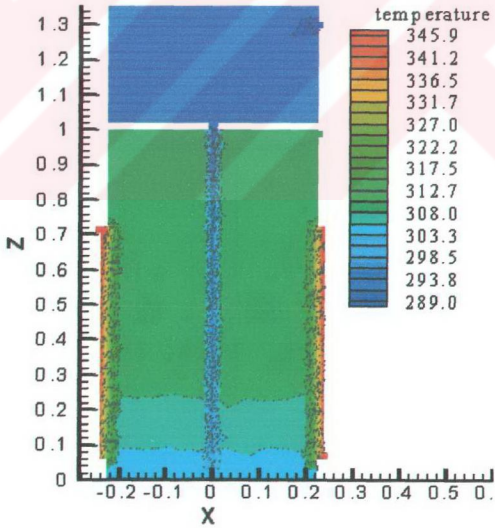
Şekil 9.45 C tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

C tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,06 m/sn olarak alınmıştır. Tankın alt kısmındaki soğuk olan bölgenin hacmi azalmış, üst kısımda daha yüksek sıcaklık tabakalaşma elde edilmiştir (Şekil 9.44).

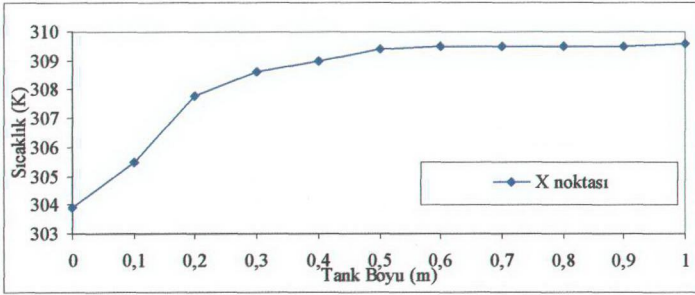


Şekil 9.46 C tankındaki sıcaklık dağılımı.

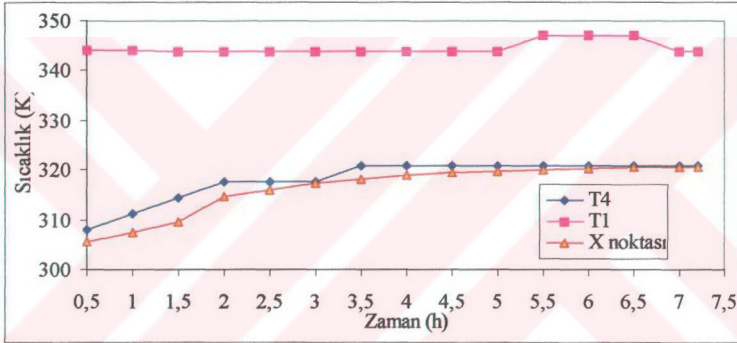
Şekil 9.46'dan da görüldüğü gibi 7.2 saat sonunda suyun sıcaklığı 323 K yükselmiştir. Bu sıcaklık 0,07 m/sn hıza göre daha da yüksektir. Hız düştükçe ısına suyun sıcaklığı da artmıştır.



Şekil 9.47 D tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

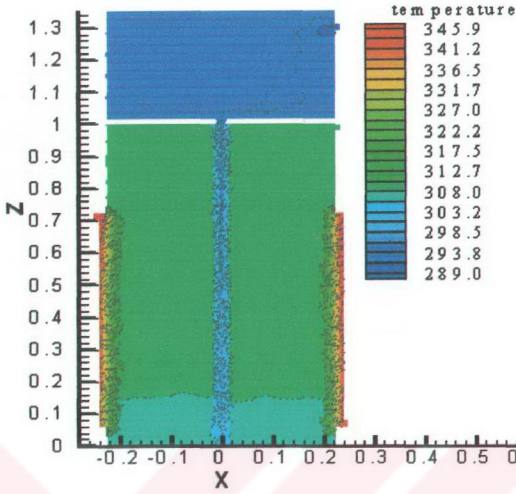


Şekil 9.48 D tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

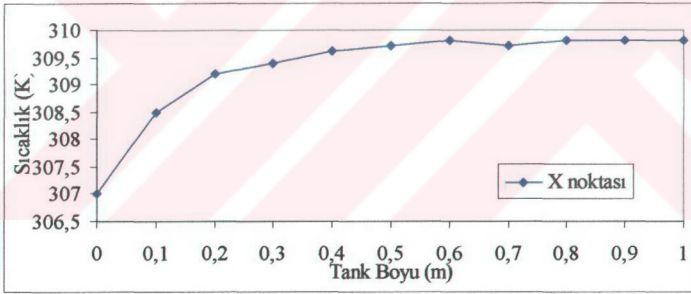


Şekil 9.49 D tankındaki sıcaklık dağılımı.

D tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,05 m/sn olarak alınmıştır. Şekil 9.47 bir saatte tank içinde sıcaklık tabakalaşması gösterilmiştir. Tankın alt kısmında ki daha soğuk olan bölgeler hızın düşmesiyle daha da yüksek sıcaklıkta tabakalaşma meydana getirmiştir. Hız düştükçe şebekeye gönderilen suyun çıkış hızı da düştüğü için daha uzun sürede su tank içinde kalarak sıcak suyla temas etmektedir. 7,2 saat sonunda daha yüksek sıcaklıkta su elde edilmiştir (Şekil 9.49).

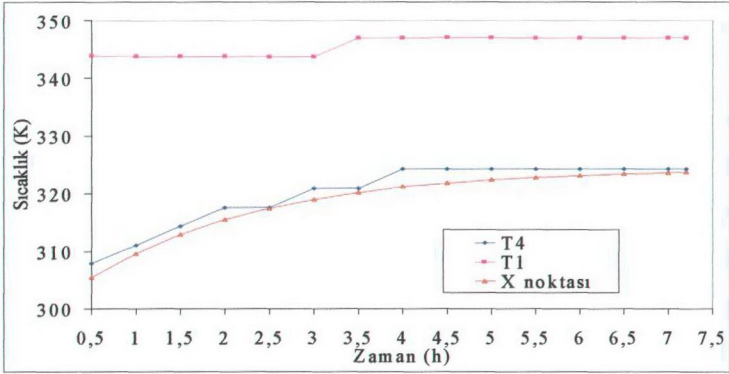


Şekil 9.50 E tankındaki sıcaklık tabakalaşması.



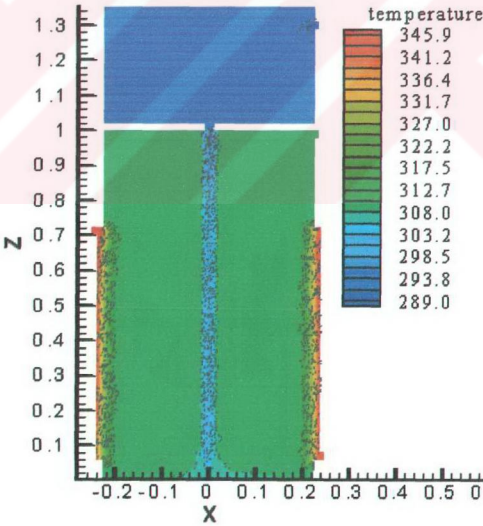
Şekil 9.51 E tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.50'de E tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,04 m/sn olarak alınmıştır. Tank içindeki sıcaklık yükseldiği için tankın alt kısımlarındaki tabakalaşma bölgesindeki sıcaklıkta yükselmiştir. Şebekeden gelen soğuk suyun hızı düşük olduğu için tank içinde hemen ısıl dengeye ulaşmaktadır. Tank içinde iki farklı sıcaklık bölgesi oluşmuştur. Tank içindeki sıcaklık 307 K'den 309 K'e ulaşmıştır (Şekil9.51).

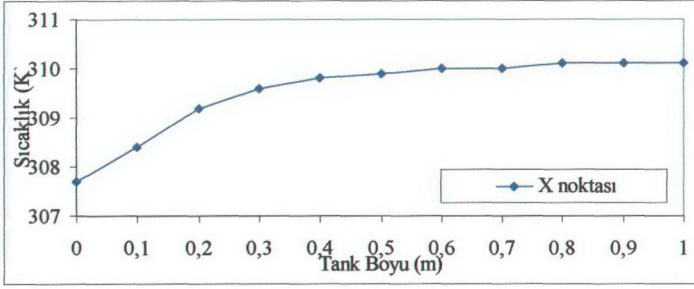


Şekil 9.52 E tankındaki sıcaklık dağılımı.

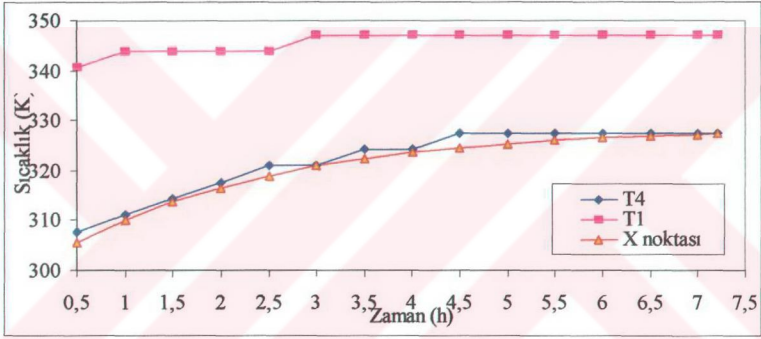
7,2 saat sonunda daha da yüksek sıcaklıkta su elde edilmiştir. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı daha yükselmiştir. Şebekeye gönderilen suyun sıcaklığı 324 K'dir (Şekil 9.52).



