

139816

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**


**TOPRAK KAYNAKLI SOĞUTMA MAKİNESİ VE ISI
POMPASININ TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU**

Makine Müh. Muhtar Emre BAŞARAN

**F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOYUN



Yılmaz
Doç. Dr. Tamer Yılmaz

İSTANBUL, 2003

Bilge
Doç. Dr. Düriye Bilge

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTIMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	3
2.1 Termoeconomik Optimizasyon.....	3
2.2 Toprak Isı Değıştiricileri ile İlgili Literatür Taraması.....	6
3. İÇTEN TERSİNİR SOĞUTMA MAKİNESİ TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU.....	11
3.1 Sistem.....	11
3.1.1 Şematik Model.....	12
3.1.2 Termodinamik Model.....	13
3.1.3 Kabuller.....	14
3.1.4 Sistemde Transfer Olan Isılar ve Toprak Devre Sıcaklıkları:.....	15
3.1.5 Termodinamik Denge.....	19
3.2 Soğutma Makinesi İçin Performans Katsayısı (β_{ref}).....	20
3.3 Amaç Fonksiyon (F_{REF}).....	20
3.3.1 Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_i): $\left[\frac{Para}{Yil} \right]$	20
3.3.1.1 Buharlaştırıcı Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-ev}):.....	21
3.3.1.2 Yoğuşturucu Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-kon}):.....	22
3.3.1.3 Toprak Devresi Boru Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-pipe}):.....	23
3.3.1.4 Toprak Devresi Hafriyat Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-exc}):.....	25
3.3.2 Yıllık Enerji (İşletme) Maliyeti (C_e): $\left[\frac{Para}{Yil} \right]$	27
3.4 Optimum Değerler.....	30
3.4.1 Optimum T_{S1} 'in Bulunması.....	30
3.4.2 Optimum Şartlarda Toprak Devresi Su Giriş Sıcaklığı (T_{S1-opt}).....	41
3.4.3 Optimum Su Çıkış Sıcaklığı (T_{S2-opt}):.....	42

3.4.4	Optimum Ortalama Su Sıcaklığı (T_{Sm-opt})	42
3.4.5	Topraktan Transfer Edilen Optimum Isı ($Q_{Top-opt}$)	43
3.4.6	Optimum Yoğuşma Sıcaklığı (T_{X-opt})	44
3.4.7	Optimum Buharlaştırma Sıcaklığı (T_{Y-opt})	44
3.4.8	Optimum Yoğuşturucu Alanı (A_{H-opt})	45
3.4.9	Optimum soğutma ısısı (Q_{L-opt})	47
3.4.10	Optimum Buharlatıcı Alanı (A_{L-opt})	48
3.4.11	Optimum Halde Yoğuşturucu ve Buharlatıcı Alan Oranları (A_{opt})	49
3.4.12	Maksimum amaç fonksiyon ($F_{REF-max}$)	49
3.4.13	Maksimum $bF_{REF-max}$	51
3.4.14	Optimum Performans Katsayısı ($\beta_{REF-opt}$)	51
3.4.15	Optimum Spesifik Soğutma Yükü (q_{L-opt})	52
3.5	Grafik Çizim Denklemleri	53
3.5.1	Kısıta Bağlı T_Y Değeri	54
3.5.2	Kısıta Bağlı Yoğuşturucu Alanı A_H	54
3.5.3	Kısıta Bağlı Buharlatıcı Alanı (A_L)	55
4.	İÇTEN TERSİNİR ISI POMPASI TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU	56
4.1	Sistem	56
4.1.1	Model	57
4.1.2	Termodinamik Model	58
4.1.3	Kabuller	59
4.1.4	Sistemde Transfer Olan Isılar ve Toprak Devre Sıcaklıkları	60
4.1.5	Termodinamik Denge	63
4.2	Isı pompası İçin Performans Katsayısı (β_{HP})	64
4.3	Amaç Fonksiyon (F_{HP})	64
4.3.1	Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_i): $\left[\frac{Para}{Yil} \right]$	64
4.3.1.1	Yoğuşturucu Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-kon})	64
4.3.1.2	: Buharlatıcı Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-ev})	65
4.3.1.3	Toprak Devresi Boru Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-pipe})	66
4.3.2	Yıllık Enerji (İşletme) Maliyeti (C_e): $\left[\frac{Para}{Yil} \right]$	67
4.4	Optimum Değerler	70
4.4.1	Optimum T_{S1} 'in Bulunması	70
4.4.2	Optimum Su Çıkış Sıcaklığı (T_{S2})	80
4.4.3	Optimum Şartlarda Ortalama Su Sıcaklığı (T_{Sm-opt})	81
4.4.4	Topraktan Alınabilecek Optimum Isı $Q_{Top-opt}$	81
4.4.5	Optimum Yoğuşma Sıcaklığı (T_{X-opt})	82
4.4.6	Optimum Buharlaştırma Sıcaklığı (T_{Y-opt})	82
4.4.7	Maksimum Amaç Fonksiyon (F_{HP-max})	83
4.4.8	Maksimum (bF_{HP-max})	85
4.4.9	Optimum Buharlatıcı Alanı (A_{L-opt})	85
4.4.10	Optimum Yoğuşturucu Alanı (A_{H-opt})	87
4.4.11	Optimum Yoğuşturucu Isısı (Q_{H-opt})	88
4.4.12	Optimum Şartlarda Yoğuşturucu ve Buharlatıcı Alan Oranı (A_{opt})	89
4.4.13	Optimum Isıtma Performans Katsayısı (β_{HP-opt})	89
4.4.14	Optimum Spesifik Isıtma Isısı (q_{H-opt})	92
4.5	Grafik Çizim Denklemleri	93

4.5.1	Kısıta Bağlı T_Y Değeri	94
4.5.2	Kısıta Bağlı Buharlaştırıcı Alanı (A_L).....	94
4.5.3	Kısıta Bağlı Yoğuşturucu Alanı (A_H)	96
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	97
5.1	Toprak özelliklerinin etkileri.....	98
5.1.1	Isıl Difüzyon Bağımlı Değişim Grafikleri.....	99
5.1.2	Toprak Isıl Direncine Bağlı Değişim Grafikleri.....	103
5.2	Tasarım Değişkenlerinin Etkileri.....	107
5.2.1	Toprak Devresi Boru Çapına Bağlı Değişim Grafikleri.....	107
5.2.2	Toprak Devresi Boru Uzunluğuna Bağlı Değişim Grafikleri.....	111
5.2.3	Toprak Devresi Akışkan Debisine Bağlı Değişim Grafikleri.....	116
5.2.4	İşletme Sürelerine Bağlı Değişim Grafikleri.....	120
5.3	Maliyet değişkenlerinin etkileri.....	124
5.3.1	s Oranına Bağlı Değişim Grafikleri.....	125
5.3.2	k_0 Oranına Bağlı Değişim Grafikleri.....	132
5.4	Optimum olmayan durumlarda tasarım değişkenleri.....	140
5.4.1	T_{s1} Toprak Devresi Su Giriş Sıcaklığına Bağlı Değişim Grafikleri.....	140
5.4.2	T_{s1} sıcaklıklarında L Toprak Devresi Modül Uzunluğuna Bağlı Değişim Grafikleri.....	145
5.4.3	T_{s1} Sıcaklıklarında (m) Toprak Devresi Akışkan Debisine Bağlı Değişim Grafikleri.....	148
5.5	Öneriler	151
KAYNAKLAR.....		157
EKLER.....		159
EK 1	TKSM ve TKIP termoeconomik optimizasyonunda kullanılan SZT termoeconomik optimizasyon modeli.....	160
EK 2	TKSM ve TKIP termoeconomik optimizasyonunda kullanılan topraktaki ısı geçişi modeli.....	167
EK 3	T_{s1} su giriş sıcaklıklarının optimizasyonu yapılmadan, tasarım değişkeni olarak kullanılması hali için termoeconomik optimizasyon denklemleri.....	177
ÖZGEÇMİŞ.....		181

SİMGE LİSTESİ

a_{exc}	Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli
A_{exc}	Toprak ısı değiştiricileri hafriyat derinlik kesit alanı
A_H	Yoğuşturucu alanı
A_{H-opt}	Optimum yoğuşturucu alanı
a_K	Yoğuşturucu birim alan yıllık yatırım amortisman bedeli
A_L	Buharlaştırıcı alanı
a_L	Buharlaştırıcı birim alan yıllık yatırım amortisman bedeli
A_{L-opt}	Optimum buharlaştırıcı alanı
A_{pipe}	Toprak ısı değiştiricileri boru Alanı
a_{pipe}	Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan yıllık yatırım amortisman bedeli
app	Uygulama değerleri
b_1	Kompresör ve devre elemanları birim kW yıllık yatırım amortisman bedeli
b_2	Birim enerji için yıllık işletme saatleri bedeli
BHM	Birim hacim hafriyat maliyeti
C_e	Yıllık enerji (işletme) maliyeti
C_i	Yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli
C_{i-ev}	Buharlaştırıcı yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli
C_{i-exc}	Toprak devresi hafriyat yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli
C_{i-kon}	Yoğuşturucu yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli:
C_{i-pipe}	Toprak devresi boru yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli
C_p	Suyun sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı
ϕ	Çıkış
e	enerji
ev	Buharlaştırıcı
exc	Hafriyat
g	Giriş
G_v	Hafriyat genişliği (kepçe ağzı)
h	Gömme derinliği
H	Yüksek enerji seviyesi
HP	Isı pompası
i	Yatırım
i	Yıllık faiz oranı
k	Toprağın ısı iletkenlik katsayısı
k_{o-app}	Uygulama alt k_o oranı
kom	Kompresör
\dot{W}	Kompresör işi
kon	Yoğuşturucu
k_{o-opt}	Optimum şartlar alt k_o oranı
L	Düşük enerji seviyesi
L	Modül boru uzunluğu
m	Toprak devresi su debisi
max	Maksimum tepe noktası
M_{ev}	Buharlaştırıcı birim alan maliyeti
M_{exc}	Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti
M_{kom}	Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti
M_{kon}	Yoğuşturucu birim alan maliyeti
M_{pipe}	Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti
n	Toprak-Carnot çevrimi ısı değiştiricileri amortisman orantı katsayısı

opt	Optimum hal
P	Yıllık sermaye geri kazanım faktörü
Pipe	Toprak ısı değiştirici borusu
Q _H	Yoğuşma ısısı (Yoğuşturucuda verilen ısı)
Q _{H-opt}	Optimum spesifik ısıtma ısısı
Q _{H-opt}	Optimum yoğuşturucu ısısı
Q _L	Buharlaşma ısısı (Buharlaştırıcıda verilen ısı)
Q _{Top}	Toprak ısı değiştiricisinde verilen ısı
Q _{Top-opt}	Topraktan transfer edilen optimum ısı
REF	Soğutma makinesi
s	Hafriyat-Carnot çevrimi ısı değiştiricisi amortisman oranı katsayısı
s _{app}	Uygulama alt s oranı
T _H	Isıtılacak ortam sıcaklığı (Yüksek enerji seviyesi)
T _L	Soğutulacak ortam sıcaklığı (Düşük enerji seviyesi)
T _{S1}	Toprak devresi su giriş sıcaklığı
T _{S1-opt}	Optimum şartlarda toprak devresi su giriş sıcaklığı
T _{S2}	Toprak devresi su çıkış sıcaklığı
T _{S2-opt}	Optimum şartlarda toprak devresi su çıkış sıcaklığı
T _{Sm}	Toprak devresi ortalama su sıcaklığı
T _{Sm-opt}	Optimum ortalama su sıcaklığı
T _{top}	Toprak sıcaklığı
T _x	Yoğuşma sıcaklığı
T _{X-opt}	Optimum yoğuşma sıcaklığı
T _y	Buharlaşma sıcaklığı
T _{Y-opt}	Optimum buharlaşma sıcaklığı
u	Toprak Devresi modül sayısı
U _H	Yoğuşturucu toplam ısı transfer katsayısı
U _L	Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısı
v	Yıl olarak proje ömrü veya sistemin kendisini amorti etmesi istenilen süredir.
w	Carnot ısı değiştiricileri amortisman oranı katsayısı
β _{HP}	Isı pompası performans katsayısı
β _{REF}	Soğutma makinesi performans katsayısı
η	Verim

KISALTMA LİSTESİ

CA	Curson Ahlborn
SZT	Sonlu zaman termodinamiği
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası
TKSM	Toprak kaynaklı soğutma makinesi



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Toprak kaynaklı soğutma makinesi modeli	12
Şekil 3.2 Toprak devresi modül yerleşimi.....	13
Şekil 3.3 İçten tersinir soğutma makinesi modeli ve T-S diyagramı	13
Şekil 3.4 Toprakta transfer edilen son gün ısıları ve ortalama ısı karakteristik eğrileri	16
Şekil 3.5 Hafriyat değişkenleri	26
Şekil 4.1 Toprak kaynaklı ısı pompası modeli	57
Şekil 4.2 Toprak devresi modül yerleşimi.....	58
Şekil 4.3 İçten tersinir ısı pompası ve T-S diyagramı	58
Şekil 5.1 Toprak sıcaklığının soğutulacak ortamdan düşük olması hali için T-S diyagramı ...	98
Şekil 5.2 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi	99
Şekil 5.3 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi	99
Şekil 5.4 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $b.F_{max}$ değişimi.....	99
Şekil 5.5 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında β_{opt} değişimi	99
Şekil 5.6 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında T_{X-opt} değişimi	99
Şekil 5.7 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında T_{Y-opt} değişimi	99
Şekil 5.8 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında T_{SI-opt} değişimi	100
Şekil 5.9 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $Q_{Top-opt}$ değişimi	100
Şekil 5.10 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında Q_{L-opt} değişimi	100
Şekil 5.11 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında Q_{H-opt} değişimi.....	100
Şekil 5.12 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $A_{L-opt}(ref)$ ve $A_{L-opt}(hp)$ değişimi	100
Şekil 5.13 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyon katsayılarında $A_{H-opt}(ref)$ ve $A_{H-opt}(hp)$ değişimi ...	100
Şekil 5.14 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	103
Şekil 5.15 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	103
Şekil 5.16 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $b.F_{max}$ değişimi	103
Şekil 5.17 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde β_{opt} değişimi	103
Şekil 5.18 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde T_{X-opt} değişimi.....	103
Şekil 5.19 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde T_{Y-opt} değişimi.....	103
Şekil 5.20 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde T_{SI-opt} değişimi.....	104
Şekil 5.21 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	104
Şekil 5.22 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde Q_{L-opt} değişimi	104
Şekil 5.23 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde Q_{H-opt} değişimi	104
Şekil 5.24 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $A_{L-opt}(ref)$ ve $A_{L-opt}(hp)$ değişimi ..	104
Şekil 5.25 Farklı k (kW/m^2K) Toprak ısı dirençlerinde $A_{H-opt}(ref)$ ve $A_{H-opt}(hp)$ değişimi. 104	104
Şekil 5.26 Farklı D (m) Toprak devresi boru çaplarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	107
Şekil 5.27 Farklı D (m) Toprak devresi boru çaplarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi	107
Şekil 5.28 Farklı D (m) Boru çaplarında $b.F_{max}$ değişimi	108
Şekil 5.29 Farklı D (m) Boru çaplarında β_{opt} değişimi	108
Şekil 5.30 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{X-opt} değişimi.....	108
Şekil 5.31 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{Y-opt} değişimi.....	108
Şekil 5.32 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{SI-opt} değişimi.....	108
Şekil 5.33 Farklı D (m) Boru çaplarında Q_{L-opt} değişimi	108
Şekil 5.34 Farklı D (m) Boru çaplarında $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	109
Şekil 5.35 Farklı D (m) Boru çaplarında Q_{H-opt} değişimi	109
Şekil 5.36 Farklı D (m) Boru çaplarında $A_{L-opt}(ref)$ ve $A_{L-opt}(hp)$ değişimi	109
Şekil 5.37 Farklı D (m) Boru çaplarında $A_{H-opt}(ref)$ ve $A_{H-opt}(hp)$ değişimi.....	109
Şekil 5.38 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi	111
Şekil 5.39 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi	111
Şekil 5.40 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{max}$ değişimi	112
Şekil 5.41 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında β_{opt} değişimi	112

Şekil 5.42 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{X-opt} değişimi.....	112
Şekil 5.43 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{Y-opt} değişimi.....	112
Şekil 5.44 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{SI-opt} değişimi.....	112
Şekil 5.45 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	112
Şekil 5.46 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında Q_{L-opt} değişimi.....	113
Şekil 5.47 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında Q_{H-opt} değişimi.....	113
Şekil 5.48 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi.....	113
Şekil 5.49 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi.....	113
Şekil 5.50 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	116
Şekil 5.51 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	116
Şekil 5.52 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi.....	116
Şekil 5.53 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde β_{opt} değişimi.....	116
Şekil 5.54 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{X-opt} değişimi.....	116
Şekil 5.55 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{Y-opt} değişimi.....	116
Şekil 5.56 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{SI-opt} değişimi.....	117
Şekil 5.57 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	117
Şekil 5.58 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde Q_{L-opt} değişimi.....	117
Şekil 5.59 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde Q_{H-opt} değişimi.....	117
Şekil 5.60 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi.....	117
Şekil 5.61 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi.....	117
Şekil 5.62 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	120
Şekil 5.63 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	120
Şekil 5.64 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{max}$ değişimi.....	120
Şekil 5.65 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde β_{opt} değişimi.....	120
Şekil 5.66 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{X-opt} değişimi.....	121
Şekil 5.67 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{Y-opt} değişimi.....	121
Şekil 5.68 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{SI-opt} değişimi.....	121
Şekil 5.69 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	121
Şekil 5.70 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde Q_{L-opt} değişimi.....	121
Şekil 5.71 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde Q_{H-opt} değişimi.....	121
Şekil 5.72 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi.....	122
Şekil 5.73 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi.....	122
Şekil 5.74 Farklı s oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	125
Şekil 5.75 Farklı s oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	125
Şekil 5.76 Küçük s oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	125
Şekil 5.77 Küçük s oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	125
Şekil 5.78 Farklı s oranlarında $b.F_{max}$ değişimi.....	125
Şekil 5.79 Farklı s oranlarında β_{opt} değişimi.....	125
Şekil 5.80 Farklı s oranlarında T_{X-opt} değişimi.....	126
Şekil 5.81 Farklı s oranlarında T_{Y-opt} değişimi.....	126
Şekil 5.82 Farklı s oranlarında T_{SI-opt} değişimi.....	126
Şekil 5.83 Farklı s oranlarında $Q_{Top-opt}$ değişimi.....	126
Şekil 5.84 Farklı s oranlarında Q_{L-opt} değişimi.....	126
Şekil 5.85 Farklı s oranlarında Q_{H-opt} değişimi.....	126
Şekil 5.86 Farklı s oranlarında $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi.....	127
Şekil 5.87 Farklı s oranlarında $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi.....	127
Şekil 5.88 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	132
Şekil 5.89 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi.....	132
Şekil 5.90 k_{0-opt} sınır oranında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	132
Şekil 5.91 k_{0-app} sınır oranında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi.....	132

Şekil 5.92 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{max}$ değişimi	133
Şekil 5.93 Farklı k_0 oranlarında β_{opt} değişimi	133
Şekil 5.94 Farklı k_0 oranlarında T_{X-opt} değişimi	133
Şekil 5.95 Farklı k_0 oranlarında T_{Y-opt} değişimi	133
Şekil 5.96 Farklı k_0 oranlarında T_{S1-opt} değişimi	133
Şekil 5.97 Farklı k_0 oranlarında $Q_{Top-opt}$ değişimi	133
Şekil 5.98 Farklı k_0 oranlarında Q_{L-opt} değişimi	134
Şekil 5.99 Farklı k_0 oranlarında Q_{H-opt} değişimi	134
Şekil 5.100 Farklı k_0 oranlarında $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi	134
Şekil 5.101 Farklı k_0 oranlarında $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi	134
Şekil 5.102 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi	140
Şekil 5.103 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi	140
Şekil 5.104 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında $b.F_{max}$ değişimi (ref)	141
Şekil 5.105 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında β_{opt} değişimi (ref)	141
Şekil 5.106 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında $b.F_{max}$ değişimi (hp)	141
Şekil 5.107 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında β_{opt} değişimi (hp)	141
Şekil 5.108 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında $Q_{Top-opt}$ değişimi (ref)	141
Şekil 5.109 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Su giriş sıcaklıklarında $Q_{Top-opt}$ değişimi (hp)	141
Şekil 5.110 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı $b.F_{max}$ ve β_{opt} değişimi	145
Şekil 5.111 I. Bölge su giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı $b.F_{max}$ ve β_{opt} değişimi	146
Şekil 5.112 III. Bölge su giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı $b.F_{max}$ ve β_{opt} değişimi	147
Şekil 5.113 $T_{S1} > T_{S1-opt (REF)}$ ve $T_{S1} < T_{S1-opt (HP)}$ durumunda, farklı m (kg/s) toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi	148
Şekil 5.114 $T_{TOP} < T_{S1} < T_{S1-opt (REF)}$ ve $T_{TOP} > T_{S1} > T_{S1-opt (HP)}$ durumunda, farklı m (kg/s) toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi	149

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 M_{pipe} hesaplama cetveli	24
Çizelge 3.2 Hesaplamalarda kullanılan boru çapına göre yaklaşık a_{pipe} oranları	24
Çizelge 5.1 Grafik ortak değişkenleri	98



ÖNSÖZ

Topraktaki ısı transferi mekanizmaları ile ilgili bir çok modelleme yapılmış ve bunların bir çoğu ya kısıtlı hesaplama alanına sahip analitik çözümler ya da bilgisayar destekli sayısal çözümlerden oluşmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma makinesinin termoekonomik optimizasyonu ile ilgili bir çalışmaya literatürde rastlanılmamıştır. A. Koyun tarafından ortaya konulan topraktaki ısı transferinin termodinamik modellemesi, hesaplama kolaylığı açısından termoekonomik optimizasyon değişkenlerini türetmeye imkan sağlamıştır. Böylece toprak ısı değiştiricilerinin dizaynındaki klasik termodinamik ile optimize edilemeyen değişkenler termoekonomik optimizasyon metodu ile optimize edilmiştir. Bu çalışmada içten tersinir soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinin üst limitlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın yapılmasında ve yürütülmesinde yardımlarını esirgemeyen sayın tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Ahmet Koyun'a şükranlarımı sunarım.

Tez çalışması süresince sonlu zaman termodinamiği hakkında değerli bilgis, görüş, ve önerilerine başvurduğum sayın Doç Dr. Tamer Yılmaz ve Prof. Bahri Şahin'e en derin teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Bu çalışma sabit ısı kaynağı olarak toprağı kullanan, içten tersinir soğutma makinesi ve ısı pompasının termoeconomik optimizasyonunu içermektedir. Enerji dengesi, ısı değıştirici karakteristikleri, toprak özellikleri ve genel sistem ekonomik paramaterlerinden elde edilen denklemlerle bir amaç fonksiyon oluşturulmuş ve bu amaç fonksiyondan optimal değıerler türetilmiştir.

Sonuç olarak elde edilen termoeconomik optimal değıerlerden toprak devresi su giriş sıcaklığı bulunmuştur. Toprak devresi boru uzunluğunun bir optimum değıerinin olmadığı modül uzunluğunun mümkün olduğunca kısa tutulması gerektiğı, toprak devresi akışkan debisi, boru çapı gibi değıerlerin optimum su giriş sıcaklığında düşük etkileri olduğu, toprak ısı difüzivitesinin sistem performansı üzerinde büyük bir etkisinin olmadığını ancak toprak ısı direncinin sistem performansına büyük etkisi olduğu grafiklerle gösterilmiş. Toprak devresinde optimum akışkan sıcaklığının kabul edilebilir değıerler dışında kalması halinde ise boru devresi uzunluğu, toprak devresi akışkan debisi, ve toprak devresi boru çapı gibi değıişkenlerin optimum değıerleri optimum ısı değıştirici alanları ve ısıtma/soğutma yükleri bağıntıları çıkartılmıştır.

Anahtar kelimeler: Termoeconomik optimizasyon, toprak kaynaklı ısı pompası, toprak kaynaklı soğutma makinesi, yatay tip toprak ısı değıştiricileri, toprak batarya dizaynı.

ABSTRACT

This study covers the thermo-economic optimization of endoreversible refrigerator and heat pumps using earth as the constant heat source. An objective function has been established using energy balance, heat exchanger characteristics, the specifications of earth and general system economical parameters. Optimal values are then obtained using this objective function.

The resulting thermoeconomical optimal values are used to find the entry temperature of the ground loop. Final analysis of the results show that: The ground loop pipe length doesn't have an optimal length; the module length has to be minimized; the ground loop flow rate and pipe diameter has very little effect on the optimum entry temperature; the ground thermal diffusivity has little effect on the general system and soil thermal conductivity has a significant effect on the general system performance. All of these findings are further supported by related charts.

The analysis also provide optimum values for the loop length, flow rate and pipe diameter of the ground loop, the heat exchanger area and the relationships between heating/cooling loads for cases where the optimum fluid temperature is not within the acceptable range,

Keywords: Thermoeconomic optimization, ground source heat pump, ground source refrigerator, horizontal ground heat exchanger, earth coil design.

1. GİRİŞ

Toprak kaynaklı soğutma makineleri ve ısı pompaları günümüzde ısıtma ve soğutma sektöründe en hızla gelişen sektör olma yolunda ilerlemektedir. Bu ve bunun gibi alternatif enerji kaynaklı sistemler sayesinde gaz emisyonları ve enerji tüketiminde ciddi tasarruflar sağlanması beklenilmektedir. Ancak bu (göreceli) yeni sistemin dizaynında, bazı değişkenler (Toprak devresi su giriş sıcaklığı, kullanılacak boru çapı vb) ya daha önceki saha deneyimlerine bağlı olarak, ya da kabuller yapılarak, optimal değerlerinin dışında değerlerle tasarlanmaktadır. Boru devresi uzunluğu, modül sayısı ve akışkan debisi gibi değişkenlere bağlı olarak yatırım ve işletme maliyetlerinin performans katsayısına göre optimize edildiği çalışmalar mevcuttur. Ancak bu çalışmalarda performans katsayısındaki değişime bağlı olarak ters carnot çevrimindeki ısı değiştirici yüzey alanları sabit alınmış, kompresör ve devre maliyetlerindeki değişiklikler ihmal edilmiştir. Sonuç olarak elde edilen neticeler TKSM veya TKIP sistemlerinin tasarımı ile ilgili genel yorumlar yapmaktan çok belirli bir SM veya IP sistemine özel sonuçlar vermektedir.

Termoekonomik optimizasyon proseslerin termodinamik ve ekonomik analizini içeren, sistemleri sonlu zaman termodinamiği ile yorumlayan bir disiplindir. Bu sebeple SZT'e göre yapılan optimizasyon sonuçları diğer optimizasyon sonuçlarından daha kapsamlı ve gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir. Literatür taramasında verildiği gibi, topraktaki ısı geçişi ve termoekonomik optimizasyon ile ilgili bir çok modelleme bulunmaktadır. Ancak TKSM ve TKIP sistemlerinin tasarımında SZT kullanılarak yapılmış, termoekonomik optimizasyon çalışmasına rastlanmamıştır.

İçten tersinir Carnot çevriminin verimi soğutma makineleri ve ısı pompaları için bir üst limit oluşturmaktadır. Klasik termodinamiğe göre içten tersinir soğutma makineleri ve ısı pompaları için performans katsayıları sırasıyla:

$$\beta_{ref} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)}, \quad \beta_{hp} = \frac{T_H}{(T_H - T_L)} \quad (1.1)$$

Burada T_H ve T_L ısı kaynağı ve ısı çukuru sıcaklıklarıdır. Isı pompaları ve soğutma makineleri için bu sıcaklıklar farklı değerler almaktadırlar Soğutma makinesi için ısı çukuru çevre sıcaklığı olurken soğutulacak ortam ısı kaynağı olacaktır. Öte yandan ısı pompası için ısı çukuru ısıtılacak ortamı, çevre sıcaklığı ise ısı kaynağı olmaktadır.

(1.1)'de belirtilen performans katsayısı sadece sonsuz yavaşlıktaki bir prosesle denge haline

gelmesiyle gerçekleşebilir. Bu sebeple belli miktarda soğutma yükü (Q_L) ve ısıtma yükü (Q_H) elde edebilmek mümkün değildir. (Sahin, B., Kodal, A., 1999)

$$0 < A < \infty \text{ için } Q_L=0 \text{ ve } Q_H = 0 \quad (1.2)$$

Belli miktarda ısı transferi olabilmesi için ısı transfer yüzey alanlarının sonsuz büyüklükte olması gereklidir.

$$A \rightarrow \infty , Q_L > 0 \text{ veya } Q_H > 0 \quad (1.3)$$

Bu çalışmada yatay tip, toprak kaynaklı, içte tersinir soğutma makinesinin ve içten tersinir ısı pompasının termoekonomik optimizasyonu yapılarak, temel tasarım değişkenlerine bağlı olarak (toprak sıcaklığı, saha ebatları, ısıtma yükü veya soğutma yükü, ve toplam ısı transfer katsayısı, cihaz maliyeti) diğer sistem değişkenlerinin bağıntıları çıkartılmıştır. Böylece yapılan sistem tasarımlarının gerçeğe daha yakın olması sağlanmıştır. Sistemlerin içten tersinir olmasıyla gerçek sistemlerin üst limitleri belirlenmeye çalışılmıştır.

Kullanılan termoekonomik optimizasyon modeli, (Sahin, B., Kodal, A., 1999) tarafından ortaya konulan, toplam yatırım ve işletme maliyetlerine bağlı olarak performans katsayısı ve toplam ısı transfer yüzeyi alanını optimize eden modeldir. Bu çalışmada modele ısı kaynağı/çukuru olarak topraktan elde edilen ısı ve Carnot devresinde yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı maliyetlerinin farklı olması haline göre ekonomik değişkenler ana modelden farklı olarak ilave edilmiştir.

Topraktan ısı transferi modellemelerinin bir çoğunda transfer edilen ısının belirlenebilmesi için toprak devresi boru uzunluğunun, toprak devresinde dolaşan akışkan debisinin, toprak devresi boru çapının ve en önemlisi devre su giriş sıcaklığının bilinmesi gereklidir. İstenilen bir soğutma yükü veya ısıtma yüküne bağlı olarak toprak devresi hesabı yapılabilmesi ancak toprak devresi boru devresi uzunluğunun dışındaki değişkenler sabit alınarak yapılmaktadır. Bu da en az toprak devresi boru uzunluğu gibi önemli olan toprak devresi su giriş sıcaklığı değerinin, su debisi, boru çapı gibi değişkenlerin optimal değeri belirlenmeden sistem dizaynı yapılmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada Koyun ve Diz (2001a) tarafından geliştirilen termodinamik toprak modeli kullanılarak Carnot devresi ile beraber çalışan toprak ısı değiştiricisinin çap, debi, boru boyu ve su giriş sıcaklığı gibi yatırım ve işletme maliyetini direkt etki eden değişkenler sonlu zaman termodinamiği kullanılarak belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Literatürde toprak kaynaklı ısı pompası veya soğutma makinesinin termoeconomik optimizasyonu ile ilgili bir çalışmaya rastlanılmamasından dolayı bu bölümde termoeconomik optimizasyon ve toprak ısı değiştiricileri hesaplamaları ile ilgili literatür ayrı ayrı ele alınmıştır.

2.1 Termoeconomik Optimizasyon

Termoeconomik optimizasyon literatür taramasında konu ile ilgili kapsamlı bir tarama çalışması olması nedeniyle Chen vd. (1999) konu ile ilgili çalışmaların sınıflandırmasından faydalanılmış ve bu sınıflandırmaya göre konu ile ilgili literatürlere yer verilmesine çalışmıştır.

Termoeconomik optimizasyonla ilgili çalışmalar yapılan kabullere ve ilgi odağına bağlı olarak şu şekilde sınıflandırılmaktadır.

1. Newton yasasını gerçekleyen, sonsuz termal kapasiteye sahip kaynaklar (sabit kaynak sıcaklığı) arasında çalışan sistem modellemeleri
2. Sistemdeki ısı kaçaklarının optimum performans üzerine etkilerini inceleyen modeller

Bu modellemelerde ısı değiştirici dirençlerinin, sürtünme kayıplarının, ve ısı kaçaklarının termoeconomik optimizasyona etkileri incelenmiştir.

3. Isı kaynaklarının etkilerinin incelendiği modeller

Bu modellemelerde ısı kaynakları değişken sıcaklıklara yani sonlu termal kapasiteye sahip sistemlerin, ve ısı kaynağı olarak farklı kaynakların kullanıldığı sistemlerin termoeconomik optimizasyona etkileri incelenmiştir.

4. Birleşik güç çevrimleri ile ilgili modellemeler

Bu modellemelerde içten yanmalı sistemler, kombine çevrim sistemleri, buhar ve gaz turbin çevrimlerinin termoeconomik optimizasyonu incelenmiştir.

Bu çalışmada kullanılan modelde sonsuz termal kapasiteye sahip enerji seviyeleri arasında çalışan, içten tersinir soğutma makinesi ve ısı pompası termoeconomik optimizasyon modelidir.

Carnot T_H sıcaklığındaki yüksek ısı kaynağı ile T_L sıcaklığındaki düşük ısı kaynağı arasında

çalışan bir ısı makinesinin veriminin Carnot makinesinden daha fazla verime sahip olamayacağını göstermiştir. Böyle bir sistemde ısının işe çevrilebilecek en büyük miktarı:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$

(2.1) eşitliği Carnot verimi olarak da bilinir. Bu sonuç T_H ve T_L sıcaklık farkları arasında çalışan herhangi bir ısı makinesi için verim üst limitini göstermektedir. Classius Kelvin ve diğerleri termodinamiği kullanılarak: iş, ısı transferi, performans katsayısı (COP), enerji verimliliği ve enerji dönüşüm sistemlerinin niteliği gibi kriterlerin bulunmasına yardımcı olmuştur. Termodinamiğin temel yasaları kabul edilerek tersinmez prosesler düşünülmüştür. Günümüzde klasik termodinamik denge hali ve içten tersinir proseslerde tam bir açıklama için yeterli olamamaktadır. Gerçek prosesleri ilgilendiren önemli faktörler bu proseslerin tersinir proseslere göre daha az iş üretmesi ve daha fazla entropi üretimi gerçekleştirmesidir. Tersinir prosesler sadece limitlerde ve sonsuz zaman sürecinde gerçekleşmektedir. Klasik termodinamik problemlerinin çözüm metodolojisi tersinir sistemleri: sistemin ve çevrenin toplam entropisinin artmadığı, sistemin iç dengesini koruduğu, sistem ve çevresi ile olan ısı transferinin sonsuz küçüklükte olduğu, ve proses sürecinin sonsuz uzunlukta olduğu kabulü ile yapılır. Bu durumun sonucunda ortalama süreçte elde edilen çıktı (Makine için güç çıktısı; soğutma makinesi için soğutma yükü; ısı pompası için ısıtma yükü) sıfır olur.

Novikov (1957), Chambadal (1957), Curson ve Ahlborn (1975) sistemde dolaşan akışkana/akışkandan olan ısı transferiyle sınırlandırılmış güç çıktısına sahip gerçek bir carnot makinesi düzeneğinde sıcak ve soğuk enerji seviyesi sıcaklıklarına bağlı olarak böyle bir güç makinesinin optimizasyonunun yapılabileceğini göstermişlerdir.

Maksimum güç çıktısındaki enerji verimliliği:

$$\eta_{CA} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right)^{1/2} \quad (2.2)$$

Bu ısı makinesi için, Carnot verimi ifadesinden farklı olarak, sonlu zaman, sınırlı ısı miktarı ve sınırlı alanla ifade edilen yeni bir performans limiti getirmiştir. Fizikte bu sonlu zaman termodinamiği olarak tanımlanmış, mühendislikte ise entropi minimize metodu olarak adlandırılmıştır. Her iki metod, termodinamik, ısı transferi, ve akışkanlar mekaniği ile gerçek sonlu zamanlı ve/veya sonlu alana sahip sistemlerin termodinamik optimizasyonu arasında köprü oluşturmaktadır. (Chen vd., 1999), Bu tezde tanımlama olarak sonlu zaman termodinamiği (SZT) kullanılmıştır.

Curson ve Ahlborn (1975) tersinir Carnot makinesini içten tersinir olarak ele almışlar. Enerji çıktısını ısı transfer miktarları ile sınırlayarak çalışma sıcaklıklarını maksimum güç çıktısına bağlı olarak optimize ettikten sonra maksimum güçteki verimi türevini aldıklarında (2.2)'yi elde etmişlerdir. CA veriminin anlamının önemi maksimum güç çıktısındaki verim ifadesinin limiti olmasıdır.

Rubin (1979), maksimum verimliliği η_{\max} sabit sıcaklık girdisi için türetmiştir, sıcaklık girdisi sıfır olmadığı sürece $\eta_{\max} < \eta_c$ 'dir. güç çıktısı, verimlik bedel olarak alınarak elde edilir.

Güç ve verim amaçlarının dışında Salamon ve Nitzan (1981), içten tersinir Carnot makinesinin optimal performansını exerji verimliliği, exerji kaybı, ve kazancını optimizasyon amaç fonksiyonları olarak alınması ile elde edilmiştir. Salamon ve Nitzan'ın (1981), çalışması temel alınarak 1990'da Chen vd. (1999) sonlu zaman termodinamiği ve termoekonomiği birleştirerek, sonlu zaman exerjiekonomi analizi metodunu ortaya çıkarmış ve sonlu zaman exerjiekonomisi performans bağlantıları, optimal bağlantılar ve değişken optimizasyon kriterleri. Benzer fikirler İbrahim ve De Vos tarafından da ortaya konulmuştur.

Angulo Brown, F. (1991), amaç E – güç çıktısı ve entropi üretim miktarı arasında bir bağıntı kuran amaç fonksiyonu ortaya koymuştur. η_c verimi maksimum E değerinde yaklaşık $(\eta_c - \eta_{CA}) / 2$ karşılık gelmektedir.

Şahin, B vd. (1996), güç yoğunluğu (güç yoğunluğunun çevrimdeki maksimum spesifik hacime oranı) optimizasyon amaç fonksiyonu olarak kullanılarak Carnot ve diğer makineler için incelemelerde bulunmuşlardır.

Buraya kadar anlatılan modellemelerde araştırmacılar sistemde farklı değişkenleri esas alarak (maksimum güç çıktısı, maksimum verimlilik, soğutma yükü, performans katsayısı, toplam ısı transfer yüzeyi, spesifik soğutma yükü) optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Ancak bu çalışmalarda yukarıda verilen performans kriterlerinden birisi optimizasyon fonksiyonu olarak alınırken, diğer değişkenler sabit alınmıştır.

Şahin ve Kodal, modeli

Bu çalışmada (Şahin, B., Kodal, A., 1999) de verilen sabit termal kapasiteye sahip Newton soğuma yasasına uygun model kullanılmıştır. Bu model yakın zamana kadar yapılan modellerden farklı olarak içten tersinir soğutma makinesi ve ısı pompası için performans

katsayısı ve toplam ısı transfer katsayısına bağlı olarak optimizasyon yapılmıştır. (Sahin, B., Kodak, A., 1999) bu çalışmada kullanılan ana model olması nedeniyle Ek-1'de tam metin olarak verilmiştir.