Şekil 9.53 F tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

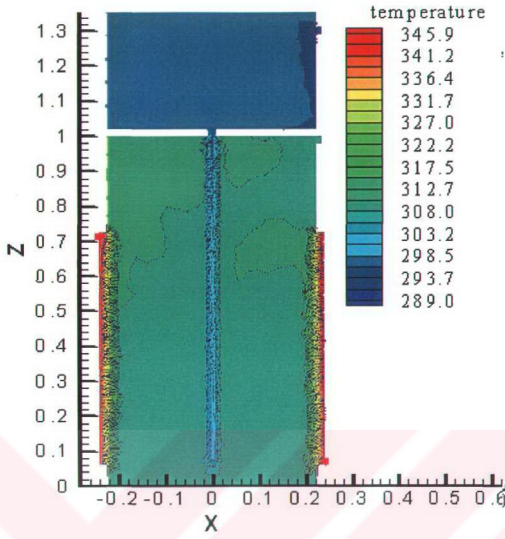


Şekil 9.54 F tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.

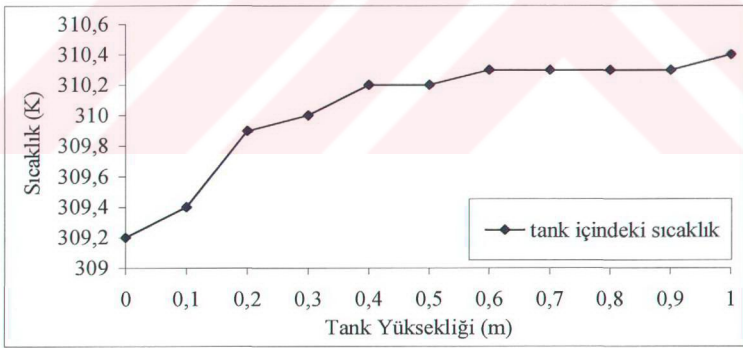


Şekil 9.55 F tankındaki sıcaklık dağılımı.

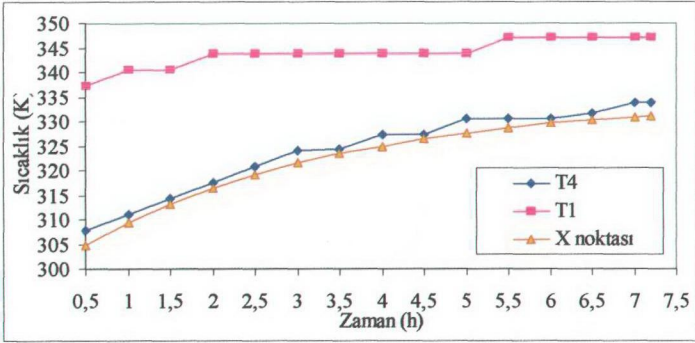
F tank modelinde tanka giren şebeke suyu hızı 0,03 m/sn olarak alınmıştır. Giriş hız düştükçe buna bağlı olarak da tank içindeki hareketlilikte düştüğü için içerdeki tabakalaşma kaybolmaktadır. Hız düşük olduğu için soğuk su tank içinde hemen ısıl dengeye gelmektedir. Daha kısa zaman aralıklarında daha yüksek su elde edilmektedir.



Şekil 9.56 G tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

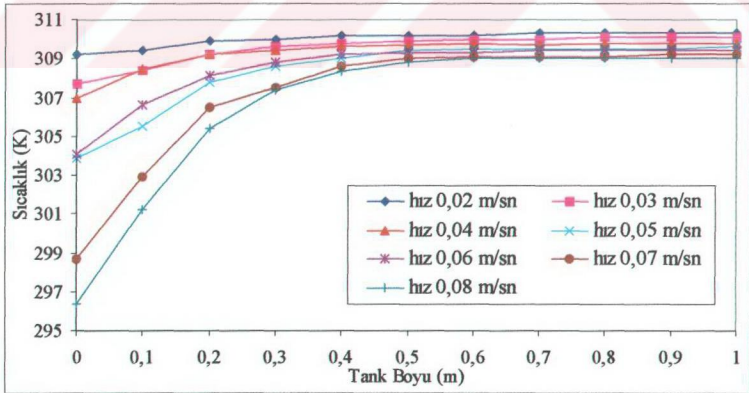


Şekil 9.57 G tankının 1 saatteki sıcaklık dağılımı.



Şekil 9.58 G tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.56'da tanka giren şebeke suyu giriş hızı 0,02 m/sn'dir Şebekeden gelen suyun hızı düşük olduğu için tank içerisinde sıcak suyla olan temas süresi de fazla olduğu için soğuk su hızla ısıl dengeye ulaşır. Tank içinde sıcaklık derecesi yüksek ısıl tabakalaşma bölgesi oluşmuştur. Zaman ilerledikçe bu bölgenin hacmi genişleyerek kaybolmuştur. Tank içerisinde de sürekli bir artış vardır. Diğer giriş hızlarına göre en iyi sıcaklık değerine bu hızda ulaşılmıştır.



Şekil 9.59 Şebeke giriş hızlarına göre tanklardaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.59'dan da görüleceği üzere en iyi sıcaklık değerine şebeke hızı 0,02 m/sn olan G tankından elde edilmiştir. Şebeke giriş hızı düşük olduğunda tank içerisindeki ısınmış su tabakaları yüksek hızla giren soğuk akışkan tarafından bozulmakta ve ısınmadan şebekeye gönderilmektedir. Farklı giriş hızlarına sahip olan tanklarda şebeke giriş hızı arttıkça tank içerisindeki tabakalaşma artmakta ancak kullanım için şebekeye gönderilen suyun sıcaklığında da düşme görülmektedir. Çünkü oluşan tabakalaşmış bölgelerdeki sıcaklık dereceleri düşüktür. Tabakalaşma zaman geçtikçe şebeke giriş hızına bağlı olarak kaybolmaktadır.

9.3 Dıştan Gömlekli Düşey Sıcak Su Tanklarında Gömlek Yeri Değiştirilmesinin Sıcaklık Tabakalaşması Üzerine Etkileri

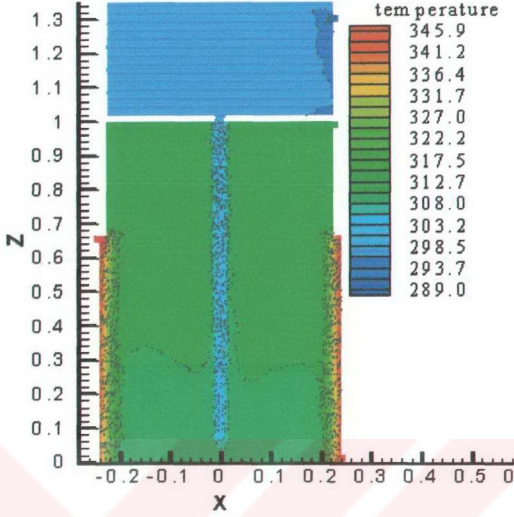
Bu çalışmada, güneş enerjili sıcak su sistemlerinde kullanılan dıştan gömlekli düşey sıcak su tanklarında, gömlek yeri değiştirilerek tank içerisindeki ilk bir saatte oluşan sıcaklık tabakalaşması incelenmiştir. Elde edilen en yüksek sıcaklık değeri 0,3 m/sn kollektör girişinde ve 0,02 m/sn şebeke giriş hızındaki tank modelinde elde edilmişti. Bu giriş hızları kullanılarak, en uygun gömlek seviyesi ve yüksek kullanım suyu sıcaklığına ulaşmaya çalışılmıştır.

9.3.1 Tank Modellerine Göre Sıcaklık Tabakalaşması

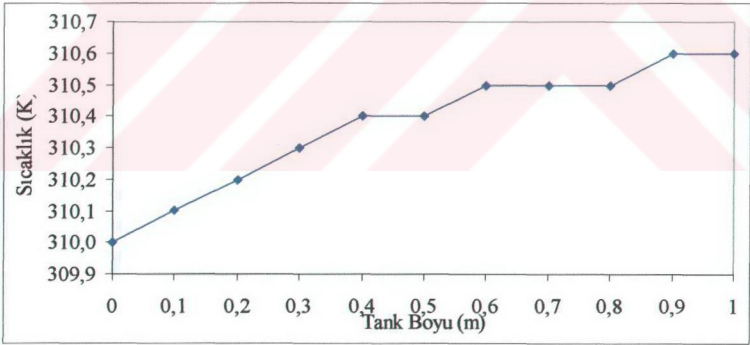
Sekiz farklı model oluşturularak, gömlek yerinin değiştirilmesi ile ilk bir saatteki tankın X:0,1 m noktasında Z eksenini boyunca tankın en alt kısmından en üst noktasına kadar 0,1 m aralıklarla ölçümler alınarak tank içindeki tabakalaşmalar incelenmiştir. Her tank modelinde tanka giren şehir şebeke suyu sıcaklığı ve hızı sırasıyla, 285 K ve 0,02 m/sn olarak alınmıştır. Kollektör suyu giriş sıcaklığı ve hızı sırasıyla, 350 K ve 0,3 m/sn olarak alınmıştır. Gömleğin en altından itibaren 40'ar mm aralıklarla (Çizelge 9.3) kaldırılmış tank modelleri ve buna bağlı olarak tank içindeki sıcaklık dağılımları grafiklerle gösterilmiştir.

Çizelge 9.3 Tank modelleri ve gömlek yüksekliği.