(Sahin, B., Kodak, A., 1999)'da maksimize edilen amaç fonksiyon (F_{REF} veya F_{HP}) birim toplam maliyet için maksimum soğutma veya ısıtma yüküdür. F_{REF} ve F_{HP} T_X , T_Y yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre maksimize edildiğinde soğutma makinesi ve ısı pompası için sırasıyla:

$$(F_{ref})_{max} = 1 / \left\{ \left[a / (U_H T_L) \right] \left[1 + \sqrt{U_H / U_L} + \sqrt{b U_H T_L / a} \right]^2 - b \right\} \quad (2.3)$$

$$\beta_{ref}^* = T_L / \left[T_H + \sqrt{a T_H / b} \left(1 / \sqrt{U_H} + 1 / \sqrt{U_L} \right) - T_L \right] \quad (2.4)$$

Isı pompası için

$$(F_{hp})_{max} = 1 / \left\{ b - \left[a / (U_L T_H) \right] \left[\sqrt{b U_L T_L / a} - 1 - \sqrt{U_L / U_H} \right]^2 \right\} \quad (2.5)$$

$$\beta_{hp}^* = T_H / \left[T_H + \sqrt{a T_L / b} \left(1 / \sqrt{U_H} + 1 / \sqrt{U_L} \right) - T_L \right] \quad (2.6)$$

sonuçları elde edilmiştir.

2.2 Toprak Isı Değiştiricileri ile İlgili Literatür Taraması

Toprak ısı değiştiricileri ile ilgili literatür taramasında topraktaki ısı transferi modellemelerinin kapsamlı olarak ele alınması nedeniyle Yavuztürk'den (1999) alıntılara yer verilmiştir.

Ingersoll yaklaşımı

Ingersoll (1954), Kelvin'in ısı kaynağını çok uzun fakat çok küçük çaplı olması hali için ortaya koyduğu çizgisel kaynak teorisine sonsuz ortamda herhangi bir yerdeki sıcaklığı ele alarak yaklaşmıştır. Ortam başlangıçta, $t=0$ anında sonsuz uzunluktaki hat kaynağında (veya çukurunda) sabit ısı akısı ile, kararlı bir haldedir.

Ingersoll'a (1954) göre bu sıcaklık boru için aşağıda denklemlerle verilmiştir.

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi k} \int_X^\infty \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \frac{Q^2}{2\pi k} I(X) \quad (2.7)$$

Burada X:

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha t}} \quad (2.8)$$

T= Toprağın hat kaynağından herhangi bir mesafede ölçülen sıcaklığı $^{\circ}F$ [$^{\circ}C$],

(Boru yarıçapının mesafe olarak verilmesi boru yüzey sıcaklığını verir)

T_0 = Toprağın ilk sıcaklığı $^{\circ}F$ [$^{\circ}C$]

Q' = Kanyaktaki ısı transferi $\left[\frac{W}{m} \right]$

r= Borunun merkezinden olan uzaklık ft [m]

k= toprak oluşumundaki ısı iletkenliği $\left[\frac{W}{m - ^{\circ}C} \right]$

α = Toprağın ısı difüzyon katsayısı $\frac{k}{\rho c}$

ρ = toprak oluşumunun yoğunluğu $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

t= operasyon başlangıcından itibaren olan sıcaklık (saat)

β = entegrasyon değişkeni($\frac{r}{2\sqrt{\alpha(t-t')}}$ ifadesine eşittir.)

entegral ifadesinde $X < 0.2$ değerleri için aşağıdaki yaklaşım verilmiştir.

$$I(X) = 2.303 \log_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} \quad (2.9)$$

$I(X)$ 'in diğer değerleri için Ingersoll (1954)'de çizelge referansları verilmiştir.

Ingersoll'un (1954) temel yaklaşımlarından birisi boru veya hat kaynağının sonsuz uzunlukta olarak ısı akışının kaynağın boyuna normal olarak – radyal ısı akışı olarak alınmasıdır. Radyal ısı akışının sabit olmadığı, aydan aya değiştiği durumlarda ise Ingersoll (1954), (2.7)'deki entegral teriminin ikiye bölünerek verilen zaman aralığındaki ortalama ısı transferlerinin düşünülmesini tavsiye etmiştir. Entegrasyon limitleri alınan zaman aralığının başındaki ve sonundaki entegral değerlerine bağlı olarak belirlenmektedir. Sabit toprak oluşum değerleri ve ısı kaynağının mükemmel bir teması şart koşulmuştur.

Ingersoll (1954) (2.9)'un sadece gerçek hat kaynağı için tam karşılık olacağını ifade etmiştir. Fakat birkaç saatlik bir çalışma sonrasında genelde ısı pompalarında kullanılan 2" veya daha ufak borular için göz ardı edilebilecek bir hata ile uyulabileceğini belirtmiştir. Daha büyük çaplı borular ve

birkaç günden daha az çalışma süreleri için Ingersoll (1954) tahmin edilebilecek bir hatanın dahil edilebileceğini not düşmüştür. Hata terimi için boyutsuz zaman-boru oranının $(\frac{at}{R^2})$ pratik amaçlarla kullanılan küçük borularda 20'den daha büyük olması gereklidir. (Yavuztürk, 1999)

Jaeger ve Carslaw yaklaşımı

Carslaw ve Jaeger (1959)'daki çalışmalarında sabit yüzey sıcaklığı kabulüne bağlı olarak yapmışlardır. Buna göre; toprağın başlangıç sıcaklığından ΔT kadar düşük veya yüksek sıcaklıkta tutulan uzun bir boruda birim boyda transfer olan ısı miktarı Q' ve ısı akısı w , zamana bağlı olarak aşağıdaki ifadelerle bulunur (Ingersoll ve Plass, 1955).

$$Q' = k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) \quad 2.10$$

$$w = \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2\pi \cdot r} \quad 2.11$$

$$Q_z = 0,961519 \cdot k_t \cdot \Delta T \cdot F(z) = 0,961519 \cdot k_t \cdot (T_{topra} - T_{su}) \cdot F(z) \quad 2.12$$

$$q = 3,15459 \cdot \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2\pi \cdot r} \quad 2.13$$

$$z = a_t \cdot t / r^2 \rightarrow F(z) = \frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-z\beta^2}}{J_0^2(\beta) + Y_0^2(\beta)} \cdot \frac{d\beta}{\beta} \quad 2.14$$

Burada;

α_t	: Toprağın ısıl difüzyon katsayısı	[fph]
t	: Zaman	[h]
k_t	: Toprağın ısı iletkenlik değeri	[fph]
ΔT	: Başlangıçtaki toprak sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki fark	[F]
Q'	: Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı	[BTU/(ft.h)]
Q_z	: Birim boru boyu için transfer olan ısı miktarı	[W/m]
w	: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı	[BTU/(ft ² .h)]
q	: Birim yüzey alanı için transfer olan ısı miktarı	[W/m ²]
r	: Borunun yarı çapı	[ft]

olmaktadır.

Sabit yüzey sıcaklığı teorisinde aşağıdaki kabul yapılmıştır;

1. Toprak özellikleri uniform ve sabittir.
2. Hesap yapılan zaman aralığında birim boydaki ısı geçişi sabit değildir.
3. Borunun yüzey sıcaklığı sabit bir değerde tutulmaktadır.

Mei modeli

Mei (1991), yatay bataryalar için boru etrafında donmuş toprak etkilerini gösteren modeli de içeren, sayısal modelleme geliştirmiştir. Kullandıkları sayısal modellemeyle, açık sonlu değişim şemasıyla, tek boyutlu 3 kısmi diferansiyel denklemleri kullanarak: borudaki radyal iletim, donmuş bölge oluşumu ve uzak bölge oluşumunu açıklamışlardır. Bu denklemler 4 tek boyutlu kısmi diferansiyel denklemlerle birleştirilerek boru içerisindeki ısı akışını 2 boyutlu modelleme yaklaşım olarak sonuçlandırmışlardır. Modelleme boru duvarı ve donmuş toprak oluşumu bölgesi için farklı zaman adımları ve donmamış toprak oluşumu ve akışkan için dikkate değer büyüklükte geniş zaman aralıkları kullanmıştır. Borunun her pozisyonunda oluşan donmuş bölge büyüklüğü simülasyonca genişletip büzülmüştür. Mei(1991) 48 günlük simülasyon periyodu üzerinde deneysel verilerin karşılaştırmalarını sunmuşlardır.

Braven ve Nielson modeli

Braven ve Nielson (1998), temel altına döşenen yatay borularla hafriyat maliyetinin düşürüldüğü yatay toprak ısı değiştiricilerinin ısı transferinin hesaplanmasında termodinamik bir model geliştirmişlerdir. Termodinamik modelde önce boru yüzey sıcaklığı belirlenip daha sonra bu sıcaklığa bağlı su çıkış sıcaklıkları belirlenmektedir.

$$T_o = T_{pw} + (T_i - T_{pw}) \cdot e^{\frac{-U \cdot A}{m \cdot C_p}} \quad (2.15)$$

Burada:

T_o : sistemdeki akışkan sıcaklığı

T_i : Sisteme akışkan giriş sıcaklığı

T_{pw} : Boru yüzey sıcaklığı

UA : Borudan toprağa olan toplam ısı transfer katsayısı

m : Akışkan debisi

C_p : Akışkanın özgül ısısı

Ancak bu modelde boru yüzey sıcaklığının tahmininde toplam ısı transfer katsayısının bulunmasının zorluğu kısıtlı sonuçlar vermektedir.

Koyun modeli

Bu çalışmada Koyun ve Diz'de (2001a) verilen topraktaki ısı transfer modeli kullanılmıştır. Bu sebeple bu modelin özelliklerine hakkında daha fazla bilgi için modelin tam metni Ek-2'de verilmiştir. Koyun ve Diz (2001a), modeli bir termodinamik model olup, mevcut hesaplama yöntemleri içerisinde oldukça pratik ve kolay bir hesaplama yöntemidir.

Boru sisteminde sonsuz incelikte bir eleman alınmıştır. Sonlu küçük elemana giren su sıcaklığı ile toprak sıcaklığı arasındaki fark sebebiyle, su dT kadar ısınacaktır ve dl boyunca elemandan ısı alınacaktır. Bu işlem boru boyunca integre edilerek dQ/dl bulunmuştur. Dolayısıyla topraktan geçen ısı miktarı borunun başlangıcından daha az olacaktır. Bu sebepten ötürü, her sonlu küçük elemanı terk eden su sıcaklığındaki artış birinci elemanda ki artıştan daha azdır. Borunun direnci ihmal edilmiştir. Buna göre, 1-1,5mm et kalınlığına haiz olan borunun sonsuz incelikte olduğunu, yani borunun içindeki ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığının borunun yüzey sıcaklığına eşit olduğunu kabul edilmiştir. Termodinamiğin I. yasası uygulanarak; kontrol hacmine geçen ısı miktarı bulunmuştur. (Koyun ve Diz, 2001a)

Sonuç olarak boru boyuna bağlı olarak çıkış suyu sıcaklığı elde edilmiştir.

$$T_{S2} = T_{top} - (T_{top} - T_{S1}) e^{-k \cdot F(z) \cdot L / \dot{m} \cdot C_p} \quad (2.16)$$

Tüm boru boyunca suya geçen toplam ısı miktarı ise aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{Top} - T_{S1}) \cdot e^{-\frac{k \cdot F(z) \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \quad (2.17)$$

Toprağa ısı verilmesi halinde boru boyuna bağlı olarak çıkış suyu sıcaklığı:

$$T_{S2} = T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot e^{-\frac{k \cdot F(z) \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \quad (2.18)$$

Tüm boru boyunca toprağa transfer edilen toplam ısı miktarı ise:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{Top}) \cdot e^{-\frac{k \cdot F(z) \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \quad (2.19)$$

$F(z)$ fonksiyonu için aralıklar ve değerleri:

$$0.01 \leq z \leq 1 \text{ için } F(z) = 5.8555 \cdot z^{-0.3927}$$

$$1 \leq z \leq 100 \text{ için } F(z) = 5.8339 \cdot z^{-0.2261}$$

$$100 \leq z \leq 1000 \text{ için } F(z) = 4.1001 \cdot z^{-0.1392}$$

$$1000 \leq z \leq 10000 \text{ için } F(z) = 3.2006 \cdot z^{-0.1033}$$

3. İÇTEN TERSİNİR SOĞUTMA MAKİNESİ TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

3.1 Sistem

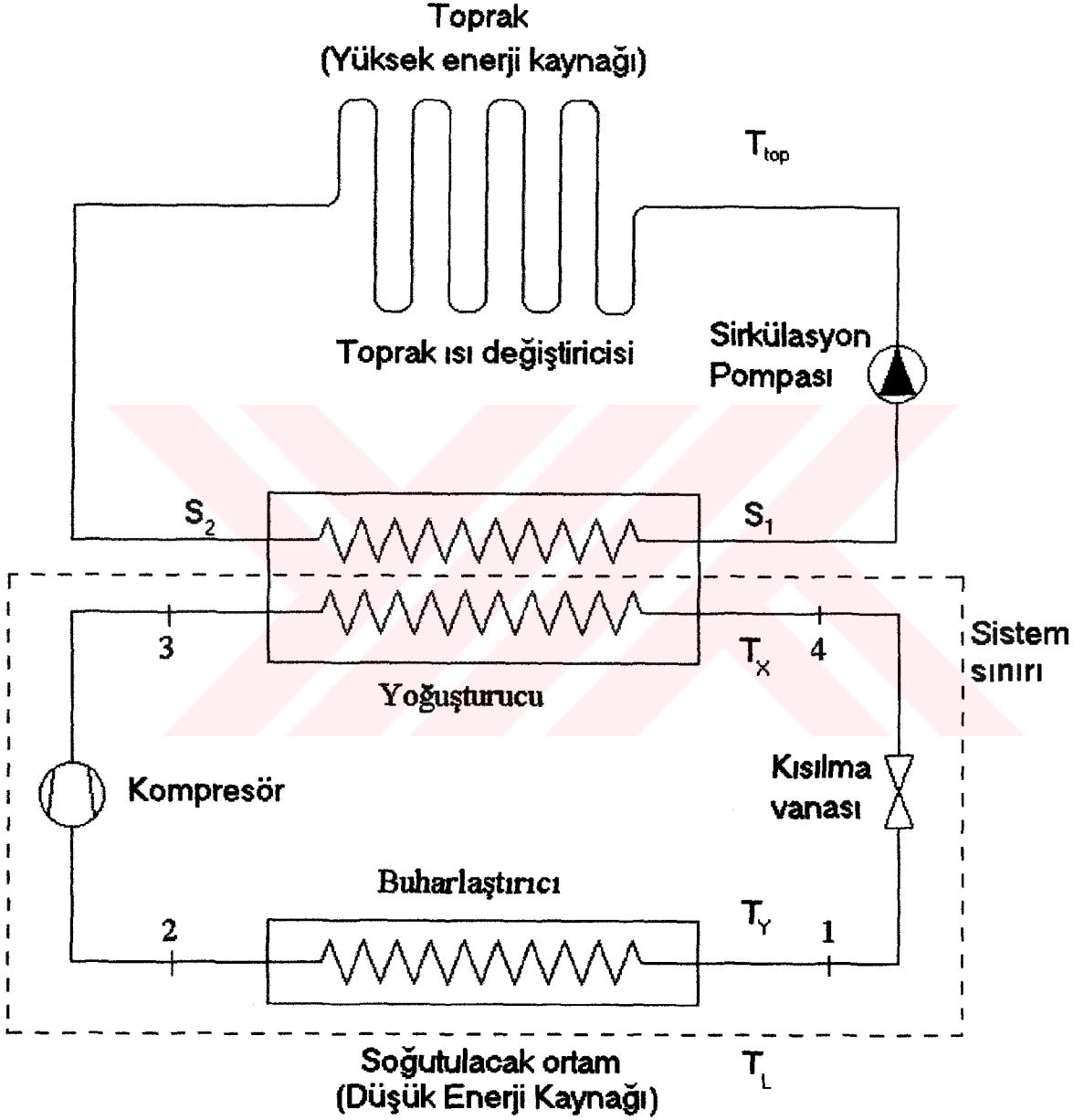
Bu bölümde içten tersinir toprak kaynaklı soğutma makinesi termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Sistemin şematik modeli Şekil 3.1'de verilmiştir. Sistem toprak ısı değiştirici devresi ve ters Carnot soğutma çevrimi olmak üzere iki farklı devreden oluşmaktadır. Toprak ısı değiştiricisi devresi, toprak ve yoğuşturucu arasında ısı transferini gerçekleştirmekte; Carnot soğutma makinesi ise ortamdaki soğutma ısını çeker ve yoğuşturucuda toprak devresine yoğuşma ısını transfer ederek çevrimini tamamlamaktadır.

Toprak ısı değiştiricileri toprak devresindeki akışkanın ısını (Q_{Top}) toprağa vermektedir. Toprak ısı değiştiricisinde borular toprağın altında belli bir gömme derinliğinde (h) yatay olarak gömülmüştür. Toprak ısı değiştirici devresi Şekil 3.2'de gösterildiği gibi paralel bağlı L uzunluğunda (u) adet modülden oluşmaktadır. Toprak devresinde, bir sirkülasyon pompası aracılığı ile toprak ısı değiştiricileri ve yoğuşturucu içerisindeki toprak devresi akışkanı (su) devre içerisinde dolaştırılır. Her modülde m debisine sahip akışkan (su) dolaşmaktadır. Bu modüller bir giriş ve çıkış kolektörüne bağlıdır. Kolektör ve yoğuşturucudaki akışkan $u \cdot m$ debisine sahiptir. Devredeki akışkan sıvı fazda ve farklı iki sıcaklık değerlerindedir. Toprak devresi su giriş sıcaklığı (veya yoğuşturucu su çıkış sıcaklığı) T_{S1} , toprak devresi su çıkış sıcaklığı (veya yoğuşturucu su giriş sıcaklığı) T_{S2} 'dir. Yoğuşturucudaki toprak devresi akışkanı T_{Sm} aritmetik ortalama sıcaklığındadır.

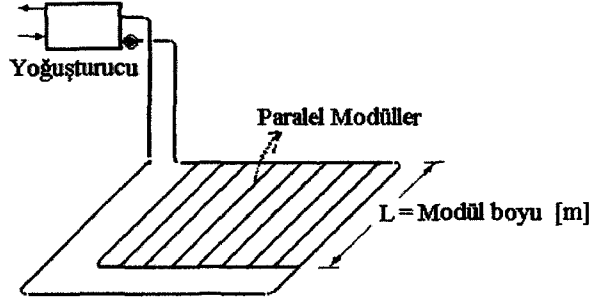
Soğutma makinesi yoğuşturucu, kısılma vanası, buharlaştırıcı ve kompresörden oluşmaktadır. Soğutma çevrimi ile ilgili termodinamik prosesler termodinamik model bölümünde verilmiştir. Soğutma çevrimi özetle şu şekilde gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcıda soğutulacak ortamdaki havadan soğutucu akışkana buharlaşma ısı (Q_L) transfer edilmektedir. Buharlaştırıcıdan gaz fazında çıkan akışkan, kompresörde basıncı artırılarak yoğuşturucuya girer. Burada gaz fazındaki soğutucu akışkan yoğuşma ısını (Q_H) toprak devresi akışkanına transfer ederek sıvı faza geçer ve yoğuşturucudan kısılma vanasına girer. Burada sabit basınçta buharlaştırılan akışkan buharlaştırıcıya girerek çevrimi tamamlar. Burada yoğuşma (T_X) sabit sıcaklığında, buharlaşma (T_Y) sabit sıcaklığında gerçekleşmektedir. TKSM modelinde toprak devresinde dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{Sm}) yüksek enerji seviyesi olarak kullanılmaktadır. Soğutulacak ortam düşük enerji seviyesidir ve T_L sabit sıcaklığındadır. Soğutma çevrimi bu iki enerji seviyesi arasında gerçekleşmektedir.