Tank modeli	a	b	c	d	e	F	G	H
Gömlek yüksekliği (m)	0	0,04	0,08	0,12	0,16	0,2	0,24	0,28



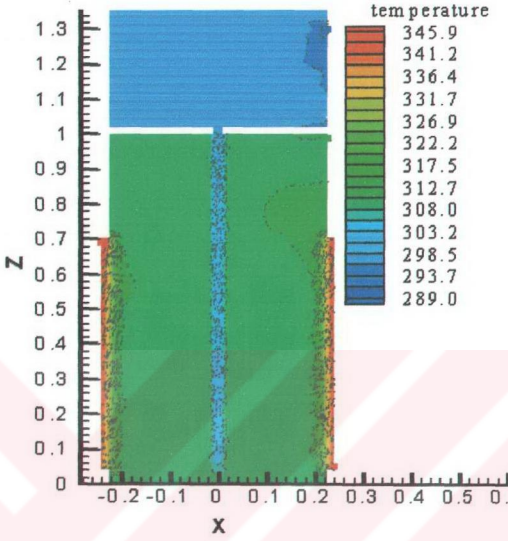
Şekil 9.60 a tankındaki sıcaklık tabakalaşması.



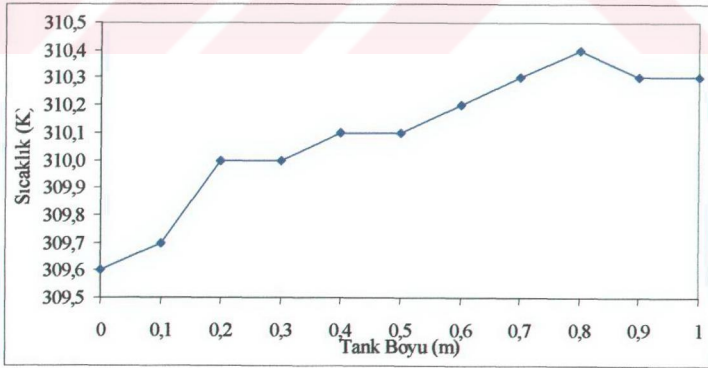
Şekil 9.61 a tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.60'daki a tank modelinde gömlek, tankın en alt kısmına yerleştirilmiştir. Gömlek en alt kısımda olduğu için tank içinde yüksek sıcaklıkta tabakalaşmış iki bölge oluşmuştur. Şekil 9.61'den de görüldüğü gibi, tankın ilk anından itibaren tank içindeki suyun sıcaklığı yüksek

derecede olduğu için, tank içindeki ısı tabakalaşmanın derecesi de yüksektir. Bu da kullanım suyunun sıcaklığının daha yüksek olmasını sağlamaktadır.

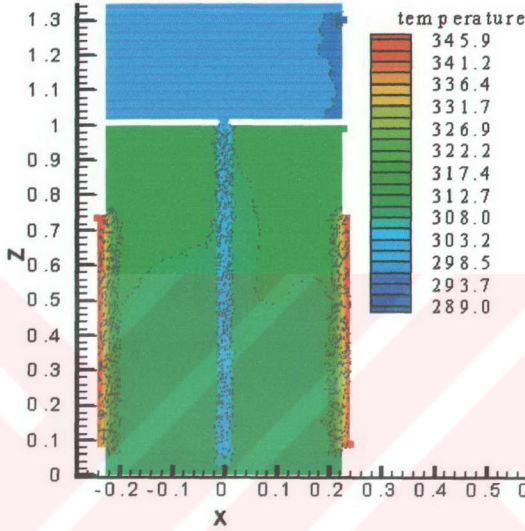


Şekil 9.62 b tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

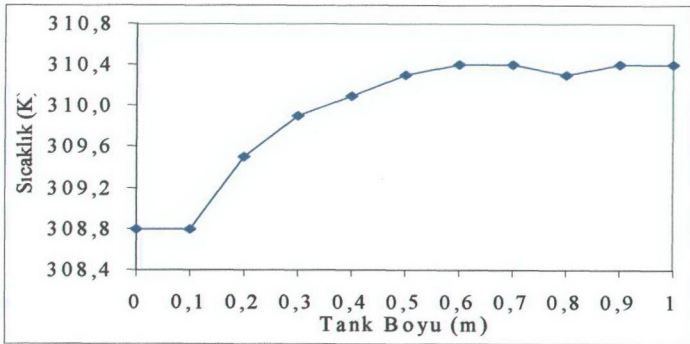


Şekil 9.63 b tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.62 b tank modelinde gömlek, tankın en alt kısmından 40 mm yukarı kaldırılmıştır. Tankın en alt kısmındaki sıcaklık düşmüştür. Buna bağlı olarak ta kullanım suyu sıcaklığında düşme görülmektedir (Şekil 9.63). Tank içindeki tabakalaşmış bölgesinin sıcaklığı düşüktür.

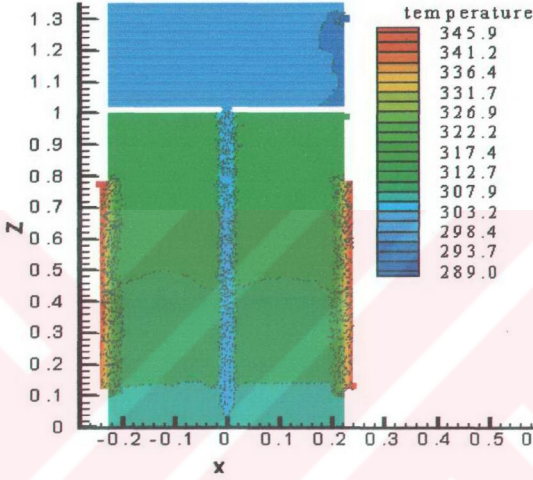


Şekil 9.64 c tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

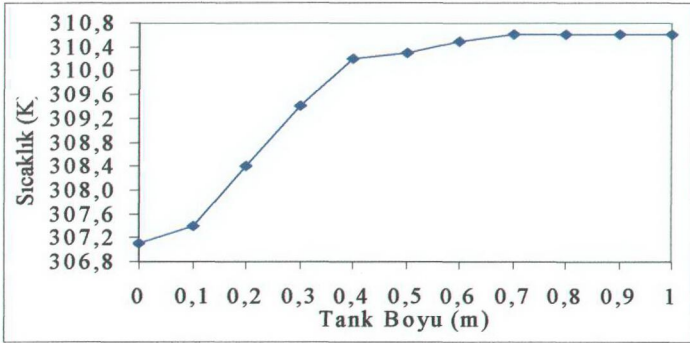


Şekil 9.65 c tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.64 c tank modelinde gömlek tankın en alt kısmından 80 mm yukarı kaldırılmıştır. Tankta olan ısı geçişi gömlekten sağlandığı için tankın en alt kısımlarındaki suyun sıcaklığı düşmektedir. Şekil 9.65'den de görüldüğü gibi gömlek, üst kısımda olduğu için üst kısımlarda daha yüksek ısı tabakalaşması meydana getirmiştir.

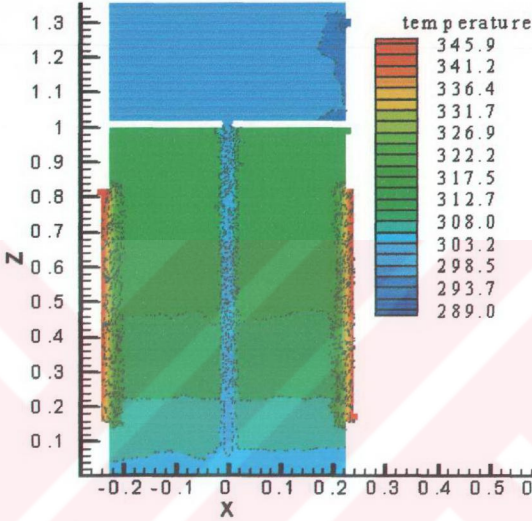


Şekil 9.66 d tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

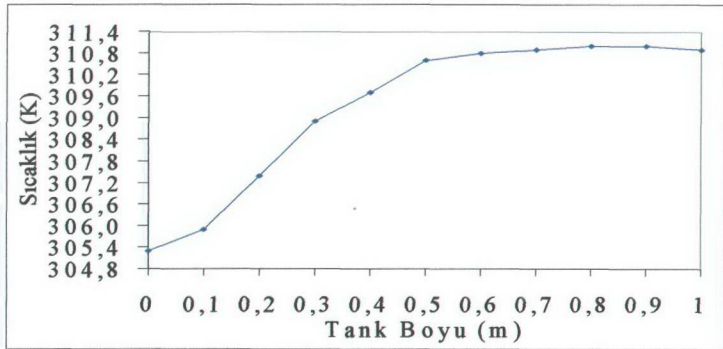


Şekil 9.67 d tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.66 d tank modelinde gömlek, tankın en altından 120 mm yukarı kaldırılmıştır. Tank içinde oluşan tabakalaşmaların da sıcaklığı c tankına göre daha düşüktür. Tank içinde, sıcaklığı daha düşük tabakalaşma bölgesi oluşmuştur. Şekil 9.67'den de görüldüğü gibi tankın en alt kısmındaki suyun sıcaklığı daha da düşmüştür.

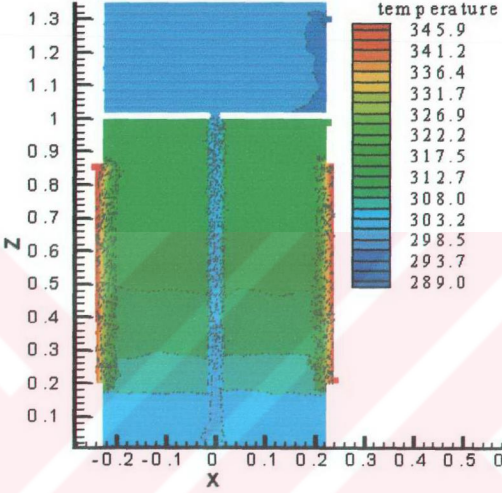


Şekil 9.68 e tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

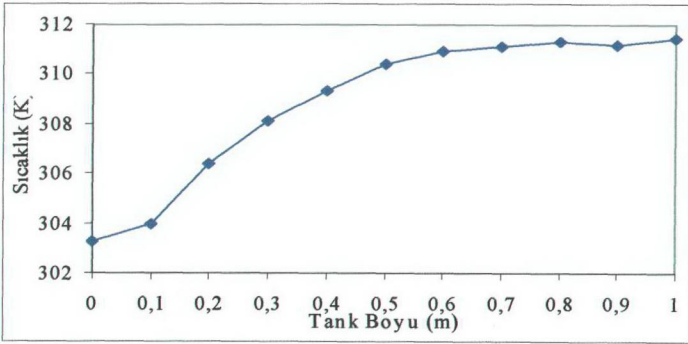


Şekil 9.69 e tankındaki sıcaklık dağılımı.

e tank modelinde gömlek tankın en alt kısmından 160 mm yukarı kaldırılmıştır. Şekil 9.68'den de görüldüğü gibi tankın en alt kısmında daha da soğuk olan başka bir tabakalaşma bölgesi oluşmuştur. Tankın üst kısmındaki sıcak olan bölge hacimce biraz daha azalmıştır. Şekil 9.69'dan da görüldüğü gibi tankın alt kısmında sıcaklık daha düşmüştür.

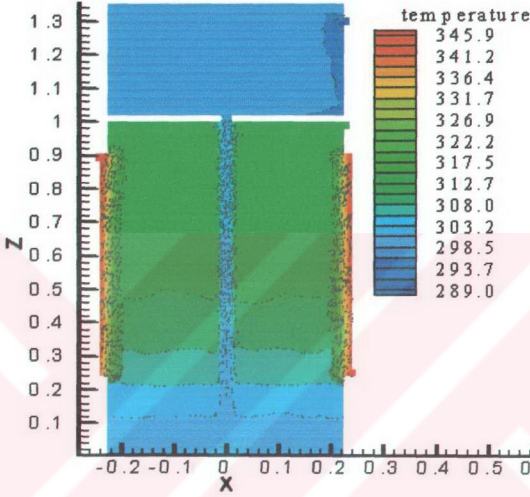


Şekil 9.70 f tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

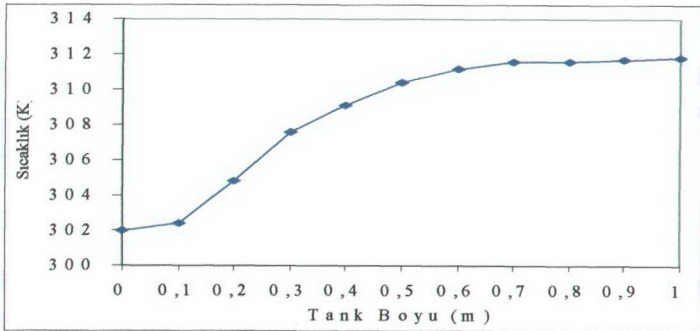


Şekil 9.71 f tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.70 f tank modelinde gömlek tankın en alt kısmından 200 mm yukarı kaldırılmıştır. Alt kısımda ki soğuk olan tabakalaşma bölgesi hacimce daha da büyümüşür ve tankın üst kısmındaki sıcak bölgenin de hacmi azalmıştır. Şekil 9.71’de görüldüğü gibi, tankın alt kısmında ve tabakalaşma bölgesindeki sıcaklık değerleri de düşmüştür.

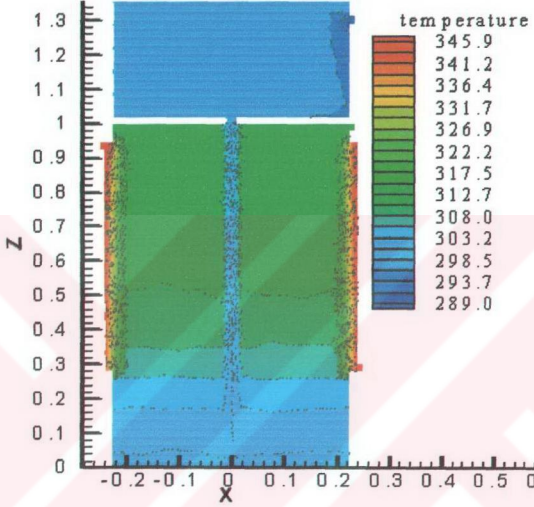


Şekil 9.72 g tankındaki sıcaklık tabakalaşması.



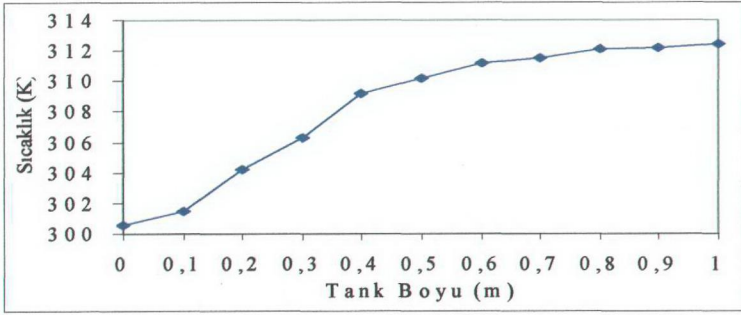
Şekil 9.73 g tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.72 g tank modelinde gömlek, tankın en altından 240 mm yukarı taşınmıştır. Diğer tank modellerine göre gömleğin alt kısımlarındaki tabakalaşmış bölgeler arasındaki sıcaklık farkı yüksektir. Tankın alt kısmında daha soğuk başka bir sıcaklık bölgesi oluşmuştur. Şekil 9.73'den de görüldüğü gibi tank içindeki tabakalaşma sıcaklığı 302 K den 312 K sıcaklığına yükselmiştir.



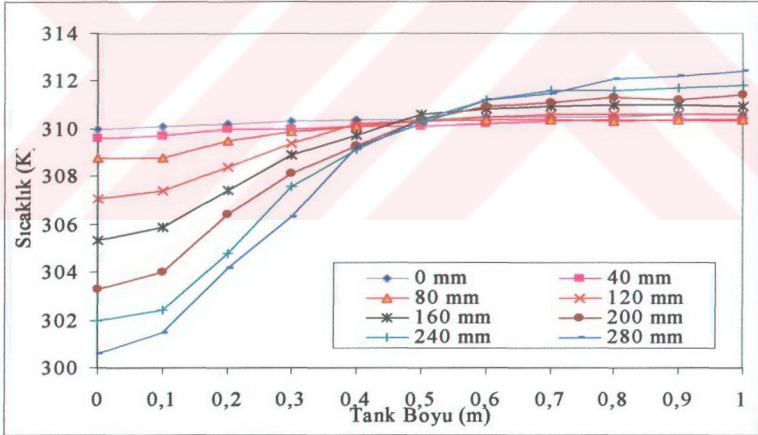
Şekil 9.74 h tankındaki sıcaklık tabakalaşması.

Şekil 9.74 h tank modelinde gömlek, tankın en altından 280 mm yukarı taşınmıştır. Soğuk depodan gelen su tankın en alt kısmında birikmeye başlamıştır. Tankın alt kısımlarındaki tabakalaşmış bölgelerin sıcaklığı da düşmüştür Tankın üst kısmındaki sıcaklık artmıştır. Şekil 9.74 de görüldüğü gibi sıcak su tabakasının olduğu bölge küçüktür. Bu durumda soğuk su tabakası en büyük hacme ulaşmış olması, büyük miktarda sıcak suyu uzun süre elde edememe olumsuzluğunu ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 9.75 h tankındaki sıcaklık dağılımı.

Şekil 9.75 ' den de görüldüğü gibi tankın içinde ve kullanıma verilen su sıcaklığı (T_3) nın arttığı görülmektedir. Tankın alt ve üst kısımları arasındaki sıcaklık farkı 11-12 K civarına çıkmıştır.



Şekil 9.76 Gömlek yerleri değiştirilmiş tank modelleri.

Gömlek, tankın en alt kısmından başlanarak yukarı doğru taşınmış modellerine göre, tank içindeki sıcaklık dağılımları Şekil 9.76'da gösterilmiştir. İlk bir saat sonunda gömlek yerinin değiştirilmesi kullanıma gönderilecek suyun sıcaklığında çok büyük farklar oluşturmamıştır.

İç tanka olan ısı geçişi gömlek etrafındaki tankın duvarları boyunca gerçekleştiği için gömlek yukarı doğru kaldırıldıkça tankın alt kısımlarında daha soğuk olan bölgeler oluşmuştur. Yükleme zamanı artıkça şebekeden gelen su tankın içinde ısı dengeye ulaşmaya çalışacaktır. Alt kısımlardaki soğuk bölgelyi oluşturan akışkan sürekli olarak ısıyı çekerek yükselmeye başlayacaktır. Bu da şebekeye gönderilecek olan suyun sıcaklığına etki edecektir ve daha düşük sıcaklıkta su elde edilecektir. Gömlek en alt kısımda olduğunda ise alt kısımda şebekeden gelen su direkt sıcak suyla karışmakta ve daha kısa sürede ısı dengeye ulaşmaktadır. Tank içinde daha yüksek derecede sıcaklık katmanları oluşmaktadır. Yükleme zamanı artıkça da ısı tabakalaşma bölgesindeki sıcaklık artacak ve daha sıcak su kullanıma gönderilecektir.