TKSM modelinde üç farklı tip ısı değiştirici kullanılmaktadır. Toprak ısı değişticilerinde katı- (su) akışkan arasında ısı transferi; yoğuşturucuda soğutucu akışkan-akışkan (su) arasında ısı transferi; buharlaştırıcıda soğutucu akışkan-hava arasında ısı transferi gerçekleşmektedir.

3.1.1 Şematik Model



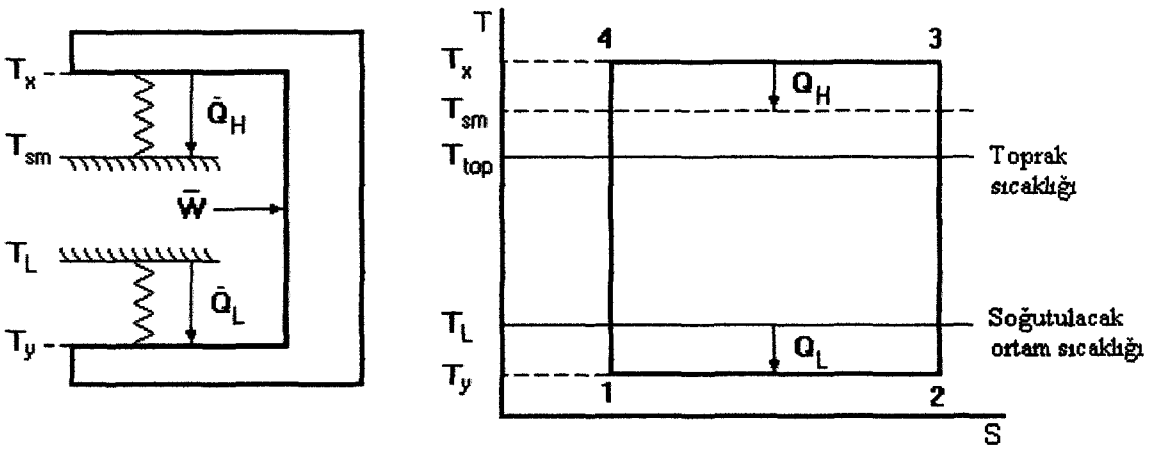
Şekil 3.1 Toprak kaynaklı soğutma makinesi modeli



Şekil 3.2 Toprak devresi modül yerleşimi

3.1.2 Termodinamik Model

Bu bölümde içten tersinir TKSM soğutma çevrimindeki prosesler incelenmiştir. Soğutma çevrimi T_{sm} ortalama su sıcaklığı ile T_L soğutulacak ortam sıcaklığı arasında gerçekleşmektedir. Şekil 3.3'de TKSM sisteminde kullanılan içten tersinir soğutma makinesi modeli ve T-S diyagramı verilmiştir. 1-2 izotermal hal değişimi sırasında, T_Y sıcaklığındaki soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan sabit sıcaklıkta \dot{Q}_L buharlaşma ısısı geçer. Buharlaştırıcıdan çıkan gaz fazındaki soğutucu akışkan izantropik bir hal değişimiyle kompresörde 3 haline sıkıştırılır. Hal değişimi sonucunda sıcaklığı T_X sıcaklığına ulaşır. 3-4 izotermal hal değişimi sırasında T_X sıcaklığındaki soğutucu akışkandan T_{sm} ortalama sıcaklığındaki toprak devresine sabit sıcaklıkta \dot{Q}_H yoğuşma ısısını verir. Yoğuşma sonunda kısılma vanasında izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_Y sıcaklığına düşer. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür. Çevrimin gerçekleşmesi için kompresöre \dot{W} işi verilir.



Şekil 3.3 İçten tersinir soğutma makinesi modeli ve T-S diyagramı

3.1.3 Kabuller

Yapılan kabuller toprak devresi ve soğutma makinesinde olmak üzere iki gruptadır.

Toprak devresinde:

1. Toprak modüllerindeki toprak özelliklerinin (a, k) modül boyunca ve işletme süresince sabit alınmıştır.
2. Nem, toprak yoğunluğu, üsttabaka örtüsü vb. toprak özelliklerini değiştirecek etmenler gözardı edilmiştir.
3. Düz boru direnç kayıpları ihmal edilmiştir.
4. Sirkülasyon pompa işi ihmal edilmiştir.
5. Toprak sıcaklığının mevsimsel salınımı ihmal edilmiş, tüm işletme süresince tek bir toprak sıcaklığı sabit kabul edilmiştir.
6. Gömme derinliğine bağlı olarak toprak sıcaklığının değişimi ihmal edilmiştir. Toprak derinliğinin değer olarak verilmesi gereken yerlerde uygulamalarda tavsiye edilen gömme derinliği ($h=1,5-3$ [m]) toprak derinliği esas alınmıştır.
7. Yoğuşturucudaki toprak devresi akışkan sıcaklığı sabit olarak T_{Sm} sıcaklığında alınmıştır. (logaritmik sıcaklık farkı kullanılmamıştır.)
8. Yoğuşturucu toplam ısı transfer katsayısı (U_H) toprak devresi akışkan debisinden bağımsız olarak sabit alınmıştır.
9. Toprağa transfer edilen ısının (Q_{Top}) zamana bağlı değişiminin ortalaması alınmış son işletme gününe göre hesaplama yapılmamıştır.
10. Toprak devresi akışkan özgül ısı C_p sıcaklıktan bağımsız olarak sabit alınmıştır.

Soğutma makinesinde

11. Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki ısı değiştirici verimi $\eta_{kon} = 1$ alınmış, kayıplar ihmal edilmiştir.
12. T_{Sm} sıcaklığı sonsuz yüksek enerji seviyesi olarak kabul edilmiştir.
13. T_L sıcaklığı sonsuz düşük enerji seviyesi olarak kabul edilmiştir.
14. Tüm hal değişimleri içten tersinirdir.

15. Kompresör toplam verimi $\eta_{kom}=1$ alınmış, kayıplar ihmal edilmiştir.
16. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki toplam ısı transfer katsayıları (U_H , U_L) yoğuşma (T_X) ve buharlaşma (T_Y) sıcaklıklarına bağlı olarak değişmediği kabul edilmiş, her sıcaklık için sabit alınmıştır.
17. Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti (M_{kom}) kompresör işinin büyüklüğünden (\dot{W}) bağımsız olarak sabit alınmıştır.
18. Buharlaştırıcı birim alan maliyeti (M_{ev}) ve yoğuşturucu birim alan maliyeti (M_{kon}) ısı değiştirici yüzeylerin büyüklüğünden bağımsız olarak sabit alınmıştır.
19. Tüm soğutma sezonu boyunca sabit soğutma yükü ($d\dot{Q}_L / dt = 0$) alınmıştır.

3.1.4 Sistemde Transfer Olan Isılar ve Toprak Devre Sıcaklıkları:

Toprak ısı değiştiricisinde verilen ısı (Q_{Top})

Bu çalışmada içten tersinir bir sistemle TKSM çalışma sınırları hakkında bilgi sahibi olmak ve böylece gerçek sistemler hakkında bir yorum sahibi olma amaçlanmıştır . Ancak yapılan her kabul gerçek TKSM sisteminden uzaklaşmaya neden olmaktadır. Yapılan kabullerde soğutma yükü işletme süresince sabit alınmıştır. Gerçekte bu yükler sabit olmayıp mevsimsel salınım ve pik değerlere sahiptir. (2.19)'da topraktan transfer edilen ısı denklemini belirli zaman sonunda toprakta transfer edilebilecek ısı miktarını vermektedir. Bu durumda denklem (2.19)'a göre çözüm yapıldığında hesaplama işletme zamanının en son gününe göre yapılmış olacaktır. Ancak bu denklem pik soğutma/ısıtma yükleri hesaba katıldığında kullanılmalıdır. Çünkü (2.19)'da verilen toprağa transfer olan ısı miktarı Şekil 3.4'de görüldüğü şekilde işletme zamanına göre azalmaktadır. Soğutma yüklerinde sabit kabulüne karşın bu değerdeki azalma sistem hakkında yanlış yorumlara neden olmaktadır. Son güne göre yapılan hesap, daha önceki zaman dilimi için gereğinden daha büyük boyutlandırılmalara neden olacaktır. Bu amaçla (2.19)'da verilen toprağa transfer edilen ısı miktarı eşitliğinde bir düzenleme yapılmıştır. İşletme süresine bağlı olarak topraktan transfer edilen ısı miktarının aritmetik ortalaması alınmıştır. (3.1) . Böylece tüm işletme süresince transfer olan toplam ısı miktarında değişiklik olmamış ve işletme süresince tek bir Q_{Top} ısı miktarına göre hesaplama yapma imkanı sağlanmıştır (Şekil 3.4). Bu çalışmada, (3.1)'de ortalama ısıyı belirtmek için ayrı bir

indis kullanılmamıştır. Çünkü topraktan transfer edilen ısı tüm çalışmada ortalama ısı değerlerindedir. TKSM sisteminde toprak ısı çukuru olarak kullanılması nedeniyle T_{S1} su giriş sıcaklığı toprak sıcaklığından daha yüksek sıcaklıktadır.

$$\dot{Q}_{Top} = u \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{toprak}) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{m \cdot C_p}} \right]}{r} \right] \quad [kW] \quad (3.1)$$

Burada:

$u = [Boyutsuz]$ Toprak devresi modül sayısı

$\dot{m} = \left[\frac{kg}{s} \right]$ Toprak devresi su debisi

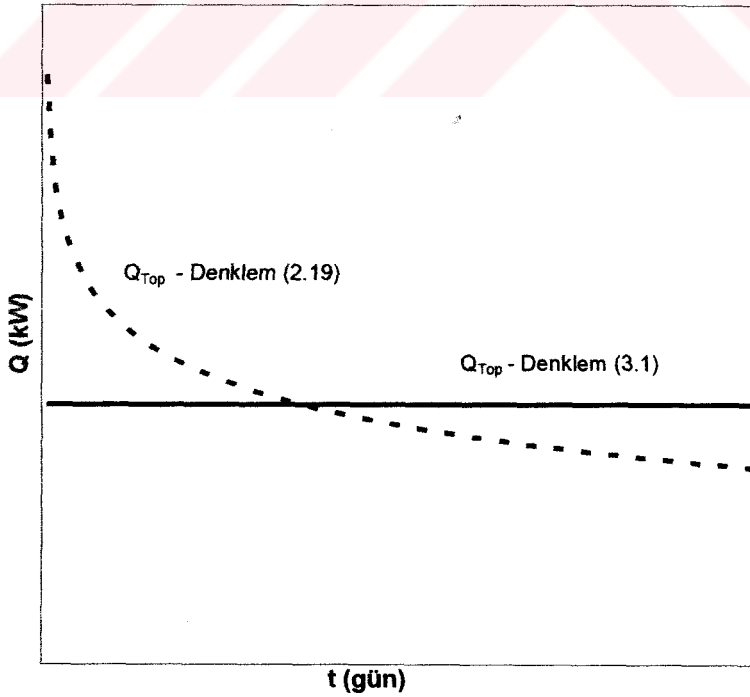
$C_p = \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K} \right]$ Suyun sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı

$L = [m]$ Modül boru uzunluğu

$k = \left[\frac{kJ}{^\circ K \cdot m \cdot s} \right]$ Toprağın ısı iletkenlik katsayısı

$T_{top} = [^\circ K]$ Toprak sıcaklığı (Yüksek ısı kaynağı)

$T_{S1} = [^\circ K]$ Toprak devresine su giriş sıcaklığı



Şekil 3.4 Topraktan transfer edilen son gün ısıları ve ortalama ısı karakteristik eğrileri

Toprak ısı değiştiricisinde dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{Sm})

Toprak ısı değiştiricisinde ortalama su sıcaklığı olarak su giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınmıştır.

$$T_{Sm} = \frac{T_{S1} + T_{S2}}{2} \quad (3.2)$$

Burada:

T_{S1} : Toprak devresi su giriş sıcaklığı

T_{S2} : Toprak devresi su çıkış sıcaklığı

(2.18)'de toprağa ısı verilmesi halinde boru boyuna bağlı olarak çıkış suyu sıcaklığı T_{S2} :

$$T_{S2} = T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. (3.2) eşitliğu (3.3)'e bağlı olarak yeniden dzenlenilirse toprak devresine dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{Sm}):

$$T_{Sm} = \frac{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r}}{2} \quad (3.4)$$

halini alır.

Yoğuşma ısısı (Yoğuşturucuda Verilen ısı)

Yoğuşma ısısı, şekil 3.3'de ters carnot çevriminde, 3-4 izotermal hal değişimi sırasında T_X sıcaklığındaki soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta, T_{Sm} ortalama toprak devresi su sıcaklığına verdiği ısıdır. Burada gerçek sistemde ısı transferine neden olan sıcaklık farkı logaritmik sıcaklık farkıdır. Ancak bu çalışmada T_{S1} optimizasyon değişkenlerinden birisi olması nedeniyle logaritmik sıcaklık farkı kullanılamamıştır. Çünkü logaritmik sıcaklık kullanılması halinde sistemin analitik bir çözümü olmayıp sayısal çözümler gerekmektedir. Bunun yerine kullanılabilecek iki seçenek aritmetik ortalama ve geometrik ortalama değildir. Geometrik ortalama logaritmik sıcaklık farkına en yakın değerleri vermektedir. Aritmetik ortalama ise büyük sapmalar olmaktadır. Bununla beraber aritmetik ortalama ve geometrik ortalama arasındaki hata farkları akışkan giriş çıkış ve yoğuşma sıcaklıkları birbirine yakın değerler aldığı takdirde, logaritmik sıcaklık farkı değerlerine yakın değerler almaktadır. (Phetteplace, 1995),

İleriki bölümlerde elde edilen termoekonomik optimizasyon değişkenlerinin sonucunda optimum şartlarda T_{sm} , T_{s1} , T_X sıcaklıkları yakın değerler almaktadır. Bu sebeple işlemlerin karmaşıklığını önlemek ve T_{sm} sıcaklığı ortalama sıcaklık olarak alınmıştır. Aynı zamanda Ek-1'de verilen SZT modelinde enerji seviyeleri sabit sonsuz kaynaklar olarak alınmıştır. Bu sebeple T_{sm} sıcaklığı sabit değer olarak alınmıştır. Sonuç olarak Newton soğuma yasasına göre yoğuşma ısısı:

$$\dot{Q}_H = U_H \cdot A_H \cdot (T_X - T_{sm}) \quad [kW] \quad (3.5)$$

Burada:

$$U_H = \left[\frac{kJ}{m^2 \cdot {}^\circ K \cdot s} \right] \quad \text{Yoğuşturucu toplam ısı transfer katsayısı}$$

$$A_H = [m^2] \quad \text{Yoğuşturucu alanı}$$

$$T_X = [{}^\circ K] \quad \text{Yoğuşma sıcaklığı}$$

$$T_{sm} = [{}^\circ K] \quad \text{Toprak devresi ortalama su sıcaklığı}$$

(3.5) eşitliği (3.4)'e bağlı olarak yeniden düzenlenilirse:

$$\dot{Q}_H = U_H \cdot A_H \cdot \left(T_X - \frac{T_{s1} + T_{Top} + (T_{s1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z) \cdot L}{m \cdot C_p}} \right]}{r}}{2} \right) \quad [kW] \quad (3.6)$$

Toprak devresi ve carnot devresi arasındaki ısı değiştirici verimi $\eta=1$ alınmıştır.

Bu durumda

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{Top} \quad (3.7)$$

Buharlaştırma ısısı (\dot{Q}_L) (Buharlaştırıcıda çekilen ısı)

Şekil 3.3'de 1-2 izotermal hal değişimi sırasında, T_Y sıcaklığındaki soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan sabit sıcaklıkta transfer olan ısı buharlaştırma ısısıdır.

$$\dot{Q}_L = U_L \cdot A_L \cdot (T_L - T_Y) \quad [kW] \quad (3.8)$$

Burada:

$$U_L = \left[\frac{kJ}{m^2 \cdot {}^\circ K \cdot s} \right] \quad \text{Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısı}$$

$A_L = [m^2]$	Buharlaştırıcı alanı
$T_L = [^{\circ}K]$	Soğutulacak ortam sıcaklığı
$T_Y = [^{\circ}K]$	Buharlaşma sıcaklığı

3.1.5 Termodinamik Denge

I. Yasa denge şartı

Termodinamiğin 1. yasasına göre kapalı bir sistemde, sisteme veya sistemden ısı veya iş olarak net enerji geçişi sistemin toplam enerjisindeki artış veya azalmaya eşittir (Çengel, Y. A., 1996).

$$\left(\sum \dot{Q}_g - \sum \dot{Q}_c\right) - \left(\sum \dot{W}_g - \sum \dot{W}_c\right) = \Delta E \quad (3.9)$$

Burada sistem, Şekil 3.3'de verilen termodinamik modelde T-S diyagramı gösterilen, Şekil 3.1'de sistem şemasında sınırları verilen soğutma çevrimidir. Sisteme soğutulacak ortamdaki buharlaşma ısı \dot{Q}_L girmekte, sistemden toprak devresi akışkanına yoğuşturucuda \dot{Q}_H yoğuşma ısı geçmektedir. Çevrimin gerçekleşebilmesi için kompresöre \dot{W} işi yaptırılmaktadır. Sistemde depolanan veya üretilen enerji yoktur. $\Delta E = 0$ Bu durumda (3.9)'daki termodinamiğin 1. yasasına göre enerji dengesi yeniden düzenlenirse:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (3.10)$$

II. Yasa şartı

Termodinamiğin 2. yasası sistemdeki tersinmezlikler ile ilgili denge durumlarını kapsar. Sistemdeki tersinmezlikler arttıkça sistemde entropi üretimi artar. Buradaki TKSM sistemi içten tersinir bir sistemdir. R. J. E. Clausius içten tersinir termodinamik bir çevrimde:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten tersinir}} = 0 \quad (3.11)$$

eşitliğini ortaya koymuştur. Ters Carnot çevriminde entropi değişimi buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda olmaktadır. (3.11)'deki eşitliğe göre, ısı transferi durumunda entropi değişimleri:

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} = \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} \quad (3.12)$$

olmalıdır.

3.2 Soğutma Makinesi İçin Performans Katsayısı (β_{ref})

Bir soğutma makinesinin ısı değerlendirmesi performans (etkinlik) katsayısı ile belirlenir. Burada TKSM kullanılan içten tersinir ters Carnot çevrimi için performans katsayısı :

$$\beta_{ref} = \frac{\text{Elde edilmek istenilen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_L}{W} = \frac{T_Y}{(T_X - T_Y)} \quad (3.13)$$

3.3 Amaç Fonksiyon (F_{REF})

Amaç fonksiyonun oluşturulmasında Ek-1'de verilen içten tersinir soğutma makinesi termoekonomik optimizasyon modelinden yararlanılmıştır. SZT kullanılarak TKSM sisteminden minimum toplam maliyetle maksimum soğutma yükünün elde edilmesi amaçlanmıştır. Toplam maliyet olarak yatırım ve işletme maliyetleri ele alınmış ve optimize edilmesi amaçlanan fonksiyon aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$F_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{(C_i + C_e)} \left[\frac{kW \cdot yıl}{para} \right] \quad (3.14)$$

F_{REF} 'i sözlü olarak ifade etmemiz gerekirse toplam maliyet yıllık amortisman birim bedeli karşısında alınabilecek soğutma kapasitesidir. Burada:

$$C_i : \text{Yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli} \left[\frac{Para}{Yıl} \right]$$

$$C_e : \text{Yıllık enerji (işletme) maliyeti} \left[\frac{Para}{Yıl} \right]$$

3.3.1 Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_i): $\left[\frac{Para}{Yıl} \right]$

Yıllık yatırım maliyeti olarak sistemi oluşturan ısı değiştiriciler, devre elemanları ve bunların kurulum masrafları ele alınmıştır. Bunlar, kompresör ve devre elemanları, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, toprak ısı değiştiricileri ve hafriyat maliyetleridir. Sonuç olarak C_i :

$$C_i = C_{i-ev} + C_{i-kon} + C_{i-pipe} + C_{i-exc} \quad (3.15)$$

olarak ifade edilir.