10. SONUÇLAR

Dıştan gömleklili düşey sıcak su tanklarındaki sıcaklık tabakalaşmaları, üç farklı çalışma yapılarak incelenmiştir. Buna göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.

1. Sıcak su tanklarında, gömleğe giren sıcak suyun giriş hızı düşük olduğunda, gömlek içindeki sirkülasyon yavaş olmakta ve tanktan suya geçen ısı enerji miktarı az olmaktadır. Gömleğin üst kısmına yakın bölgelerde daha fazla ısı geçişi olmaktadır.
2. Kollektör su giriş hızı artıktça, gömlek içinde suyun sirkülasyonu hızlanmakta ve gömlek içinde iyi bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Böylece tanka geçen ısı miktarı da artmakta ve daha yüksek sıcaklıkta bir tabakalaşma bölgesi oluşmaktadır.
3. En iyi sıcaklık tabakalaşması gömleğe giriş hızı 0,3 m/s tank modelinde elde edilmiştir. Tank içinde daha büyük ve yüksek sıcaklıkta bir ısı tabaka elde edilmiştir. Bu da sistemin performansını artırmaktadır.
4. Sıcak su tanklarında, tanka giren soğuk şebeke suyunun hızı yüksek olduğu zaman tank içindeki akışkanı hareketlendirerek tank içindeki tabakalaşmayı bozmuştur.
5. Soğuk şebeke suyu giriş hızı yüksek olduğunda tank içinde bekleme süresi de azalmakta ve su ısınmadan şebekeye gönderilmektedir.
6. Soğuk şebeke suyu giriş hızı yüksek olduğunda tank içinde oluşan tabakalaşmış bölgelerin sıcaklığı düşmekte ve hacimce daha fazla olduğu için tankın üst kısmındaki sıcak olan bölgenin hacmini ve sıcaklığını da düşürmektedir.
7. Soğuk şebeke suyu giriş hızı düşüktçe, akışkanın çıkış hızı da düşük olduğu için tanka giren soğuk su tank içinde daha fazla kalmakta ve hemen ısı dengeye ulaşarak tank içindeki ısı tabakalaşma bölgelerinin sıcaklığını yükseltmiştir.
8. En iyi tabakalaşma giriş hızı 0,02 m/sn olan tank modelinde elde edilmiştir. Tank içinde daha büyük ve daha sıcak bir ısı tabaka elde edilmiştir. Böylece kullanım suyu sıcaklığı (T_3) en yüksek değere ulaşmaktadır.
9. Tankın etrafını saran gömlek, yukarı doğru kaldırıldıkça tank içinde oluşan ısı tabakaları arasındaki sıcaklık farkları yükselmiştir. Tankın alt kısımlarında daha düşük sıcaklıkta ısı tabakalaşma bölgeleri oluşmuştur.
10. Gömlek, sıcak su depolama tankının en üst kısmına yerleştirildiğinde kullanım suyu sıcaklığı (T_3) en yüksek değere ulaşmaktadır.
11. Gömlek sıcak su tankının üst tarafına doğru yerleştirilmesi durumunda, tankın üst kısmında oluşan sıcak su tabakası gittikçe küçülmektedir.
12. Tankın üst kısmında oluşan sıcak su tabakasının küçülmesi güneş olmayan saatlerde, sıcak su tankından alınabilecek sıcak su miktarını olumsuz etkileyecektir.

13. Gömlek tankın alt kısımlarına doğru yerleştirildike üst kısımdaki sıcak olan bölgenin hacmi de artmaya başlamıştır.
14. Yukarıda belirtilen sonuçlar dikkate alındığında, gömlek sıcak su tankının en alt ve en üst kısımlarına yerleştirilmemesi gerektiği kanaatine varılmıştır. Ara bölgede bir yere yerleştirilmesi en uygun çözümdür.

Dıştan gmlekleli düşey sıcak su tanklarında, şebeke suyu giriş hızı 0,02m/sn, kollektör giriş suyu hızı 0,3m/sn olarak alındığında ve gömlek tankın ara kısmına yerleştirildiğinde tank içerisinde daha yüksek sıcaklıkta ve daha geniş sıcaklık tabakası elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Adrian B. (1978), *Convection Heat Transfer*, A Willey – Interscience Pub., New York.
- Alizadeh S. (1999), "An Experimental and Numerical Study of Thermal Stratification in a Horizontal Cylindrical Solar Storage Tank", *Solar Energy*, 66:409-421.
- Dinçer İ., Rosen M.A. (1999), "Thermal Storage and Exergy Analysis: The Impact of Stratification", *Transactions of CSME*, 23:173-186.
- FLUENT Support Group (2000), *GAMBİT User's Guide*, Fluent, Inc.
- Hahne E., Chen Y. (1998), "Numerical Study of Flow and Heat Transfer Characteristics in Hot Water Stores", *Solar Energy*, 66:9-18.
- Incropera F., Dewitt D. (2001), *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Kakaç S., Yüncü H. (1999), *Temel Isı Transferi*, Bilim Yayıncılık, Ankara.
- Khalifa N., Hussian M., (2002), "Heat Flow in a Horizontal Solar Thermal Storage Tank with an Auxiliary Heater", *Energy Conversion&Management*, 43: 549-555.
- Khalifa N., Mehdi M. (1998), "On the Verification of One Dimensional Heat Flow in a Horizontal Thermosyphon Storage Tank", *Energy Conversion&Management*, 40:961-947.
- Knudsen S., Furbo S. (2003), "Thermal Stratification in Vertical Mantle Heat-Exchangers With Application to Solar domestic Hot Water Systems", *Applied Energy*.
- Oliveski R., Krenzinger A., "Vielmo H. (2003), Cooling of Cylindrical Vertical Tanks Submitted to Natural Internal Convektion", *Heat and Mass Transfer*, 46:2015-2026.
- Öztürk H., Başçetinçelik A. (1999), "Güneş Enerjisi Depolama Yöntemlerinin Karşılaştırılması", *Güneş Günü Sempozyumu*, 25-27 Haziran 1999, Kayseri, 235-242.
- Öztürk A., Kılıç A. (1980), *Güneş Enerjisi, Kipaş Dağıtımçılık*, İstanbul.
- Rosen M. (2001), "The Exergy of Stratified Thermal Energy Storages" *Solar Energy*, 71:173-185.
- Selamoğlu S. (1988), ' *Fundamentals of Fluid Mechanics*', M.E.T.U., Ankara.
- Shah L. (2000), "Heat Transfer Correlations for Vertical Mantle Heat Exchangers", *Solar Energy*, 69:157-171.
- Shah L., Furbo S. (2003), "Entrance Effects in Solar Storage Tanks", *Solar Energy*, 75:337-348.
- Shah L., Furbo S. (1998), "Correlation of Experimental and Theoretical Heat Transfer in Mantle Tanks Used in Low Flow SDHW Systems", *Solar Energy*, 64: 245-256.
- Shah L, Morrison G., Behnia M.(2000), "Characteristics of Vertical Mantle Heat Exchangers For Solar Water Heaters", *Solar Energy*, 67:79-91.
- Shin M., Kim H., Jang D. (2004), "Numerical and Experimental Study on the Design of a Stratified Thermal Storage System", *Applied Isıl Engineering*, 24:17-27.
- P.V. Suhas (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, pp. 79 – 109, Hemisphere Pub Co., New York.
- Wildin M.W (1990), "Performance of Stratified Vertical Cylindrical Thermal Storage Tanks", *Part 1: Prototype Tank*, ASHRAE, 1096-1105.

Wildin M.W., Truman C.R, (1990) ,” Performance of Stratified Vertical Cylindrical Thermal Storage Tanks”, Part I: Scale Model Tank, ASHRAE, 1086-1095.

Yoo H., Kim J. (1999),”Approximate Analytical Solutions for Stratified Thermal Storage Under Variable Inlet Temperature”, Solar Energy, 66:47-56.

Zachar A. Farkas I., Szlivka F. (2003), “Numerical Analyses of the Impact of plates for Thermal Stratification Inside a Storage Tank With Upper and Lower Inlet Flows”, Solar Energy, 74:287-302.

INTERNET KAYNAKLARI

[1] www.eie.gov.tr

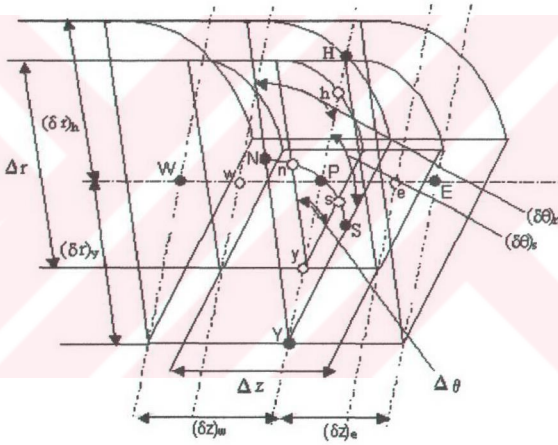


Ek 1 Konveksiyon Denklemlerinin Cebirsel Hale Getirilmesi

Kütlenin korunumu (süreklilik), momentum ve enerji denklemleri ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinde temel denklemler diye adlandırılırlar. Bu denklemler üç boyutlu akış için cebirsel hale getirilmiştir. Temel denklemlerin cebirsel hale getirilmesinde; bu denklemlerin konveksiyonla ilgili kısımlarına Upwind metodu, difüzyonla ilgili kısımlarına ise Merkezi - Farklar metodu uygulanmıştır (Suhas, 1980).

1.1. Kütlenin Korunumu (Süreklilik) Denkleminin Cebirsel Hale Getirilmesi

Süreklilik denkleminin cebirsel hale getirilmesi işlemi, üç boyutlu akış düşünülerek Şekil 1.1'deki kontrol hacmi üzerinde yapılmıştır. Kontrol hacminde P, merkez nokta, H ve Y noktaları r-yönünde P 'ye yakın noktalar. N ve S noktaları θ -yönünde P 'ye yakın noktalar. E ve W noktaları ise z-yönünde P 'ye yakın noktalar. Kontrol hacminin r - yönündeki uzunluğu Δr , θ - yönündeki açısal değişimi ise $\Delta\theta$ ve z - yönündeki uzunluğu Δz 'dir.



Şekil 1.1 Süreklilik denkleminde üç boyutlu akış durumu için kontrol hacmi (Düğüm noktası sistemi)

Bölüm 3'te verilmiş olan (3.6) eşitliğinde yoğunluğun zamanla değişimi $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ alınarak cebirsel hale getirme işlemine devam edilmiştir.

(3.6) no 'lu denklem Şekil 1.1'deki kontrol hacmi üzerinde integre edilirse,

$$[(r \cdot \rho V_r)_h - (r \cdot \rho V_r)_y] \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t + [(\rho V_\theta)_n - (\rho V_\theta)_s] \Delta r \cdot \Delta z \cdot \Delta t$$

$$+[(\rho V_z)_e - (\rho V_z)_w] \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t = 0 \quad (1.1)$$

elde edilir. (ρV_r) , (ρV_θ) ve (ρV_z) terimleri UPWIND (Suhas, 1980) Metodu kullanılarak yazılıp düzenlenirse.

$$\begin{aligned} & \left([F_h, 0] + [-F_y, 0] + [F_n, 0] + [-F_s, 0] + [F_c, 0] + [F_w, 0] \right) \Delta P = \left(-F_h, 0 \right) \Delta H \\ & + \left([F_y, 0] \right) \Delta Y + \left([-F_n, 0] \right) \Delta N + \left([F_s, 0] \right) \Delta S + \left(-F_c, 0 \right) \Delta E + \left([F_w, 0] \right) \Delta W \end{aligned} \quad (1.2)$$

elde edilir. (1.2) eşitliği genel konveksiyon - difüzyon formülasyonu şeklinde belirtiler katsayıları aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$a_p \Delta P = a_H \Delta H + a_Y \Delta Y + a_N \Delta N + a_S \Delta S + a_E \Delta E + a_W \Delta W \quad (1.3)$$

$$a_H = \left[-F_h, 0 \right], a_Y = \left[F_y, 0 \right], a_N = \left[-F_n, 0 \right], a_S = \left[F_s, 0 \right]$$

$$a_E = \left[-F_c, 0 \right], a_W = \left[F_w, 0 \right]$$

$$a_p = a_H + a_Y + a_N + a_S + a_E + a_W$$

Cebirsel hale getirilmiş (1.3) eşitliği genel formda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$a_p \Delta P = \sum a_{nb} \Delta N_b \quad (1.4)$$

1.2. Momentum (Hareket) Denklemlerinin Cebirsel Hale Getirilmesi

r , θ ve z - yönündeki momentum denklemlerinin cebirsel hale getirilmesi işlemi üç boyutlu akış düşünülerek Şekil 1.1 deki kontrol hacmi üzerinde yapılmıştır.

Bölüm 3'te verilmiş olan r - yönündeki momentum (3.39) eşitliğinin solundaki ifade

konveksiyonla ilgili kısım, sağındaki $\mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_r)}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \mu \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta}$ ise

difüzyonla ilgili kısımdır. Basınç terimi $-\frac{\partial P}{\partial r}$, kaynak terimi ise

$-\frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\rho V_\theta^2}{r} + \rho g_r \beta \Delta T$ 'dir. (3.39) eşitliği Şekil 1.2 'deki kontrol hacmine göre integre

edilirse,

$$\begin{aligned} & \left(\rho \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta z \right)_1 \Delta P_1 - \left(\rho \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta z \right)_0 \Delta P_0 + (\rho r V_r \Delta \theta \Delta z \Delta t)_h \Delta H_h - (\rho r V_r \Delta \theta \Delta z \Delta t)_y \Delta Y_y \\ & + (\rho V_\theta \Delta r \Delta z \Delta t)_n \Delta N_n - (\rho V_\theta \Delta r \Delta z \Delta t)_s \Delta S_s + \left(\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \right)_c \Delta P_c - \left(\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \right)_w \Delta P_w \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= (P_y - P_h) \Delta r \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \left(\Gamma \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r \frac{\partial \varnothing}{\partial r} \right)_h - \left(\Gamma \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r \frac{\partial \varnothing}{\partial r} \right)_y + \left(\Gamma \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial \theta} \right)_n \\
&- \left(\Gamma \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial \theta} \right)_s + \left(\Gamma \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial z} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial z} \right)_w \\
&- 2(V_{\theta, h} - V_{\theta, y}) \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho V_0^2 \Delta r \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho g_r \beta \Delta T \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t
\end{aligned} \quad (1.5)$$

eşitliği elde edilir. Genel bağımlı değişken $\varnothing = V_r$, genel difüzyon katsayısı, $\Gamma = \mu$ 'dür. (1.5) eşitliği genel bağımlı değişken ve genel difüzyon katsayısı cinsinden ifade edilmiştir.

$$(\rho V_r \cdot r \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t) \varnothing, (\rho V_{\theta} \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot \Delta t) \varnothing, \left(\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta t \right) \varnothing \quad (1.6)$$

(1.5) eşitliğindeki (1.6) terimleri düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden yazılmalıdır. Bunun için konveksiyon terimlerine UPWIND (Suhas, 1980) metodu uygulanmıştır. Bu metodu uygulamak için iki yeni sembol tanımlanmıştır.

F= Konveksiyonla olan kütle transferi

D= Bir yüzeyden difüzyon etkisi (Difüzyon katsayısı) 'dır.

Tanımlanan F sembolü, kontrol hacmindeki düğüm noktaları için konveksiyon terimleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\begin{aligned}
F_1 &= (\rho)_1 \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z, F_0 = (\rho)_0 \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z, F_h = (\rho V_r)_h \cdot r_h \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t, \\
F_y &= (\rho V_r)_y \cdot r_y \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t, F_n = (\rho V_{\theta})_n \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot \Delta t, F_s = (\rho V_{\theta})_s \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot \Delta t, \\
F_e &= (\rho V_z)_e \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta t, F_w = (\rho V_z)_w \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta t
\end{aligned} \quad (1.7)$$

Yukarıdaki (1.6) eşitlikleri tekrar düzenlenerek aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir.

$$F_1 \varnothing_1, F_0 \varnothing_0, F_h \varnothing_h, F_y \varnothing_y, F_n \varnothing_n, F_s \varnothing_s, F_e \varnothing_e, F_w \varnothing_w \quad (1.8)$$

(1.7) eşitliğindeki konveksiyon terimlerine UPWIND metodu (Suhas, 1980) uygulanırsa,

t-zaman boyutu için

$F_1 > 0$ ise $\varnothing_1 = \varnothing_P$ dir

$F_1 < 0$ ise $\varnothing_1 = \varnothing_I$ dir

1 noktasındaki konveksiyon denklemi:

$$F_1\emptyset_1 = \emptyset P[[F_1, o]] - \emptyset I[[-F_1, o]] \quad (1.9)$$

$F_1 > 0$ ise $\emptyset_1 = \emptyset O$ dir.

$F_1 < 0$ ise $\emptyset_1 = \emptyset P$ dir.

0 noktasındaki konveksiyon denklemi:

$$F_0\emptyset_0 = \emptyset O[[F_0, o]] - \emptyset P[[-F_0, o]] \quad (1.10)$$

r-yönü için

$F_h > 0$ ise $\emptyset_h = \emptyset P$ dir.

$F_h < 0$ ise $\emptyset_h = \emptyset H$ dir.

h noktasındaki konveksiyon denklemi:

$$F_h\emptyset_h = \emptyset P[[F_h, o]] - \emptyset H[[-F_h, o]] \quad (1.11)$$

$F_y > 0$ ise $\emptyset_y = \emptyset Y$ dir.

$F_y < 0$ ise $\emptyset_y = \emptyset P$ dir.

y noktasındaki konveksiyon denklemi ise aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$F_y\emptyset_y = \emptyset Y[[F_y, o]] - \emptyset P[[-F_y, o]] \quad (1.12)$$

θ -yönü için

$F_n > 0$ ise $\emptyset_n = \emptyset P$ dir.

$F_n < 0$ ise $\emptyset_n = \emptyset N$ dir.

n noktasındaki konveksiyon denklemi:

$$F_n\emptyset_n = \emptyset P[[F_n, o]] - \emptyset N[[-F_n, o]] \quad (1.13)$$

$F_s > 0$ ise $\emptyset_s = \emptyset S$ dir.

$F_s < 0$ ise $\emptyset_s = \emptyset P$ dir.

s noktasındaki konveksiyon denklemi ise aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$F_s \varnothing_s = \varnothing S [F_s, o] - \varnothing P [-F_s, o] \quad (1.14)$$

z -yönü için

$F_e > 0$ ise $\varnothing_e = \varnothing P$ dir.