C_i Yatırım maliyeti yıllık amortisman bedelini oluşturan unsurları ayrı ayrı ele alacak olursak:

3.3.1.1 Buharlaştırıcı Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-ev}):

Buharlaştırıcı yatırım maliyeti, buharlaştırıcının kendisi ve soğutma makinesinde kullanılan kompresör ve devre elemanları yatırım maliyetinden oluşmaktadır. Burada birim buharlaştırıcı yüzey alan maliyetinin (M_{ev}) sabit olduğu ve buharlaştırıcı yüzey alan maliyetinin M_{ev} ile doğru orantılı olarak arttığı kabul edilmiştir. Kompresör ve devre elemanları maliyetinin hesaplanmasında birim (kW) güçteki sistemin kompresör ve devre elemanları maliyeti (M_{kom}) sabit alınmış ve gerekli güce bağlı olarak kompresör ve devre elemanları maliyetinin M_{kom} ile orantılı olarak arttığı kabul edilmiştir. Sonuç olarak C_{i-ev} :

$$C_{i-ev} = a_L \cdot A_L + b_1 \cdot \dot{W} \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yıl}} \right] \quad (3.16)$$

olarak ifade edilmiştir. (3.16)'da (3.8) ve (3.10) eşitlikleri kullanılırsa

$$C_{i-ev} = a_L \cdot \frac{\dot{Q}_L}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + b_1 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (3.17)$$

Burada:

$$a_L : \text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli} \quad \left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right]$$

$$b_1 : \text{Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli} \quad \left[\frac{\text{Para}}{kW \cdot \text{Yıl}} \right], \text{dir.}$$

$$\text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli } (a_L) \quad \left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right]$$

$$a_L = M_{ev} \cdot P \quad (3.18)$$

Burada:

$$M_{ev} : \text{Isı değiştiricisi (Buharlaştırıcı) birim alan maliyeti} \quad \left[\frac{\text{Para}}{m^2} \right]$$

$$P : \text{Yıllık sermaye geri kazanım faktörüdür.} \quad \left[\frac{1}{\text{Yıl}} \right]$$

$$\text{Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli } (b_1)$$

$$b_1 = M_{kom} \cdot P \quad (3.19)$$

Burada:

M_{kom} : Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti $\left[\frac{Para}{kW} \right]$

P : Yıllık sermaye geri kazanım faktörüdür. $\left[\frac{1}{Yıl} \right]$

Yıllık sermaye geri kazanım faktörü (P) $\left[\frac{1}{Yıl} \right]$

Yıllık sermaye geri kazanım faktörü yapılan yatırımın, kendini amorti etmesi planlanan zamana ve yıllık faize bağlı olarak senelik amortisman bedelinin hesaplanmasında kullanılan katsayıdır.

$$P = \frac{(1+i)^v \cdot i}{(1+i)^v - 1} \quad (3.20)$$

Burada:

i : Faiz oranı

v : Yıl olarak proje ömrü veya sistemin kendisini amorti etmesi istenilen süredir.

3.3.1.2 Yoğuşturucu Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-kon}):

Yoğuşturucu maliyeti olarak sadece yoğuşturucu ısı transfer yüzey maliyeti alınmıştır. Yoğuşturucudaki devre elemanların maliyeti C_{i-ev} bedeli içerisinde $b_1 \times W$ eşitliğine dahil edilmiştir. Yoğuşturucu yatırım maliyeti (C_{i-kon}) yoğuşturucu toplam yüzey alan maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-kon} = a_K \cdot A_K \left[\frac{Para}{Yıl} \right] \quad (3.21)$$

(3.17)'de (3.6) eşitliği kullanılırsa

$$C_{i-kon} = a_K \cdot \frac{\dot{Q}_H}{U_H \cdot \left(T_X - \frac{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=1} \left[e^{\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{m \cdot C_F}} \right]}{r}}{2} \right)} \quad (3.22)$$

Burada:

a_K : Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedelidir $\left[\frac{Para}{m^2 \cdot Yıl} \right]$

Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli (a_k) $\left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yil}} \right]$

$$a_k = M_{kon} \cdot P \quad (3.23)$$

Burada:

M_{kon} : Yoğuşturucu birim yüzey alan maliyeti

$$\left[\frac{\text{Para}}{m^2} \right]$$

P : Yıllık sermaye geri kazanım faktörüdür.

$$\left[\frac{1}{\text{Yil}} \right]$$

3.3.1.3 Toprak Devresi Boru Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-pipe}) :

Toprak ısı değiştirici maliyeti olarak sadece toprak devresi boru maliyetleri hesaba katılmıştır. Gerçekte toprak devresini oluşturan sirkülasyon pompası, kolektörler, fittings ve işçilik maliyeti düz boru dirençleri ve sirkülasyon pompa işi ihmal edilmesi nedeniyle boru yatırım maliyetine dahil edilmemiştir. Toprak devresi boru yatırım maliyeti (A_{pipe}) toprak ısı değiştiricileri toplam yüzey alanı maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-pipe} = a_{pipe} \cdot A_{pipe} \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yil}} \right] \quad (3.24)$$

Burada:

a_{pipe} : Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli $\left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yil}} \right]$

A_{pipe} : Toprak ısı değiştiricileri boru Alanı $[m^2]$

Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli (a_{pipe})

$$a_{pipe} = M_{pipe} \cdot P \quad (3.25)$$

Burada:

M_{pipe} : Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti

$$\left[\frac{\text{Para}}{m^2} \right]$$

P : Yıllık sermaye geri kazanım faktörü

$$\left[\frac{1}{\text{Yil}} \right]$$

Toprak ısı değiştiricileri toplam boru yüzey alanı (A_{pipe})

$$A_{pipe} = u \cdot \pi \cdot D \cdot L \quad [m^2] \quad (3.26)$$

Burada:

D : Boru çapı $[m]$

L : Modül boru uzunluğu $[m]$

u : Modül sayısı $[Boyutsuz]$

(3.26) eşitliği (3.24)'de yerine konulursa C_{i-pipe}

$$C_{i-pipe} = a_{pipe} \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L \left[\frac{Para}{Yıl} \right] \quad (3.27)$$

Boru birim alan maliyetinin hesaplanması (M_{pipe})

M_{pipe} ifadesi farklı çaplı borularda farklı değerlere sahiptir. Bu sebeple bu değer koşullu olarak ifade edilmelidir. Çünkü:

$$\frac{d(a_{pipe})}{d(D)} \neq 0 \quad ve \quad \frac{d(a_{pipe})}{d(L)} \cong 0$$

Çap büyüdükçe birim boy fiyatı büyümektedir ve çap büyüdükçe birim alan boru boyu azalmaktadır. Bu sebeple M_{pipe} farklı boru çapları için hesaplanması gereklidir. Bu hesaplama Çizelge 3.1'den yararlanılarak yapılabilir.

Bu çalışmada oransal değerler kullanıldığı için kesin a_{pipe} hesaplaması yapılmamıştır. Bunun yerine bu farklılığı gösterebilmek amacı ile farklı D çaplarının birbirine göre yaklaşık oransal değerleri verilmiştir (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.1 M_{pipe} hesaplama cetveli

I	II	III	IV	V	VI	VII
D (m)	A (m ²)	L (m)	Birim boy fiyatı (para /m)	Özel elemanlar (para /m)	Birim boy işçiliği (para /m)	Birim alan fiyatı (a_{pipe}) (para /m ²)
0,01875	1	16,98	A	IV x % α	IV x % β -a	(III x (IV + V + VI))/II
0,025	1	12,73	B	IV x % α	IV x % β -b	(III x (IV + V + VI))/II
0,03125	1	10,19	C	IV x % α	IV x % β -c	(III x (IV + V + VI))/II
0,0375	1	8,49	D	IV x % α	IV x % β -d	(III x (IV + V + VI))/II
0,05	1	6,37	E	IV x % α	IV x % β -e	(III x (IV + V + VI))/II
0,075	1	4,24	F	IV x % α	IV x % β -f	(III x (IV + V + VI))/II
0,1	1	3,18	G	IV x % α	IV x % β -g	(III x (IV + V + VI))/II

Çizelge 3.2 Hesaplamalarda kullanılan boru çapına göre yaklaşık a_{pipe} oranları

D (m)	a_{pipe} x oran (para /m ² .yıl)
0,01875	a_{pipe} x 1,00
0,025	a_{pipe} x 1,11
0,03125	a_{pipe} x 1,28
0,0375	a_{pipe} x 1,45
0,05	a_{pipe} x 1,50
0,075	a_{pipe} x 1,94
0,1	a_{pipe} x 2,29

Birim alan fiyatlandırmasında ana etken birim boy fiyatıdır. Bu sebeple hesaplamalarda gerçeğe yakın bir yaklaşım yapılması amacıyla Diz'den (2001) alınan birim boy fiyatlarına göre orantılama yapılmıştır.

3.3.1.4 Toprak Devresi Hafriyat Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-exc}) :

Toprak ısı değiştiricileri toprak altında belli bir derinlikte gömülmek zorundadır. Yatay tip toprak ısı değiştiricilerinin dikey tip toprak ısı değiştiricilerine karşı en büyük dezavantajı gömme işlemi için gerekli olan hafriyat işlemidir. Yatay tip toprak ısı değiştiricilerinde topraktan alınan/verilen ısıya karşılık hafriyat maliyetleri bu sistemlerin rekabet kabiliyetini engellemektedir. Burada hafriyat maliyetleri olarak sadece toprak ısı değiştirici borularının hafriyat alanlarının maliyeti hesaba alınmış ve kolektörler için gerekli hafriyat maliyetleri ihmal edilmiştir. Toprak devresi hafriyat maliyeti toprak ısı değiştiricileri toplam (A_{exc}) hafriyat alanı maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-exc} = a_{exc} \cdot A_{exc} \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yıl}} \right] \quad (3.28)$$

Burada:

a_{exc} : Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli $\left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right]$

A_{exc} : Toprak ısı değiştiricileri hafriyat derinlik kesit alanı $[m^2]$

Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli (a_{exc})

$$a_{exc} = M_{exc} \cdot P \quad \left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right] \quad (3.29)$$

Burada:

M_{exc} : Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti $\left[\frac{\text{Para}}{m^2} \right]$

P : Yıllık sermaye geri kazanım faktörü $\left[\frac{1}{\text{Yıl}} \right]$

Toprak ısı değiştiricileri hafriyat derinlik kesit alanı (A_{exc}) $[m^2]$

$$A_{exc} = u \cdot h \cdot L \quad (3.30)$$

Burada:

u : Modül sayısı $[\text{Boyutsuz}]$

h : Gömme derinliği $[m]$

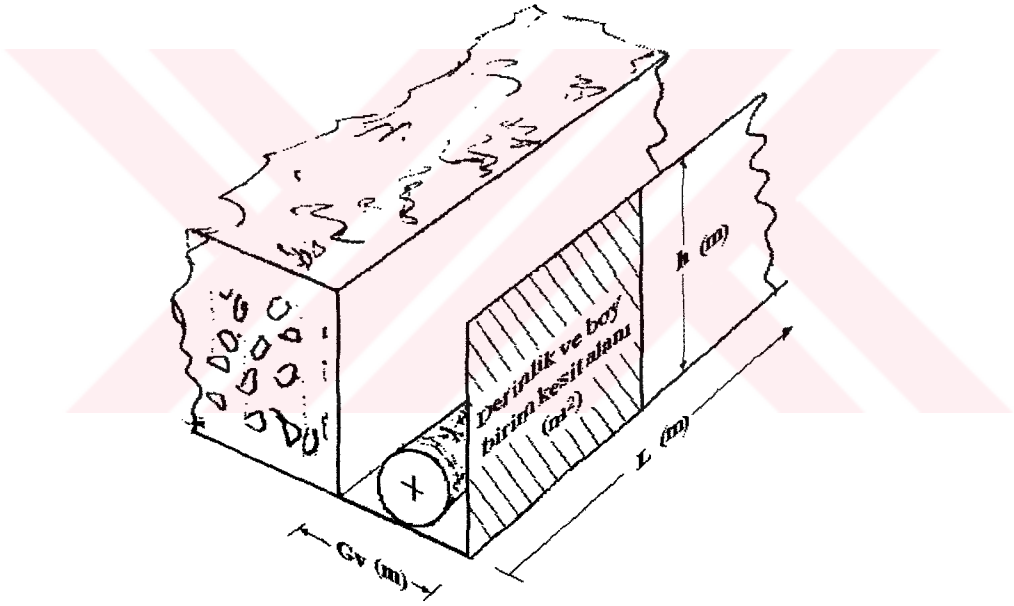
L : Modül boru uzunluğu $[m]$

(3.30) eşitliği (3.28)'de yerine konulursa C_{i-exc} :

$$C_{i-exc} = a_{exc} \cdot u \cdot h \cdot L \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yıl}} \right] \quad (3.31)$$

Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti (M_{exc}) hesaplanması

Derinlik ve boy birim kesit alanı tanımlaması amaç fonksiyonda birim uyumsuzluğu gerçekleşmemesi amacıyla türetilen bir ifadedir. Gerçekte hafriyat hacimsel olarak boyutlandırılır. Ancak kullanılan kepçe ağzının sabit olması nedeniyle sadece gömme derinliği (h) ve modül uzunluğu (L)'ye bağlıdır. Bu sebeple bu hacimsel ifadeyi alan olarak imkanı bulunmaktadır. Şekil 3.5'de yatay tip toprak ısı değiştiricilerinin toprak altındaki yerleşimi ve derinlik ve boy birim kesit alanı ifadesi gösterilmektedir.



Şekil 3.5 Hafriyat değişkenleri

$$M_{exc} = BHM \cdot G_v \quad (3.32)$$

Burada:

BHM: Birim hacim hafriyat maliyeti $\left[\frac{\text{para}}{\text{m}^3} \right]$

G_v : Hafriyat genişliği (kepçe ağzı) [m]

Hafriyat amortisman bedeli hesaplanmasında $\frac{d(BHM)}{d(h)} = 0$ kabulü yapılmıştır. $\frac{d(BHM)}{d(h)} \neq 0$

olduğu hallerde (a_{pipe} değerinin hesaplanmasındaki benzer şekilde) h değerlerine bağlı olarak koşullu değerlendirme yapılmaz.

(3.17), (3.22), (3.27), (3.31) eşitlikleri (3.15)'de yerine konulursa:

$$C_i = \left(a_K \cdot \frac{\dot{Q}_H}{U_H \cdot \left(T_X - \frac{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r} \right)} + a_L \cdot \frac{\dot{Q}_L}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + a_{pipe} \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L + a_{exc} \cdot u \cdot h \cdot L + b_1 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right) \quad (3.33)$$

3.3.2 Yıllık Enerji (İşletme) Maliyeti (C_e): $\left[\frac{Para}{Yil} \right]$

Yıllık enerji işletme maliyeti TKSM sisteminin bir yıl içerisinde kullanım süresince kullanılan enerji bedelidir.

$C_e = b_2 \cdot \dot{W}$ (3.10) eşitliğinden \dot{W} değerini yazarsak

$$C_e = b_2 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad \left[\frac{Para}{Yil} \right] \quad (3.34)$$

Burada:

b_2 : Birim enerji için yıllık işletme saatleri bedeli $\left[\frac{Para}{kW \cdot Yil} \right]$

(3.33) ve (3.34) eşitliklerini (3.14)'de yerine koyacak olursak amaç fonksiyon F_{ref} :

$$F_{ref} = \left(\frac{\dot{Q}_L}{w \cdot a_L \cdot \dot{Q}_H} + U_H \cdot \left(T_X - \frac{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r} \right) + \frac{a_L \cdot \dot{Q}_L}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + a_L \cdot (n \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot u \cdot h \cdot L) + b \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right) \quad (3.35)$$

Halini alır. Burada:

$$b = b_1 + b_2 \left[\frac{\text{Para}}{kW \cdot \text{Yıl}} \right]$$

$$w = \frac{a_k}{a_L} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

$$n = \frac{a_{\text{pipe}}}{a_L} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

$$s = \frac{a_{\text{exc}}}{a_L} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

Pay ve paydayı Q_L parantezine alınır ve (3.12)'den yararlanılarak tekrar düzenlenirse amaç fonksiyon F_{REF} :

$$F_{\text{ref}} = \left(\frac{1}{a_L \cdot w \cdot T_X} + T_Y \cdot U_H \cdot \left(T_X - \frac{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \sum_{i=1}^{r=t} \left[\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right]}{2} \right) \right) \cdot \left(\frac{a_L}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + a_L \cdot \left(\frac{n \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L}{Q_H \cdot \frac{T_Y}{T_X}} + \frac{s \cdot u \cdot h \cdot L}{Q_H \cdot \frac{T_Y}{T_X}} \right) + b \cdot \left(\frac{T_X}{T_Y} - 1 \right) \right) \quad (3.36)$$

(3.1) ve (3.7) eşitliğinden yararlanılarak (3.36) eşitliği tekrar düzenlenirse:

Amaç fonksiyon F_{ref} :

$$F_{ref} = \frac{1}{a_L \cdot \left(\frac{1}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + \frac{T_X \cdot w}{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_L}{m \cdot C_p}} \right]}{r} \right) + \frac{1}{T_Y \cdot U_H \cdot T_X \cdot \frac{1}{2}} + \frac{T_X \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_Y \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{toprak})} + b \cdot \left(\frac{T_X}{T_Y} - 1 \right)} \quad (3.37)$$

ve b. F_{ref}

$$b \cdot F_{ref} = \frac{1}{k_o \cdot \left(\frac{1}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + \frac{T_X \cdot w}{T_{S1} + T_{Top} + (T_{S1} - T_{Top}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_L}{m \cdot C_p}} \right]}{r} \right) + \frac{1}{T_Y \cdot U_H \cdot T_X \cdot \frac{1}{2}} + \frac{T_X \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_Y \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{toprak})} + \frac{1}{\frac{\sum_{i=1}^n \left[\frac{k \cdot F(z)_L}{m \cdot C_p} \right]}{n}} + \left(\frac{T_X}{T_Y} - 1 \right)} \quad (3.38)$$

Burada:

$$k_o = \frac{a_L}{b}$$

F_{REF} amaç fonksiyonu yerine bF_{REF} ifadesinin kullanılmasının sebebi yorum yaparken ekonomik değerlerin (a_L , a_K , b) birbirine oranları (k_o) verilerek bu verilerin seçim hatalarından kaynaklanan yorum yanlışlarını önlemektir.

3.4 Optimum Değerler

(3.37)'de verilen amaç fonksiyon F_{REF} 'in T_X , T_Y , ve T_{S1} değişkenlerine göre maksimize edilmesi ile F_{REF} 'i maksimum yapan T_{X-opt} , T_{Y-opt} , ve T_{S1-opt} optimum denklemleri elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemlere göre daha sonra diğer sistem değişkenlerinin (T_{S2-opt} , T_{Sm-opt} , $Q_{Top-opt}$, Q_{L-opt} , Q_{H-opt} , A_{L-opt} , A_{H-opt} , q_{L-opt} , A_{opt} , β_{opt}) ve F_{HP-max} denklemleri çıkartılmıştır. Gerçek sistemde tek bir sabit ısıtma yükü olmaması nedeniyle optimum dışı durumlarda sistem değişkenlerinin değişimi grafik çizim denklemleri bölümünde incelenmiştir. Ortalama ısı ifadeleri işlemlerde kolaylık ve karmaşıklığı önlemek amacıyla işlem sonunadek denklemlere dahil edilmemiş ancak sonuç optimum hal denklemleri ortalama ısı haline göre verilmiştir.