$F_e < 0$ ise $\varnothing_e = \varnothing E$ dir.

e noktasındaki konveksiyon denklemi:

$$F_e \varnothing_e = \varnothing P [F_e, o] - \varnothing E [-F_e, o] \quad (1.15)$$

$F_w > 0$ ise $\varnothing_w = \varnothing W$ dir.

$F_w < 0$ ise $\varnothing_w = \varnothing P$ dir.

w noktasındaki konveksiyon denklemi ise aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$F_w \varnothing_w = \varnothing W [F_w, o] - \varnothing P [-F_w, o] \quad (1.16)$$

Difüzyon denklemiindeki terimlere de Merkezi Farklar yöntemi (Suhas, 1980) uygulanmıştır.

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{dr} \right)_h \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_h = \frac{\Gamma_h \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_h}{(\delta r)_h} (\varnothing H - \varnothing P) \quad (1.17)$$

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{dr} \right)_y \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_y = \frac{\Gamma_y \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_y}{(\delta r)_y} (\varnothing P - \varnothing Y) \quad (1.18)$$

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{d\theta} \right)_n \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t = \frac{\Gamma_n \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t}{(\delta \theta)_n} (\varnothing N - \varnothing P) \quad (1.19)$$

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{d\theta} \right)_s \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t = \frac{\Gamma_s \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t}{(\delta \theta)_s} (\varnothing P - \varnothing S) \quad (1.20)$$

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{dz} \right)_e \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t = \frac{\Gamma_e \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t}{(\delta z)_e} (\varnothing E - \varnothing P) \quad (1.21)$$

$$\Gamma \left(\frac{d\varnothing}{dz} \right)_w \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t = \frac{\Gamma_w \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t}{(\delta z)_w} (\varnothing P - \varnothing W) \quad (1.22)$$

h, y, n, s, e, w noktaları için yazılan (1.17), (1.18), (1.19), (1.20) (1.21), (1.22) difüzyon denklemlerindeki difüzyon katsayıları aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

$$D_h = \frac{\Gamma_h \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_h}{(\delta r)_h}, D_y = \frac{\Gamma_y \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot r_y}{(\delta r)_y}, D_n = \frac{\Gamma_n \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t}{(\delta \theta)_n}, D_s = \frac{\Gamma_s \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t}{(\delta \theta)_s}$$

$$D_e = -\frac{\Gamma_e \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t}{(\delta z)_e}, D_w = -\frac{\Gamma_w \cdot \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta t}{(\delta z)_w}$$

Basınç ve kaynak terimleri:

$$\Delta r \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot (P_y - P_h) = \Delta r \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \cdot (P_p - P_H)$$

$$A_r \cdot (P_y - P_h) = A_r (P_p - P_H) \quad (1.23)$$

Kaynak terimi:

$$S_1 = S_c = -\frac{2\mu}{r^2} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\rho \cdot V_\theta^2}{r} + \rho \cdot g_r \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (1.24)$$

olarak yazılır. Genel kaynak terimi ifadesi $S = S_c + S_p \varnothing = S_c + S_p \cdot V_r$ olduğu göz önüne alınarak çözüm yapılan denklemdeki kaynak teriminde hızı bağlı kısım olmadığından $S_p \cdot V_r = 0$ alınmıştır. S_c , sıcaklığa ve V_θ hızına bağlı olan kaynak terimi'dir. Bu bilgiler ışığında cebirsel hale getirilmiş denklemin kaynak terimi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

(1.24) eşitliği Şekil 1.2 'deki kontrol hacmi üzerinde kaynak terimi integre edilerek aşağıdaki şekle getirilmiştir

$$S_1 = S_c = 2(V_{\theta,y} - V_{\theta,h}) \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho V_\theta^2 \Delta r \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho g_r \beta \Delta T \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta\theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t \quad (1.25)$$

Konveksiyon terimleri olan (1.9), (1.10), (1.11), (1.12), (1.13), (1.14), (1.15), (1.16)'ler ve difüzyon terimleri olan (1.17), (1.18), (1.19), (1.20), (1.21), (1.22)'ler, (1.23) numaralı linearize edilmiş basınç terimi, (1.24) numaralı linearize edilmiş kaynak terimi, (1.6) numaralı denklemde yerine konup, gerekli düzenlemeler yapıldığında aşağıdaki (1.26) no'lu denklem elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} & (\|F_{1,0}\| + \|-F_{0,0}\| + \|F_{h,0}\| + \|-F_{y,0}\| + \|F_{n,0}\| + \|-F_{r,0}\| + \|F_{e,0}\| + \|-F_{w,0}\| \\ & + D_h + D_y + D_n + D_r + D_e + D_w) \varnothing P = (\|F_{1,0}\| \varnothing 1 + \|F_{0,0}\| \varnothing 0 + \|-F_{h,0}\| + D_h) \varnothing H \\ & + (\|F_{y,0}\| + D_y) \varnothing Y + (\|F_{n,0}\| + D_n) \varnothing N + (\|F_{r,0}\| + D_r) \varnothing S + (\|F_{e,0}\| + D_e) \varnothing E \\ & + (\|F_{w,0}\| + D_w) \varnothing W + A_r (P_y - P_h) + b_1 \end{aligned} \quad (1.26)$$

(1.26) eşitliği genel konveksiyon - difüzyon formülasyonunu denklemi şeklinde ifade edilerek bu denklemin katsayıları aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

$$\mathbf{a}_p \partial P = \mathbf{a}_1 \partial I + \mathbf{a}_0 \partial O + \mathbf{a}_H \partial H + \mathbf{a}_Y \partial Y + \mathbf{a}_N \partial N + \mathbf{a}_S \partial S + \mathbf{a}_E \partial E + \mathbf{a}_W \partial W + b_1 + A_r(P_y - P_h) \quad (1.27)$$

$$\mathbf{a}_1 = [-F_1, 0], \mathbf{a}_0 = [F_0, 0], \mathbf{a}_H = [-F_h, 0] + D_h, \mathbf{a}_Y = [F_y, 0] + D_y, \\ \mathbf{a}_N = [-F_n, 0] + D_n, \mathbf{a}_S = [F_s, 0] + D_s, \mathbf{a}_E = [-F_e, 0] + D_e, \mathbf{a}_W = [F_w, 0]$$

$$\mathbf{a}_p = \mathbf{a}_1 + \mathbf{a}_0 + \mathbf{a}_H + \mathbf{a}_Y + \mathbf{a}_N + \mathbf{a}_S + \mathbf{a}_E + \mathbf{a}_W$$

$\mathbf{a}_p, t=0$ anında $\mathbf{a}_p^0 = \mathbf{a}_0^0$ ve $\mathbf{a}_p^0 \partial^0 P = \mathbf{a}_0 \partial O$ olur ve kaynak terimi içine atılır. Diğer katsayılar ise $\mathbf{a}_1 = \mathbf{a}_H = \mathbf{a}_Y = \mathbf{a}_N = \mathbf{a}_S = \mathbf{a}_E = \mathbf{a}_W = 0$ olur. Cebirsel hale getirilmiş konveksiyon difüzyon denklemini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\mathbf{a}_p \partial P = \mathbf{a}_1 \partial I + \mathbf{a}_H \partial H + \mathbf{a}_Y \partial Y + \mathbf{a}_N \partial N + \mathbf{a}_S \partial S + \mathbf{a}_E \partial E + \mathbf{a}_W \partial W + S_1 + A_r(P_y - P_h) + \mathbf{a}_0 \partial O \\ b_1 = S_1 + \mathbf{a}_0 \partial O \quad (1.28)$$

şeklinde yazılır. Cebirsel hale getirilmiş r - yönündeki (1.27) no 'lu denklem genel formda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\mathbf{a}_p \partial P = \sum \mathbf{a}_{nb} \partial N_b + b_1 + A_r(P_y - P_h) \quad (1.29)$$

Peclect sayısı h, y, e, w, n, s noktaları için yazılarak aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$P_h = \frac{F_h}{D_h}, P_y = \frac{F_y}{D_y}, P_n = \frac{F_n}{D_n}, P_s = \frac{F_s}{D_s}, P_e = \frac{F_e}{D_e}, P_w = \frac{F_w}{D_w}$$

$$P_1 = P_h = P_y = \frac{\rho V_r \Delta r \Delta \theta \Delta z}{\mu}, P_2 = P_n = P_s = \frac{\rho V_0 \Delta r \Delta z}{\mu}, P_3 = P_e = P_w = \frac{\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta}{\mu}$$

θ -yönündeki momentum eşitliğinin cebirsel hale getirmek için (3.40) eşitliğinden yararlanılmıştır. (3.40) eşitliğinin solundaki ifade konveksiyonla ilgili kısım, sağdaki

$$\mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r V_\theta)}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \mu \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} + \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \text{ ise difüzyonla ilgili kısımdır. Basınç terimi } \\ - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta}, \text{ kaynak terimi ise } \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{\rho V_r V_\theta}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T \text{ 'dir. Genel bağımlı değişken } \partial = V_\theta,$$

genel difüzyon katsayısı, $\Gamma = \mu$ 'dür. (3.40) eşitliği genel bağımlı değişken ve genel difüzyon katsayısı cinsinden ifade edilerek aşağıdaki hale gelmiştir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varnothing) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r \varnothing) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho V_\theta \varnothing) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z \varnothing) \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \Gamma \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r\varnothing)}{\partial r} \right) + \frac{\Gamma}{r^2} \frac{\partial^2 \varnothing}{\partial \theta^2} + \Gamma \frac{\partial^2 \varnothing}{\partial z^2} + \frac{2\Gamma}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{\rho V_r \varnothing}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T \end{aligned} \quad (1.30)$$

(1.30) eşitliği r - yönündeki momentum denkleminin cebirsel hale getirilmesi işleminde kullanılan yöntemlerle cebirsel hale getirilmiştir. Basınç ve kaynak terimlerinin lineerize edilmesi aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$\text{Basınç terimi} : A_\theta(P_s - P_n) = A_\theta(P_p - P_n)$$

$$\text{Kaynak terimi} : S = S_c + Sp\varnothing = S_c + Sp V_\theta$$

$$S_c = 2(V_{r,n} - V_{r,s}) \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho g_r \beta \Delta T \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t$$

$$Sp\varnothing = -\rho \cdot V_r \cdot \Delta r \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t (\varnothing_n - \varnothing_s)$$

$$S = 2(V_{r,n} - V_{r,s}) \cdot \ln(\Delta r) \cdot \Delta z \cdot \Delta t + \rho g_r \beta \Delta T \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t - \rho \cdot V_r \cdot \Delta r \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t (\varnothing_n - \varnothing_s)$$

$$S_2 = S \quad (1.31)$$

(1.30) nolu denklem; genel konveksiyon - difüzyon formülasyonu şeklinde ifade edilerek, bu denklemin katsayıları aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

$$a_p \varnothing P = a_{10} \varnothing 1 + a_{00} \varnothing 0 + a_H \varnothing H + a_Y \varnothing Y + a_N \varnothing N + a_S \varnothing S + a_E \varnothing E + a_W \varnothing W + b_2 + A_\theta(P_s - P_n)$$

$a_p = a_1 + a_0 + a_H + a_Y + a_N + a_S + a_E + a_W$ $a_p, t=0$ anında $a_p^0 = a_0^0$ ve $a_p^0 \varnothing^0 P = a_0 \varnothing 0$ olur ve kaynak terimi içine atılır. Diğerler katsayılar ise $a_1 = a_H = a_Y = a_N = a_S = a_E = a_W = 0$ olur.

Bu nedenle cebirsel hale getirilmiş konveksiyon difüzyon denklemini aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} a_p \varnothing P &= a_{10} \varnothing 1 + a_H \varnothing H + a_Y \varnothing Y + a_N \varnothing N + a_S \varnothing S + a_E \varnothing E + a_W \varnothing W \\ &+ S_2 + A_\theta(P_s - P_n) + a_{00} \varnothing 0 \end{aligned} \quad (1.32)$$

$a_p = a_1 + a_H + a_Y + a_N + a_S + a_E + a_W$, $b_2 = S_2 + a_{00} \varnothing 0$ şeklinde yazılır. Cebirsel hale getirilmiş θ - yönündeki (1.5) eşitliği genel formda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$a_p \varnothing P = \sum a_{nb} \varnothing_{NB} + b_2 + A_\theta(P_s - P_n) \quad (1.33)$$

z - yönündeki momentum eşitliğinin (3.41) solundaki ifade konveksiyonla ilgili kısım,

sağındaki $\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \mu \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right)$ ise difüzyonla ilgili kısımdır. Basınç terimi

$-\frac{\partial P}{\partial z}$, kaynak terimi ise $+\rho g_z \beta \Delta T$ 'dir. Genel bağımlı değişken $\varnothing = V_z$, genel difüzyon

katsayısı, $\Gamma = \mu$ 'dür. (3.41) eşitliği genel bağımlı değişken ve genel difüzyon katsayısı cinsinden ifade edilerek aşağıdaki hale gelmiştir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho.r.V_r \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho.V_\theta \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho.V_z \phi) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \Gamma \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \right) + \frac{\Gamma}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} + \Gamma \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} + \rho g_z \beta \Delta T \end{aligned} \quad (1.34)$$

(1.34) eşitliği r - yönündeki momentum denkleminin cebirsel hale getirilmesi işleminde kullanılan yöntemlerle cebirsel hale getirilmiştir. Basınç ve kaynak terimlerinin lineerize edilmesi aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$\text{Basınç terimi} : A_z(P_w - P_e) = A_z(P_p - P_E)$$

$$\text{Kaynak terimi} : S = S_c + Sp\phi = S_c + Sp.V_z$$

$$S_c = +\rho g_z \beta \Delta T \frac{\Delta r^2}{2} \cdot \Delta \theta \cdot \Delta z \cdot \Delta t$$

$Sp\phi = 0$, çünkü V_z hızına bağlı kaynak terimi yoktur.

$$S_3 = S_c \quad (1.35)$$

(1.34) eşitliği genel konveksiyon - difüzyon formülasyonu şeklinde ifade edilirse,

$$a_p \phi P = a_{10} \phi 1 + a_{00} \phi 0 + a_{H0} \phi H + a_{Y0} \phi Y + a_{N0} \phi N + a_{S0} \phi S + a_{E0} \phi E + a_{W0} \phi W + S_3 + A_z(P_w - P_e)$$

$$a_p = a_1 + a_0 + a_H + a_Y + a_N + a_S + a_E + a_W$$

$a_p, t=0$ anında $a_p^0 = a_0^0$ ve $a_p^0 \phi^0 P = a_{00} \phi 0$ olur ve kaynak terimi içine atılır. Diğerler

katsayılar ise $a_1 = a_H = a_Y = a_N = a_S = a_E = a_W = 0$ olur. Bu nedenle cebirsel hale getirilmiş konveksiyon difüzyon denklemini aşağıdaki gibi yazılır.

$$a_p \phi P = a_{10} \phi 1 + a_{H0} \phi H + a_{Y0} \phi Y + a_{N0} \phi N + a_{S0} \phi S + a_{E0} \phi E + a_{W0} \phi W$$

$$+ S_3 + A_z(P_w - P_e) + a_{00} \phi 0 \quad (1.36)$$

$$a_p = a_1 + a_H + a_Y + a_N + a_S + a_E + a_W$$

$b_3 = S_3 + a_{00} \phi 0$ şeklinde yazılır. Cebirsel hale getirilmiş z - yönündeki (1.36) eşitliği genel formda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$a_p \phi P = \sum a_{nb} \phi_{NB} + b_3 + A_z(P_w - P_e) \quad (1.37)$$

1.3. Enerji Denkleminin Cebirsel Hale Getirilmesi

r , θ ve z - yönündeki Enerji denklemlerinin cebirsel hale getirilmesi işlemi üç boyutlu akış düşünülerek Şekil 1.1' deki kontrol hacmi üzerinde yapılmıştır. Üç boyutlu, zamana bağımlı sürtünme terimi ihmal edilmiş akış için enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right\} \quad (1.38)$$

(1.38)' de enerji denkleminin solundaki ifade konveksiyonla ilgili kısım, sağındaki ifade ise difüzyonla ilgili kısım olarak belirtilmiştir, (1.38) eşitliği Şekil 1.1 'deki kontrol hacmine göre integrale edilirse,

$$\begin{aligned} & \left(\rho \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta z \right)_1 \varnothing_1 - \left(\rho \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta z \right)_0 \varnothing_0 + (\rho r V_r \Delta \theta \Delta z \Delta t)_h \varnothing_h - (\rho r V_r \Delta \theta \Delta z \Delta t)_y \varnothing_y \\ & + (\rho V_\theta \Delta r \Delta z \Delta t)_n \varnothing_n - (\rho V_\theta \Delta r \Delta z \Delta t)_s \varnothing_s + \left(\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \right)_e \varnothing_e - \left(\rho V_z \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \right)_w \varnothing_w \\ & = \left(\Gamma \Delta \theta \Delta z \Delta t r \frac{\partial \varnothing}{\partial r} \right)_h - \left(\Gamma \Delta \theta \Delta z \Delta t r \frac{\partial \varnothing}{\partial r} \right)_y + \left(\Gamma \ln(\Delta r) \Delta z \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial \theta} \right)_n \\ & - \left(\Gamma \ln(\Delta r) \Delta z \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial \theta} \right)_s + \left(\Gamma \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial z} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\Delta r^2}{2} \Delta \theta \Delta t \frac{\partial \varnothing}{\partial z} \right)_w \end{aligned} \quad (1.39)$$

elde edilir. Genel bağımlı değişken $\varnothing = T$, genel difüzyon katsayısı, $\Gamma = \frac{k}{C_p}$ 'dir. (1.39)

eşitliği genel bağımlı değişken ve genel difüzyon katsayısı cinsinden ifade edilmiştir. (1.39) eşitliği de r - yönündeki momentum denkleminin cebirsel hale getirilmesi işleminde kullanılan yöntemlerle cebirsel hale getirilmiştir. Cebirsel hale getirilmiş enerji denklemi,

$$\begin{aligned} \mathbf{a}p\varnothing P &= \mathbf{a}_1\varnothing_1 + \mathbf{a}_H\varnothing_H + \mathbf{a}_Y\varnothing_Y + \mathbf{a}_N\varnothing_N + \mathbf{a}_S\varnothing_S + \mathbf{a}_E\varnothing_E + \mathbf{a}_W\varnothing_W + \mathbf{a}_0\varnothing_0 \\ \mathbf{b} &= \mathbf{a}_0\varnothing_0 \end{aligned} \quad (1.40)$$

şeklinde yazılır. Cebirsel hale getirilmiş enerji denklemi genel formda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\mathbf{a}p\varnothing P = \sum \mathbf{a}_{nb} \varnothing_{NB} + \mathbf{b} \quad (1.41)$$

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	01.05.1980
Doğum yeri	Kayseri
Lise 1995–1998	Sümer Lisesi
Lisans 1998–2002	Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans 2002-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