3.4.1 Optimum T_{S1} 'in Bulunması

T_X 'e göre türev

I. Simgesel dönüşümler

$$A = \frac{a_L}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} \quad B = \frac{a_L \cdot w}{T_Y \cdot U_H} \quad C = \frac{a_L \cdot P}{T_Y \cdot Q_{Top}} \quad E = \frac{b}{T_Y} \quad P := n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L$$

Simgesel dönüşümler yapılırsa F_{REF} :

$$F_{REF} = \frac{1}{A + \frac{T_X \cdot B}{(T_X - T_{Sm})} + T_X \cdot C + T_X \cdot E - b}$$

F_{REF} 'in T_X 'e göre türevi:

$$\frac{d}{dT_X} F_{ref} = \frac{-1}{\left[A + T_X \cdot \frac{B}{(T_X - T_{Sm})} + T_X \cdot C + T_X \cdot E - b \right]^2} \left[\frac{B}{(T_X - T_{Sm})} - T_X \cdot \frac{B}{(T_X - T_{Sm})^2} + C + E \right]$$

Frefi max yapan Tx kökleri

$$T_X = \left[\begin{array}{c} \frac{1}{2(C+E)} \left[2 \cdot E \cdot T_{Sm} + 2 \cdot C \cdot T_{Sm} + 2 \cdot (C \cdot T_{Sm} \cdot B + E \cdot T_{Sm} \cdot B)^{\frac{1}{2}} \right] \\ \frac{1}{2(C+E)} \left[2 \cdot E \cdot T_{Sm} + 2 \cdot C \cdot T_{Sm} - 2 \cdot (C \cdot T_{Sm} \cdot B + E \cdot T_{Sm} \cdot B)^{\frac{1}{2}} \right] \end{array} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa Tx kökleri:

$$T_X = \left[\begin{array}{c} T_{Sm} + \left(\frac{B \cdot T_{Sm}}{C+E} \right)^{\frac{1}{2}} \\ T_{Sm} - \left(\frac{B \cdot T_{Sm}}{C+E} \right)^{\frac{1}{2}} \end{array} \right]$$

Simgesel dönüşümler yapılırsa T_X kökleri

$$T_X = \left[\begin{array}{c} T_{Sm} + \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_H} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \\ T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_H} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \end{array} \right]$$

Hesaplamalarda Kullanılacak Tx türev kökü

$$T_{Xt} = T_{Sm} + \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_H} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}$$

T_Y 'ye göre türev

1. Simgesel Dönüşümler

$$A = U_L \cdot T_L \quad B = \frac{a_L \cdot T_{Xt} \cdot w}{U_H (T_{Xt} - T_{Sm})} \quad C = \frac{a_L \cdot T_{Xt} \cdot P}{Q_{Top}} \quad P = n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L$$

$$E = b \cdot T_{Xt}$$

1. Simgesel dönüşümler yapılırsa F_{REF}:

$$F_{REF} = \frac{1}{\frac{a_L}{A - U_L \cdot T_Y} + \frac{B + C + E}{T_Y} - b}$$

F_{REF}'in T_Y'ye göre türevi alınırsa:

$$\frac{d}{dT_Y} F_{REF} = \frac{-1}{\left[\frac{a_L}{(A - U_L \cdot T_Y)} + \frac{(B + C + E)}{T_Y} - b \right]^2} \left[\frac{a_L}{(A - U_L \cdot T_Y)^2} \cdot U_L - \frac{(B + C + E)}{T_Y^2} \right]$$

F_{REF}'i max yapan T_Y kökleri

$$T_Y = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{2 \cdot (C \cdot U_L^2 + B \cdot U_L^2 - a_L \cdot U_L + E \cdot U_L^2)} \left[2 \cdot B \cdot U_L + 2 \cdot E \cdot U_L + 2 \cdot C \cdot U_L + 2 \cdot (a_L \cdot B \cdot U_L + a_L \cdot C \cdot U_L + a_L \cdot E \cdot U_L)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot A \\ \frac{1}{2 \cdot (C \cdot U_L^2 + B \cdot U_L^2 - a_L \cdot U_L + E \cdot U_L^2)} \left[2 \cdot B \cdot U_L + 2 \cdot E \cdot U_L + 2 \cdot C \cdot U_L - 2 \cdot (a_L \cdot B \cdot U_L + a_L \cdot C \cdot U_L + a_L \cdot E \cdot U_L)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot A \end{array} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{(C \cdot U_L + B \cdot U_L - a_L + E \cdot U_L)} \left[B \cdot U_L + E \cdot U_L + C \cdot U_L + (a_L \cdot B \cdot U_L + a_L \cdot C \cdot U_L + a_L \cdot E \cdot U_L)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{A}{U_L} \\ \frac{1}{(C \cdot U_L + B \cdot U_L - a_L + E \cdot U_L)} \left[B \cdot U_L + E \cdot U_L + C \cdot U_L - (a_L \cdot B \cdot U_L + a_L \cdot C \cdot U_L + a_L \cdot E \cdot U_L)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{A}{U_L} \end{array} \right]$$

II. Simgesel dönüşümler:

$$H = a_L^2 \quad ; \quad G = (B \cdot U_L + E \cdot U_L + C \cdot U_L)^2$$

II. Simgesel dönüşümler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{(G^2 - H^2)} \cdot (G^2 + H \cdot G) \cdot \frac{A}{U_L} \\ \frac{1}{(G^2 - H^2)} \cdot (G^2 - H \cdot G) \cdot \frac{A}{U_L} \end{array} \right]$$

II. Simgesel dönüşümler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{c} \frac{1}{1 - \left[\frac{a_L}{U_L \cdot (B + E + C)} \right]^2} \cdot T_L \\ \frac{1}{1 + \left[\frac{a_L}{U_L \cdot (B + E + C)} \right]^2} \cdot T_L \end{array} \right]$$

I. Simgesel dönüşümler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{c} \frac{T_L}{1 - \left[\frac{1}{U_L \cdot T_{Xt} \left[\frac{w}{U_H (T_{Xt} - T_{Sm})} + \frac{1}{k_o} + \frac{P}{Q_{Top}} \right]} \right]^2} \\ \frac{T_L}{1 + \left[\frac{1}{U_L \cdot T_{Xt} \left[\frac{w}{U_H (T_{Xt} - T_{Sm})} + \frac{1}{k_o} + \frac{P}{Q_{Top}} \right]} \right]^2} \end{array} \right]$$

T_X 'e göre türev kökleri T_X yerine konulursa T_Y kökleri:

$$T_Y = \begin{bmatrix} T_L \\ 1 \\ 1 - \left[U_L \cdot T_{Sm} + \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_H} \cdot \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right] \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \right] \cdot \left[\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \right] \cdot \left[\left(\frac{w}{U_H \cdot T_{Sm}} \right) + \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right] \right] \\ T_L \\ 1 \\ 1 + \left[U_L \cdot T_{Sm} + \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_H} \cdot \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right] \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \right] \cdot \left[\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \right] \cdot \left[\left(\frac{w}{U_H \cdot T_{Sm}} \right) + \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right] \right] \end{bmatrix}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_Y 'ye göre türev kökleri:

$$T_Y = \left[\frac{T_L}{1 - \left[(U_L \cdot T_{Sm})^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\frac{w}{U_H \cdot T_{Sm}} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right]^2} \right]^{-1}$$

$$T_Y = \left[\frac{T_L}{1 + \left[(U_L \cdot T_{Sm})^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\frac{w}{U_H \cdot T_{Sm}} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right]^2} \right]^{-1}$$

Hesaplamalarda kullanılacak T_Y türev kökü

$$T_{Yt} = \frac{T_L}{1 + \left[U_L \cdot T_{Sm} \cdot \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

T_Y ve T_X türev köklerine göre amaç fonksiyon yeniden düzenlenirse

$$F_{REF} = \frac{\frac{1}{b}}{\frac{k_o}{U_L \cdot (T_L - T_Y)} + \frac{T_{Xt}}{T_{Yt}} \cdot k_o \cdot \left[\frac{w}{U_H \cdot (T_{Xt} - T_{Sm})} + \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right]^{-1}}$$

T_{X1} ve T_{Y1} türev kökleri yerine konulursa amaç fonksiyon F_{REF}

$$F_{REF} = \frac{1}{b} \left[\frac{w \cdot T}{U_H} \operatorname{Sm} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{k_o \cdot T_L}{U_L} \left[\frac{U_L \cdot T \operatorname{Sm} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1}}{\left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^2 + 1} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{w}{(U_H \cdot T \operatorname{Sm})} \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa F_{REF}

$$F_{REF} = \frac{\frac{1}{b}}{\frac{k_o}{U_L \cdot T_L} \left[U_L \cdot T \cdot Sm \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) + 1} + \frac{\frac{k_o}{T_L \cdot U_L} \left[U_L \cdot T \cdot Sm \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) + 1}{\left[U_L \cdot T \cdot Sm \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) + 1} - 1$$

Sadeleştirmeler yapılırsa F_{REF}

$$F_{REF} = \frac{1}{\frac{a_L}{U_L \cdot T_L} \left[U_L \cdot T \cdot Sm \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) + 1} - b$$

T_{sm} ve Q_{Top} ifadeleri açılarak yazılırsa amaç fonksiyon F_{REF}

$$F_{REF} = \frac{1}{1} \frac{\left[\frac{a_L}{(U_L \cdot T_L)} \cdot U_L \cdot \left[\frac{T_{SI} \cdot (1+e)}{2} + T_{Top} \cdot \left(1 - e \right) \cdot \left(\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P} \right) \right] \right]}{\left[\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{m \cdot C_P \cdot (T_{SI} - T_{Top})} \cdot (1 - e) \cdot \left(\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P} \right) + \frac{1}{k_o} \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) + 1 \right]} - b$$

I. Simgesel dönüşümler:

$$A = \frac{a_L}{T_L \cdot U_L} \quad G = \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right) \quad B = 1 + e \quad C = \frac{U_L}{2}$$

$$E = T_{Top} \cdot (1 - e) \cdot \left(\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P} \right)$$

$$J = m \cdot C_P \cdot (1 - e)$$

$$H = \frac{P}{J}$$

1. simgesel dönüşümler yapılırsa amaç fonksiyon F_{REF} :

$$F_{REF} = \frac{1}{1} \frac{\left[A \cdot \left[C \cdot (T_{SI} \cdot B + E) \cdot \left[\frac{H}{(T_{SI} - T_{Top})} + \frac{1}{k_o} \right] + G + 1 \right] \right]}{\left[\frac{1}{2} \right]^2} - b$$

ifadeler açılarak yazılırsa amaç fonksiyon F_{REF}

$$F_{REF} = \frac{1}{A \cdot \left[\left[\frac{T_{SI} \cdot B \cdot C \cdot H}{(T_{SI} - T_{Top})} + \frac{T_{SI} \cdot B \cdot C}{k_o} + \frac{H \cdot E \cdot C}{(T_{SI} - T_{Top})} + \frac{E \cdot C}{k_o} \right]^{\frac{1}{2}} + G + 1 \right]^2 - b}$$

2. simgesel dönüşümler

$$R = B \cdot \frac{C}{k_o} \quad ; \quad S = E \cdot \frac{C}{k_o} \quad ; \quad T = H \cdot C \cdot B \quad ; \quad U = H \cdot C \cdot E$$

2. simgesel dönüşümler yapılrsa amaç fonksiyon F_{REF} :

$$F_{REF} = \frac{1}{A \cdot \left[\left(\frac{T_{SI} \cdot T}{T_{SI} - T_{Top}} + T_{SI} \cdot R + \frac{U}{T_{SI} - T_{Top}} + S \right)^{\frac{1}{2}} + G + 1 \right]^2 - b}$$

Fref'in T_{S1} 'e göre türevi

$$\frac{d}{dT_{S1}} F_{REF} = \frac{-1}{A \cdot \left[\frac{T}{T_{S1}(T_{S1} - T_{Top})} + T_{S1}R + \frac{U}{(T_{S1} - T_{Top})} + S \right]^2 + G + 1} \cdot \frac{\left[\frac{T}{T_{S1}(T_{S1} - T_{Top})} + T_{S1}R + \frac{U}{(T_{S1} - T_{Top})} + S \right]^2 + G + 1}{2} - \frac{\left[\frac{T}{T_{S1}(T_{S1} - T_{Top})} + T_{S1}R + \frac{U}{(T_{S1} - T_{Top})} + S \right]^2}{2} \cdot \frac{T}{(T_{S1} - T_{Top})^2} + R - \frac{U}{(T_{S1} - T_{Top})^2}$$

Fref'i max yapan T_{S1} kökleri:

$$T_{S1} = \left[\frac{1}{2R} \left[-T - S + R \cdot T_{Top} + 1 + G^2 + 2G + \left(1 - 2S + 2R \cdot S \cdot T_{Top} - 2T - 2R \cdot T \cdot T_{Top} + T^2 + 4G - 2R \cdot T \cdot T_{Top} \cdot G^2 - 2R \cdot T \cdot T_{Top} + 6G^2 + G^4 + 4G^3 - 2T \cdot G^2 - 4T \cdot G - 2S \cdot G^2 - 4S \cdot G + S^2 + 2S \cdot T + R^2 \cdot T_{Top}^2 - 4R \cdot U - 4R \cdot T_{Top} \cdot G \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2R} \left[\frac{1}{2R} \left[-T - S + R \cdot T_{Top} + 1 + G^2 + 2G - \left(1 - 2S + 2R \cdot S \cdot T_{Top} - 2T - 2R \cdot T \cdot T_{Top} + T^2 + 4G - 2R \cdot T \cdot T_{Top} \cdot G^2 - 2R \cdot T \cdot T_{Top} + 6G^2 + G^4 + 4G^3 - 2T \cdot G^2 - 4T \cdot G - 2S \cdot G^2 - 4S \cdot G + S^2 + 2S \cdot T + R^2 \cdot T_{Top}^2 - 4R \cdot U - 4R \cdot T_{Top} \cdot G \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Kullanılacak geçerli T_{S1} kökü

$$T_{S1} = \frac{1}{2R} \left[2R \cdot T_{Top} + 2 \cdot (R \cdot T \cdot T_{Top} + R \cdot U)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_{S1} kökleri

$$T_{S1} = \left[T_{Top} + \left(\frac{T}{R} \cdot T_{Top} + \frac{U}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

2. simgesel dönüşümler yapılırsa T_{S1} kökleri

$$T_{S1} = \left[T_{Top} + \left[(H \cdot k_o) \cdot T_{Top} + \left(\frac{H \cdot E \cdot k_o}{B} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

1. simgesel dönüşümler yapılırsa T_{S1} kökleri

$$T_{S1opt} := \left[T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{\left(\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

3.4.2 Optimum Şartlarda Toprak Devresi Su Giriş Sıcaklığı (T_{S1-opt})

ortalama ısılar kullanılırsa:

$$T_{S1_opt} = T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{\left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.39)$$

3.4.3 Optimum Su Çıkış Sıcaklığı (T_{S2_opt}):

$$T_{S2_opt} = T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1_opt}) \cdot e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}$$

T_{S1_opt} ifadesinin açılımı yazılırsa T_{S2_opt} :

$$T_{S2_opt} := T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa (T_{S2_opt}):

$$T_{S2_opt} = T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} - 1 \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.40)$$

3.4.4 Optimum Ortalama Su Sıcaklığı (T_{Sm_opt}):

$$T_{Smopt} = \frac{\left[T_{S1_opt} \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) + T_{Top} \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \right]}{2}$$

T_{S1_opt} ifadesi açılarak yazılırsa T_{Sm_opt} :

$$T_{Smopt} = \frac{2T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \left[T_{Top} \cdot \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}}{2}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa (T_{Sm-opt}):

$$T_{Sm-opt} = T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot \frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}{2m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.41)$$

3.4.5 Topraktan Transfer Edilen Optimum Isı ($Q_{Top-opt}$)

$$Q_{Top-opt} = m \cdot C_p \cdot (T_{S1-opt} - T_{Top}) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)$$

T_{S1-opt} ifadesi açılarak yazılırsa $Q_{Top-opt}$:

$$Q_{Top-opt} = m \cdot C_p \cdot \left[T_{Top} + \frac{2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} - T_{Top} \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)$$

Ortalama ısılar kullanılırsa ($Q_{Top-opt}$)

$$Q_{Top-opt} = u \cdot \left[T_{Top} \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.42)$$

3.4.6 Optimum Yoğuşma Sıcaklığı (T_{X-opt})

$$T_{Xopt} = T_{Smopt} + \left[\frac{w \cdot T_{Smopt}}{U_H} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top_opt}} + \frac{1}{k_o} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}$$

T_{Sm-opt} ve $Q_{Top-opt}$ ifadeleri açılarak yazılırsa:

$$T_{Xopt} = T_{Top} + \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot (T_{Top} \cdot k_o)^{-1}} \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\frac{T_{Top} \cdot w + \frac{w^2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot (T_{Top} \cdot k_o)^{-1}}}{\left[\frac{U_H^2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{T_{Top} \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot k_o \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{U_H}{k_o}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa (T_{X-opt}):

$$T_{Xopt} = k_o \cdot T_{Top} \cdot \left[\frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}{T_{Top} \cdot 2 \cdot k_o \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w}{T_{Top} \cdot k_o \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.43)$$

3.4.7 Optimum Buharlaştırma Sıcaklığı (T_{Y-opt})

$$T_{Yopt} = \frac{T_L}{1 + \left[U_L \cdot T_{Smopt} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top_opt}} + \frac{1}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^2}$$

T_{Sm-opt} ve $Q_{Top-opt}$ ifadeleri açılarak yazılırsa:

$$T_{Yopt} = \frac{T_L}{1 + \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot U_L \cdot T_{Top} + T_{Top} \cdot \frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot C_p}}\right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot C_p}}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{k_o} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H}\right)^{\frac{1}{2}} \left[T_{Top} \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot C_p}}\right) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot C_p}}\right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^2} \quad (3.43)$$

Ortalama ısılar kullanılırsa (T_{Y-opt})

$$T_{Yopt} = \frac{T_L}{1 + \left[\left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^2 \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H}\right)^{\frac{1}{2}} \right]^2} \quad (3.44)$$

3.4.8 Optimum Yoğuşturucu Alanı (A_{H-opt})

$$Q_{Hopt} := Q_{Top_opt} \quad ; \quad A_{Hopt} = \frac{Q_{Top_opt}}{U_H (T_{Xopt} - T_{Smopt})}$$

T_{X-opt} , $Q_{Top-opt}$ T_{Sm-opt} ifadeleri açılarak yazılırsa:

$$\begin{aligned}
 A_{Hopt} = & \left[\begin{array}{c} T_{Top} \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot k_0 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \\ \left[\begin{array}{c} \frac{1}{k_0} + \left[\begin{array}{c} \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \\ (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \end{array} \right] \\ T_{Top} \cdot 2 \cdot k_0 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \end{array} \right] \\ U_H \cdot k_0 \cdot T_{Top} \cdot \left[\begin{array}{c} \frac{1}{2} \\ \left(\frac{w}{T_{Top} \cdot k_0 \cdot U_H} \right) + \left(\frac{1}{2} \right) \\ \left[\begin{array}{c} T_{Top} \\ -T_{Top} + \left[\begin{array}{c} k_0 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \\ 2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \end{array} \right] \end{array} \right] \end{array} \right] \\ \left[\begin{array}{c} \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \\ \left(1 + e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right) \end{array} \right] \end{array} \right] \\
 A_{Hopt} = u \cdot \left[\begin{array}{c} \left[\begin{array}{c} \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p} \\ \sum_{i=1}^r e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \end{array} \right] \\ \left[\begin{array}{c} \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p} \\ \sum_{i=1}^r e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \end{array} \right] \\ w \cdot U_H \cdot \left(1 + \frac{1}{r} \right) \end{array} \right] \quad (3.45)
 \end{aligned}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa A_{H-opt} :

3.4.9 Optimum soğutma ısı (Q_{L-opt})

$$Q_{Lopt} = \frac{Q_{Hopt} \cdot T_{Yopt}}{T_{Xopt}} \quad ; \quad Q_{Lopt} = \frac{Q_{Top_opt} \cdot T_{Yopt}}{T_{Xopt}}$$

Q_{Top-opt}, T_{Y-opt} ve T_{X-opt} ifadeleri açılarak yazılırsa:

$$Q_{Lopt} = \frac{T_L \left[T_{Top} \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}}{1 + \left[\left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1}}$$

$$k_o \cdot T_{Top} \cdot \left[\frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{T_{Top} \cdot 2 \cdot k_o \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} + \left(\frac{w}{T_{Top} \cdot k_o \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa Q_{L-opt}:

$$Q_{Lopt} = \frac{u \cdot T_L \left[U_L \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{1 + \left[\left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

(3.46)

3.4.10 Optimum Buharlatıcı Alanı (A_{L-opt})

$$A_{Lopt} = \frac{Q_{Lopt}}{U_L \cdot (T_L - T_{Yopt})}$$

Q_{L-opt} ve T_{Y-opt} ifadeleri yerine konulursa A_{L-opt} :

$$A_{Lopt} = \frac{T_L \left[U_L \cdot m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}}{1 + \left[\left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$U_L \cdot T_L - \frac{T_L}{1 + \left[\frac{\frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa A_{L-opt} :

$$A_{Lopt} = u \cdot \frac{m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{U_L \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

(3.47)

3.4.11 Optimum Halde Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Alan Oranları(A_{opt})

$$A_{opt} = \frac{A_{Hopt}}{A_{Lopt}}$$

$$A_{opt} = \frac{\left[\frac{m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{w \cdot U_H \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}}{\left[\frac{m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{U_L \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa A_{opt}

$$A_{opt} := \left(\frac{U_L}{w \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}}$$

(3.48)

3.4.12 Maksimum amaç fonksiyon ($F_{REF-max}$)

$$F_{REFmax} = \frac{1}{\frac{a_L}{U_L \cdot T_L} \cdot \left[\left[U_L \cdot T_{Smopt} \left(\frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top_opt}} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 \right]^2} - b$$

T_{Sm-opt} ve $Q_{Top-opt}$ ifadelerinin açılımları yazılırsa:

$$F_{REFmax} = \frac{1}{U_L \cdot T_L} \cdot \left[\frac{1}{(n \cdot \pi \cdot DL + s \cdot h \cdot L)} \cdot U_L \cdot \left[T_{Top} + \left[T_{Top} \cdot k_0 \cdot (n \cdot \pi \cdot DL + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\left(\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot Cp} \right)} \right) \cdot 2m \cdot Cp \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot Cp} \right)} \right) \right] \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot UL}{UH} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 - b \right]$$

$$\left[T_{Top} \cdot m \cdot Cp \cdot 2 \cdot k_0 \cdot (n \cdot \pi \cdot DL + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot Cp} \right)} \right) \cdot \left(1 + e^{\left(\frac{-k \cdot F_{z \cdot L}}{m \cdot Cp} \right)} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ortalama ısılar kullanırsa F_{REFmax}

$$F_{REFmax} = \frac{1}{U_L \cdot T_L} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{b}{a_L} + \left[\frac{b \cdot (n \cdot \pi \cdot DL + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + \left[\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot Cp} \right]}{T_{Top} \cdot a_L \cdot 2m \cdot Cp \cdot \left(1 - \left[\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot Cp} \right]} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot UL}{UH} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 - b \right]$$

(3.49)

3.4.13 Maksimum $\beta_{REF-max}$

$$\beta_{REFmax} = \frac{1}{\left[\frac{k_o}{U_L \cdot T_L} \left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{T_{Top} \cdot k_o \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 \right]^2 - 1} \quad (3.50)$$

3.4.14 Optimum Performans Katsayısı ($\beta_{REF-opt}$)

$$\beta_{REFopt} = \frac{1}{\left(\frac{T_{Xopt}}{T_{Yopt}} - 1 \right)}$$

T_{X-opt} ve T_{Y-opt} ifadeleri yerine konulursa soğutma performans katsayısı:

$$\beta_{REFopt} = \frac{1}{\left[\frac{k_o \cdot T_{Top} \cdot \left[\frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}}{T_{Top} \cdot 2 \cdot k_o \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}} + \left(\frac{w}{T_{Top} \cdot k_o \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^2 - 1} \cdot T_L \cdot \left[1 + \left(U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k_o} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^2 - 1} \quad (3.51)$$

Ortalama ısılar kullanılırsa $\beta_{REF-opt}$:

$$\beta_{REFopt} = \left[\frac{\left(\frac{T_{Top} \cdot k_o}{T_L} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{1}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]} + \left(\frac{w}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1} \quad (3.51)$$

3.4.15 Optimum Spesifik Soğutma Yüğü (q_{L-opt})

$$A_{Top} = A_{Lopt} + A_{Hopt} + u \cdot \pi \cdot D \cdot L$$

$$Q_{Lopt} = u \cdot U_L \cdot A_{Lopt} \cdot (T_L - T_{Yopt})$$

$$q_{Lopt} = \frac{Q_{Lopt}}{A_{Top}}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa q_{L-opt} :

$$q_{Lopt} = \frac{U_L \cdot (T_L - T_{Yopt})}{A_{opt} + 1 + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{A_{Lopt}}}$$

Optimum ifadelerin açılımı yapılırsa

$$q_{Lopt} = \frac{U_L \cdot T_L \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{U_L \cdot T_{Top} \cdot k_o}{T_L} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{1}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{k_o \cdot T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1}}{\left(\frac{U_L}{w \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{\left[\frac{m \cdot C_p \cdot 2 \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right)}{U_L \cdot \left(1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}}}$$

Ortalama ısılar kullanılırsa q_{L-opt}

$$\begin{aligned}
 q_{Lopt} = & \left[T_L \cdot \left(\frac{1}{w \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{1}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)} \cdot \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \\
 & \left[\left(\frac{1}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]} + \left(\frac{w}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.52)
 \end{aligned}$$

3.5 Grafik Çizim Denklemleri

Grafik çizim denklemleri “sonuçlar ve öneriler” bölümündeki çizimlerin denklemlerini oluşturmaktadır. Bu grafiklerde optimum dışı sıcaklıklar kullanılmıştır. Grafik çizimlerinde kısıt, (3.12)’de verilen entropi eşitliğidir. Ancak belli bir yoğuşma sıcaklığına karşı bu kısıta uyan buharlaşma sıcaklığı sıcaklığının bilinebilmesi için yoğuşturucu/buharlaştırıcı oranlarının bilinmesi gereklidir. Bu oran çok farklı değerler alabilir dolayısıyla bu kısıtı sağlayan bir çok buharlaşma sıcaklığı da olacaktır. Burada en büyük F_{REF} değerini veren oran optimum şartlarda ısı değiştirici oranı (A_{opt}) oranıdır. Bu sebeple kısıta bağlı değerlerin çıkartılmasında (3.38)’deki optimum alan oranı kullanılmıştır. Aynı şekilde yüksek enerji seviyesi olarak kullanılan T_{sm} sıcaklığının da optimum hal denklemleri kullanılmıştır. Bunun yanında bu kısıta bağlı değerler optimum dışı hallerde sistemlerin sınır değerlerini belirlemede kullanılmıştır. Gerçek sistemde tek bir sabit ısıtma yükü olmaması nedeniyle optimum dışı durumlarda max verimlilik ve ekonomi verecek sistem değişkenleri grafik çizim denklemleri bölümünde incelenmiştir. Ortalama ısı ifadeleri işlemlerde kolaylık ve karmaşıklığı önlemek amacıyla işlem sonunadek denklemlere dahil edilmemiş ancak sonuç optimum hal denklemleri ortalama ısı haline göre verilmiştir.

3.5.1 Kısıta Bağlı T_Y Değeri

$$\frac{Q_H}{T_X} = \frac{Q_L}{T_Y}$$

$$\frac{[U_H \cdot A_H \cdot (T_X - T_{Smopt})]}{T_X} = \frac{U_L \cdot A_L \cdot (T_L - T_Y)}{T_Y}$$

$$T_Y = \frac{(T_X \cdot U_L \cdot A_L \cdot T_L)}{[U_H \cdot A_H \cdot (T_X - T_{Smopt})] + U_L \cdot A_L \cdot T_X}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa:

$$T_Y = \frac{1}{\left[\frac{U_H \cdot A_{opt}}{U_L \cdot T_L} \cdot \left(1 - \frac{T_{Smopt}}{T_X} \right) \right] + \frac{1}{T_L}}$$

T_{Sm-opt} ve A_{opt} ifadeleri açılarak yazılırsa:

$$T_Y = \frac{T_L}{\left[\left(\frac{U_H}{w \cdot U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(1 - \frac{T_{Top} + T_{Top} \cdot \frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_j) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r}}{r}}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_j) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}{T_X} \right)^{\frac{1}{2}} \right] + 1} \quad (3.53)$$

3.5.2 Kısıta Bağlı Yoğuşturucu Alanı A_H

$$Q_H = U_H \cdot A_H \cdot (T_X - T_{Smopt})$$

$$Q_H = Q_{Top_opt}$$

$$A_H = \frac{Q_{Top_opt}}{U_H \cdot (T_X - T_{Smopt})}$$

$Q_{\text{Top-opt}}$ ve $T_{\text{Sm-opt}}$ ifadeleri açılarak yazılır ve ortalama sıcaklıklar kullanılırsa A_H :

$$A_H = \frac{\left[T_{\text{Top}} \cdot m \cdot C_p \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{U_H \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot T_X - T_{\text{Top}} - T_{\text{Top}} \cdot \frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}}{\left. \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.54)$$

3.5.3 Kısıta Bağlı Buharlaştırıcı Alanı (A_L)

$$A_{\text{opt}} = \frac{A_H}{A_L}$$

$$A_L = \frac{A_H}{A_{\text{opt}}}$$

İfadelerin açılımı yazılır ve sadeleştirmeler yapılırsa:

$$A_L = \frac{\left[T_{\text{Top}} \cdot m \cdot C_p \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{U_L \cdot U_H}{w} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot T_X - T_{\text{Top}} - T_{\text{Top}} \cdot \frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}}{\left. \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.55)$$

4. İÇTEN TERSİNİR ISI POMPASI TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

4.1 Sistem

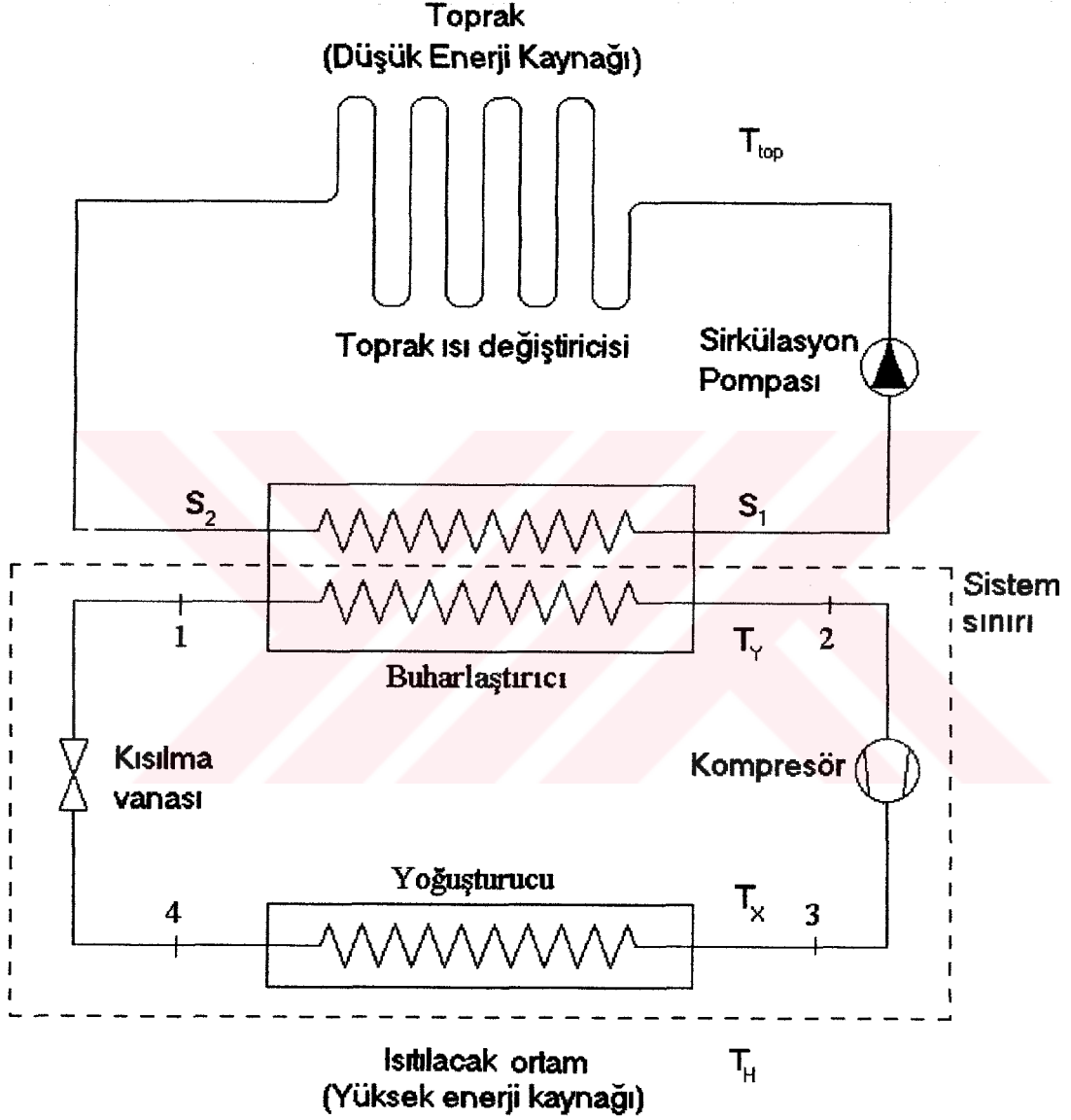
Bu bölümde içten tersinir toprak kaynaklı ısı pompası termoekonomik optimizasyonu yapılmıştır. Sistemin şematik modeli Şekil 4.1'de verilmiştir. Sistem toprak ısı değiştirici devresi ve ters Carnot çevrimi olmak üzere iki farklı devreden oluşmaktadır. Toprak ısı değiştiricisi devresi, toprak ve buharlaştırıcı arasında ısı transferini gerçekleştirmekte; Ters Carnot çevrimi ise toprak devresinden aldığı buharlaşma ısını çeker ve yoğuşturucuda ısıtılacak ortama yoğuşma ısını transfer ederek çevrimini tamamlamaktadır.

Toprak ısı değiştiricileri buharlaştırıcıda soğutucu akışkana verdikleri buharlaşma ısını topraktan (Q_{Top}) almaktadır. Toprak ısı değiştiricisinde borular toprağın altında belli bir gömme derinliğinde (h) yatay olarak gömülüdür. Toprak ısı değiştirici devresi Şekil 4.2'de gösterildiği gibi paralel bağlı L uzunluğunda (u) adet modülden oluşmaktadır. Toprak devresinde, bir sirkülasyon pompası aracılığı ile toprak ısı değiştiricileri ve buharlaştırıcı içindeki toprak devresi akışkanı (su), devre içerisinde dolaştırılır. Her modülde m debisine sahip akışkan (su) dolaşmaktadır. Bu modüller bir giriş ve çıkış kolektörüne bağlıdır. Kolektör ve buharlaştırıcıdaki akışkan $u \cdot m$ debisine sahiptir. Devredeki akışkan (su) sıvı fazda ve farklı iki sıcaklık değerlerindedir. Toprak devresi su giriş sıcaklığı (veya buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı) T_{S1} , toprak devresi su çıkış sıcaklığı (veya buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı) T_{S2} 'dir. Buharlaştırıcıda, toprak devresi akışkanı T_{sm} aritmetik ortalama sıcaklığındadır.

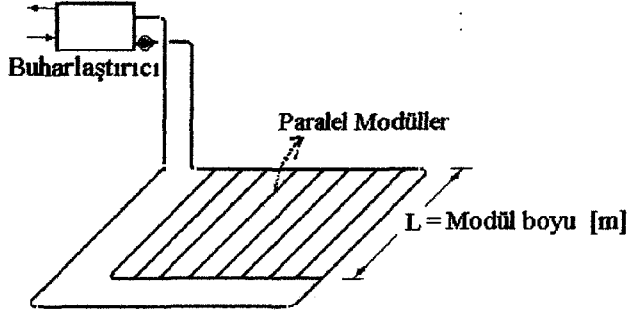
Isı pompası yoğuşturucu, kısılma vanası, buharlaştırıcı ve kompresörden oluşmaktadır. Ters Carnot çevrimi ile ilgili termodinamik prosesler termodinamik model bölümünde verilmiştir. Isı pompası özetle şu şekilde çalışmaktadır. Buharlaştırıcıda toprak devresindeki T_{sm} ortalama sıcaklığındaki akışkandan (su), soğutucu akışkana buharlaşma ısı (Q_L) transfer edilmektedir. Buharlaştırıcıdan gaz fazında çıkan akışkan kompresörde basıncı artırılarak yoğuşturucuya girer. Burada gaz halindeki soğutucu akışkan yoğuşma ısını (Q_H) ısıtılacak mahale transfer ederek sıvı faza geçer ve yoğuşturucudan kısılma vanasına girer. Burada sabit basınçta buharlaştırılan akışkan buharlaştırıcıya girerek çevrimi tamamlar. Burada yoğuşma (T_X) sabit sıcaklığında, buharlaşma (T_Y) sabit sıcaklığında gerçekleşmektedir. TKIP modelinde toprak devresinde dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{sm}) alçak enerji seviyesi olarak kullanılmaktadır. Isıtılacak ortam yüksek enerji seviyesidir ve T_H sabit sıcaklığındadır. Ters Carnot çevrimi bu iki enerji seviyesi arasında gerçekleşmektedir.

TKIP modelinde üç farklı tip ısı değiştirci kullanılmaktadır. Toprak ısı değiştircilerinde katı- (su) akışkan arasında ısı transferi; buharlaştırıcıda soğutucu akışkan-akışkan (su) arasında ısı transferi; yoğuşturucuda soğutucu akışkan-hava arasında ısı transferi gerçekleşmektedir.

4.1.1 Model



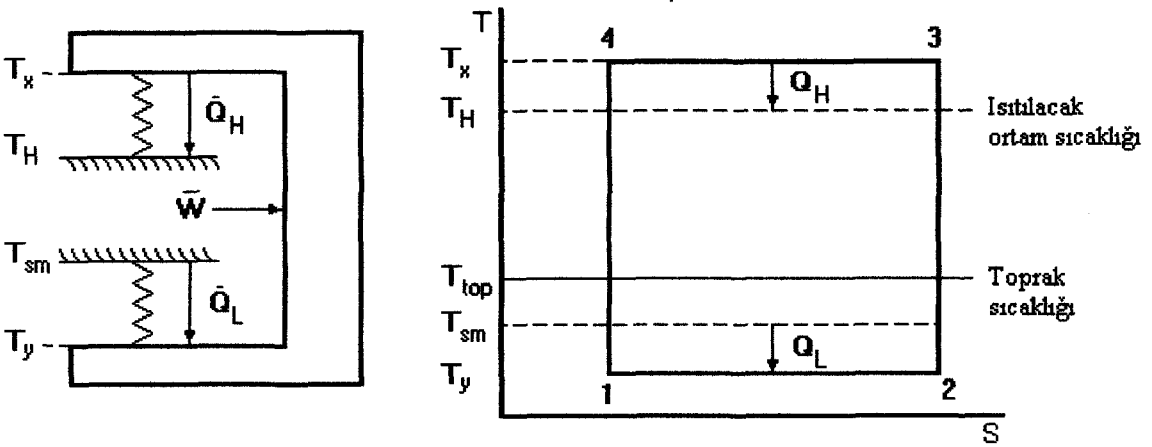
şekil 4.1 Toprak kaynaklı ısı pompası modeli



Şekil 4.2 Toprak devresi modül yerleşimi

4.1.2 Termodinamik Model

Bu bölümde içten tersinir TKIP sistemindeki prosesler incelenmiştir. Ters Carnot çevrimi T_{sm} ortalama su sıcaklığı ile T_H ısıtılacak ortam sıcaklığı arasında gerçekleşmektedir. Şekil 4.3'de TKIP sisteminde kullanılan içten tersinir ısı pompası modeli ve T-S diyagramı verilmiştir. 1-2 izotermal hal değişimi sırasında, T_Y sıcaklığındaki soğutucu akışkana, T_{sm} sıcaklığındaki toprak devresinden sabit sıcaklıkta \dot{Q}_L buharlaşma ısısı geçer. Buharlaştırıcıdan çıkan gaz fazındaki soğutucu akışkan izantropik bir hal değişimiyle kompresörde 3 haline sıkıştırılır. Hal değişimi sonucunda sıcaklığı T_X sıcaklığına ulaşır. 3-4 izotermal hal değişimi sırasında T_X sıcaklığındaki soğutucu akışkandan, T_H sıcaklığındaki ısıtılacak ortama, sabit sıcaklıkta \dot{Q}_H yoğuşma ısısını verir. Yoğuşma sonunda kısılma vanasında izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_Y sıcaklığına düşer. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür. Çevrimin gerçekleşmesi için kompresöre \dot{W} işi verilir.



Şekil 4.3 İçten tersinir ısı pompası ve T-S diyagramı

4.1.3 Kabuller

Yapılan kabuller toprak devresi ve ısı pompasında olmak üzere iki gruptadır.

Toprak devresinde:

1. Toprak modüllerindeki toprak özelliklerinin (a, k) modül boyunca ve işletme süresince sabit alınmıştır.
2. Nem, toprak yoğunluğu, üsttabaka örtüsü vb. toprak özelliklerini değiştirecek etmenler gözardı edilmiştir.
3. Düz boru direnç kayıpları ihmal edilmiştir.
4. Sirkülasyon pompa işi ihmal edilmiştir.
5. Toprak sıcaklığının mevsimsel salınımı ihmal edilmiş, tüm işletme süresince tek bir toprak sıcaklığı sabit kabul edilmiştir.
6. Gömme derinliğine bağlı olarak toprak sıcaklığının değişimi ihmal edilmiştir. Toprak derinliğinin değer olarak verilmesi gereken yerlerde uygulamalarda tavsiye edilen gömme derinliği ($h=1,5-3$ [m]) toprak derinliği esas alınmıştır.
7. Buharlaştırıcıda toprak devresi akışkan sıcaklığı sabit olarak T_{Sm} sıcaklığında alınmıştır. (logaritmik sıcaklık farkı kullanılmamıştır.)
8. Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısı (U_H) toprak devresi akışkan debisinden bağımsız olarak sabit alınmıştır.
9. Topraktan transfer edilen ısının (Q_{Top}) zamana bağlı değişiminin ortalaması alınmış son işletme gününe göre hesaplama yapılmamıştır.
10. Toprak devresi akışkan özgül ısısı C_p sıcaklıktan bağımsız olarak sabit alınmıştır.
11. Toprak devresi akışkan sıcaklığının (su) 273 (°K) ve daha aşağı değerlerde olması halinde antifriz solusyonu kullanılmamıştır.

Isı pompasında

12. Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki ısı değiştirici verimi $\eta_{kon} = 1$ alınmış, kayıplar ihmal edilmiştir.

13. T_{Sm} sıcaklığı sonsuz düşük enerji seviyesi olarak kabul edilmiştir.
14. T_H sıcaklığı sonsuz yüksek enerji seviyesi olarak kabul edilmiştir.
15. Tüm hal değişimleri tersinirdir.
16. Kompresör toplam verimi $\eta_{kom}=1$ alınmış, kayıplar ihmal edilmiştir.
17. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki toplam ısı transfer katsayıları (U_H , U_L) yoğuşma (T_X) ve buharlaşma (T_Y) sıcaklıklarına bağlı olarak değişmediği kabul edilmiş, her sıcaklık için sabit alınmıştır.
18. Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti (M_{kom}) kompresör işinin büyüklüğünden (\dot{W}) bağımsız olarak sabit alınmıştır.
19. Buharlaştırıcı birim alan maliyeti (M_{ev}) ve yoğuşturucu birim alan maliyeti (M_{kon}) ısı değiştirici yüzeylerin büyüklüğünden bağımsız olarak sabit alınmıştır.
20. Tüm ısıtma sezonu boyunca sabit ısıtma yükü ($d\dot{Q}_H / dt = 0$) alınmıştır.

4.1.4 Sistemde Transfer Olan Isılar ve Toprak Devre Sıcaklıkları:

Toprak ısı değiştiricisinde verilen ısı (Q_{Top})

TKSM madde 3.1.4'de açıklaması yapıldığı üzere, (2.17)'deki topraktan işletme süresine bağlı olarak geçen ısı miktarı (Q_{Top}) ifadesi son gün ısılarını vermektedir. Şekil 3.4'deki karakteristik eğriler topraktan ısı çekimilmesi halinde de geçerlidir. Bu sebeple işletme süresince topraktan transfer edilen ısının ortalama değeri alınmıştır. TKIP sisteminde toprak ısı kaynağı olarak kullanılması nedeniyle toprak sıcaklığı T_{S1} toprak su giriş sıcaklığından daha yüksek sıcaklıktadır.

$$\dot{Q}_{Top} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{toprak} - T_{S1}) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{r-t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r} \right] \quad [kW] \quad (4.1)$$

Burada:

$u = [Boyutsuz]$ Toprak devresi modül sayısı

$\dot{m} = \left[\frac{kg}{s} \right]$ Toprak devresi su debisi

$$C_p = \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K} \right] \text{ Suyun sabit basınçtaki özgül ısıma ısısı}$$

$$L = [m] \text{ Boru uzunluğu}$$

$$k = \left[\frac{kJ}{^\circ K \cdot m \cdot s} \right] \text{ Toprağın ısı iletkenlik katsayısı}$$

$$T_{top} = [^\circ K] \text{ Toprak sıcaklığı (Yüksek ısı kaynağı)}$$

$$T_{S1} = [^\circ K] \text{ Toprak devresine su giriş sıcaklığı}$$

Toprak ısı değiştiricisinde dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{Sm})

Toprak ısı değiştiricisinde ortalama su sıcaklığı olarak su giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınmıştır.

$$T_{Sm} = \frac{T_{S1} + T_{S2}}{2} \quad (4.2)$$

Burada:

T_{S1} : Toprak devresi su giriş sıcaklığı

T_{S2} : Toprak devresi su çıkış sıcaklığı

(2.16)'da su çıkış sıcaklığı eşitliği ortalama sıcaklıklara göre düzenlenirse T_{S2} :

$$T_{S2} = T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r} \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. (4.2) eşitliği (4.3)'e bağlı olarak yeniden düzenlenilirse toprak devresine dolaşan ortalama su sıcaklığı (T_{Sm}):

$$T_{Sm} = \frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}} \right]}{r}}{2} \quad (4.4)$$

halini alır.

Buharlaşma ısısı (\dot{Q}_L) (Buharlaştırıcıda çekilen ısı)

Buharlaşma ısısı şekil 4.2'de, ters carnot çevriminde, 1-2 izotermal hal değişimi sırasında T_Y sıcaklığındaki soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta, T_{Sm} ortalama sıcaklığında toprak

devresinden çektiği ısıdır. Burada gerçek bir sistemde ısı transferine neden olan sıcaklık farkı logaritmik sıcaklık farkıdır. Madde 3.1.4'de yoğuşma ısısının açıklamasında verilen nedenlerden dolayı T_{sm} sıcaklığı T_{S1} ve T_{S2} sıcaklıklarının aritmetik ortalaması alınmıştır. Sonuç olarak Newton soğuma yasasına göre buharlaşma ısısı:

$$\dot{Q}_L = U_L \cdot A_L \cdot (T_{sm} - T_Y) \quad [kW] \quad (4.5)$$

Burada:

$$U_L = \left[\frac{kJ}{m^2 \cdot ^\circ K \cdot s} \right] \text{ Buharlaştırıcı toplam ısı transfer katsayısı}$$

$$A_L = [m^2] \quad \text{Buharlaştırıcı alanı}$$

$$T_Y = [^\circ K] \quad \text{Buharlaşma sıcaklığı}$$

$$T_{sm} = [^\circ K] \quad \text{Toprak devresi ortalama su sıcaklığı}$$

(4.5) eşitliği (4.4)'e bağlı olarak yeniden düzenlenilirse:

$$\dot{Q}_L = U_L \cdot A_L \cdot \left(\frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=i} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z) \cdot L}{\dot{m} C_p}} \right]}{r}}{2} - T_Y \right) \quad [kW] \quad (4.6)$$

Toprak devresi ve carnot devresi arasındaki ısı değiştirici verimi $\eta=1$ alınmıştır.

Bu durumda

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{Top} \quad (4.7)$$

Yoğuşma ısısı (\dot{Q}_H): (Yoğuşturucuda verilen ısı)

Yoğuşma ısısı, Şekil 4.2'de ters carnot çevriminde, 3-4 izotermal hal değişimi sırasında T_X sıcaklığındaki soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta, T_H sıcaklığındaki ısıtılacak ortama verdiği ısıdır. Yoğuşturucuya gaz fazında giren soğutucu akışkan sıvı fazda yoğuşturucuyu terkeder

$$\dot{Q}_H = U_H \cdot A_H \cdot (T_X - T_H) \quad [kW] \quad (4.8)$$

Burada:

$$U_H = \left[\frac{kJ}{m^2 \cdot ^\circ K \cdot s} \right] \text{ Yoğuşturucu toplam ısı transfer katsayısı}$$

$A_H = [m^2]$	Yoğuşturucu alanı
$T_H = [^{\circ}K]$	Isıtılacak ortam sıcaklığı
$T_X = [^{\circ}K]$	Yoğuşma sıcaklığı

4.1.5 Termodinamik Denge

I. Yasa Dengesi

Termodinamiğin 1. yasasına göre kapalı bir sistemde, sisteme veya sistemden ısı veya iş olarak net enerji geçişi sistemin toplam enerjisindeki artış veya azalmaya eşittir (Çengel, Y. A., 1996).

$$(\Sigma \dot{Q}_g - \Sigma \dot{Q}_c) - (\Sigma \dot{W}_g - \Sigma \dot{W}_c) = \Delta E \quad (4.9)$$

Burada sistem, Şekil 4.2'de verilen termodinamik modelde T-S diyagramı gösterilen, Şekil 3.4'de sistem şemasında sınırları verilen ters Carnot çevrimidir. Sistem buharlaştırıcıda toprak devresinden \dot{Q}_L buharlaşma ısı girişi girmekte, sistemden ısıtılacak ortama yoğuşturucuda \dot{Q}_H yoğuşma ısı çıkışı geçmektedir. Çevrimin gerçekleşebilmesi için kompresöre \dot{W} işi yaptırılmaktadır. Sistemde depolanan veya üretilen enerji yoktur. $\Delta E = 0$ Bu durumda (4.9)'daki termodinamiğin 1. yasasına göre enerji dengesi yeniden düzenlenirse:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (4.10)$$

II. Yasa Şartı

Termodinamiğin 2. yasası sistemdeki tersinmezlikler ile ilgili denge durumlarını kapsar. Sistemdeki tersinmezlikler arttıkça sistemde entropi üretimi artar. Buradaki TKIP sistemi içten tersinir bir sistemdir. R. J. E. Clausius içten tersinir termodinamik bir çevrimde:

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten tersinir}} = 0 \quad (4.11)$$

eşitliğini ortaya koymuştur (Çengel, Y. A., 1996). Ters Carnot çevriminde entropi değişimi buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda olmaktadır. (4.11)'deki eşitliğe göre, ısı transferi durumunda entropi değişimleri:

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} = \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} \quad (4.12)$$

olmalıdır

4.2 Isı pompası için Performans Katsayısı (β_{HP})

Bir ısı pompasının ısı değerlendirmesi performans (etkinlik) katsayısı ile belirlenir. Isı pompası olarak çalışan içten tersinir ters Carnot çevrimi için performans katsayısı:

$$\beta_{HP} = \frac{\text{Elde edilmek istenilen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{Isıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_H}{W} = \frac{T_X}{(T_X - T_Y)} \quad (4.13)$$

4.3 Amaç Fonksiyon (F_{HP})

Amaç fonksiyonun oluşturulmasında Ek-1'de verilen içten tersinir ısı pompası termoekonomik optimizasyon modelinden yararlanılmıştır. SZT kullanılarak TKIP sisteminden minimum toplam maliyetle maksimum ısıtma kapasitesi elde edilmesi amaçlanmıştır. Toplam maliyet olarak yatırım ve işletme maliyetleri ele alınmış ve optimize edilmesi amaçlanan fonksiyon aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$F_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{(C_i + C_e)} \left[\frac{kW \cdot yıl}{para} \right] \quad (4.14)$$

F_{HP} 'yi sözlü olarak ifade etmemiz gerekirse toplam maliyet yıllık amortisman birim bedeli karşısında alınabilecek ısıtma kapasitesidir. Burada:

C_i : Yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli $\left[\frac{Para}{Yıl} \right]$

C_e : Yıllık enerji (işletme) maliyeti $\left[\frac{Para}{Yıl} \right]$

4.3.1 Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_i): $\left[\frac{Para}{Yıl} \right]$

Yıllık yatırım maliyeti olarak sistemi oluşturan ısı değiştiriciler, devre elemanları ve bunların kurulum masrafları ele alınmıştır. Bunlar, kompresör ve devre elemanları, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, toprak ısı değiştiricileri ve hafriyat maliyetleridir. Sonuç olarak C_i :

$$C_i = C_{i-ev} + C_{i-kon} + C_{i-pipe} + C_{i-exc} \quad (4.15)$$

olarak ifade edilir.

4.3.1.1 Yoğuşturucu Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-kon}):

Yoğuşturucu yatırım maliyeti, yoğuşturucunun kendisi ve soğutma makinesinde kullanılan kompresör ve devre elemanları yatırım maliyetinden oluşmaktadır. Burada birim yoğuşturucu

yüzey alan maliyetinin (M_{kon}) sabit olduğu ve yoğuşturucu yüzey alan maliyetinin M_{kon} ile doğru orantılı olarak arttığı kabul edilmiştir. Kompresör ve devre elemanları maliyetinin hesaplanmasında birim (kW) güçteki sistemin kompresör ve devre elemanları maliyeti (M_{kon}) sabit alınmış ve gerekli güce bağlı olarak kompresör ve devre elemanları maliyetinin M_{kon} ile orantılı olarak arttığı kabul edilmiştir. Sonuç olarak C_{i-ev} :

$$C_{i-kon} = a_H \cdot A_H + b_1 \cdot \dot{W} \left[\frac{Para}{Yil} \right] \quad (4.16)$$

(4.16)'da (4.8) ve (4.10) eşitlikleri kullanılırsa

$$C_{i-kon} = a_H \cdot \frac{\dot{Q}_H}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + b_1 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (4.17)$$

Burada:

a_K : Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli $\left[\frac{Para}{m^2 \cdot Yil} \right]$

b_1 : Kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedelidir ve birimi $\left[\frac{Para}{kW \cdot Yil} \right]$ 'dir.

a_k ifadesinin açılımı (3.23)'de ve b_1 ifadesinin açılımı (3.19)'da verilmiştir.

4.3.1.2 : Buharlaştırıcı Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-ev}):

Buharlaştırıcı maliyeti olarak sadece buharlaştırıcı ısı transfer yüzey maliyeti alınmıştır. Buharlaştırıcıdaki devre elemanların maliyeti C_{i-kon} bedeli içerisinde $b_1 \times W$ eşitliğine dahil edilmiştir. Buharlaştırıcı yatırım maliyeti (C_{i-kon}) buharlaştırıcı toplam yüzey alan maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-ev} = a_L \cdot A_L \left[\frac{Para}{Yil} \right] \quad (4.18)$$

(4.18) eşitliğinde (4.6) kullanılırsa C_{i-ev} :

$$C_{i-ev} = a_L \cdot \frac{\dot{Q}_L}{U_L \cdot \left(\frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=L} \left[\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right]}{r} - T_Y \right)} \quad (4.19)$$

Burada:

$$a_L : \text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli} \left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right] \quad (3.18)$$

4.3.1.3 Toprak Devresi Boru Yatırım Maliyeti Yıllık Amortisman Bedeli (C_{i-pipe}):

Toprak ısı değiştirici maliyeti olarak sadece toprak devresi boru maliyetleri hesaba katılmıştır. Gerçekte toprak devresini oluşturan sirkülasyon pompası, kolektörler, fittings ve işçilik maliyeti düz boru dirençleri ve sirkülasyon pompa işi ihmal edilmesi nedeniyle boru yatırım maliyetine dahil edilmemiştir. Toprak devresi boru yatırım maliyeti (A_{pipe}) toprak ısı değiştiricileri toplam yüzey alanı maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-pipe} = a_{pipe} \cdot A_{pipe} \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yıl}} \right] \quad (4.20)$$

Burada:

$$a_{pipe} : \text{Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli} \left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yıl}} \right]$$

$$A_{pipe} : \text{Toprak ısı değiştiricileri boru Alanı} \left[m^2 \right]$$

A_{pipe} ve a_{pipe} ifadelerinin açılımı sırasıyla (3.26) ve (3.25)'de verilmiştir.

(3.26) eşitliği (4.20)'de yerine konulursa C_{i-pipe} :

$$C_{i-pipe} = a_{pipe} \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L \quad (4.21)$$

Toprak devresi hafriyat yatırım maliyeti yıllık amortisman bedeli (C_{i-exc}):

Toprak ısı değiştiricileri toprak altında belli bir derinlikte gömülmek zorudur. Yatay tip toprak ısı değiştiricilerinin dikey tip toprak ısı değiştiricilerine karşı en büyük dezavantajı gömme için gerekli olan hafriyat işlemidir. Yatay tip toprak ısı değiştiricilerinde topraktan alınan/verilen ısıya karşılık hafriyat maliyetleri bu sistemlerin rekabet kabiliyetini engellemektedir. Burada hafriyat maliyetleri olarak sadece toprak ısı değiştirici borularının hafriyat alanlarının maliyeti hesaba alınmış ve kolektörler için gerekli hafriyat maliyetleri ihmal edilmiştir. Toprak devresi hafriyat maliyeti toprak ısı değiştiricileri toplam (A_{exc}) hafriyat derinlik boy alanı maliyetinin yıllık amortisman bedeline eşittir.

$$C_{i-exc} = a_{exc} \cdot A_{exc} \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yıl}} \right] \quad (4.22)$$

Burada:

a_{exc} : Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli $\left[\frac{\text{Para}}{m^2 \cdot \text{Yil}} \right]$

A_{exc} : Toprak ısı değiştiricileri hafriyat derinlik kesit alanı $[m^2]$

a_{exc} ve A_{exc} ifadelerinin açılımı sırasıyla (3.29) ve (3.30)'da verilmiştir.

(3.30) eşitliği (4.22)'de yerine konulursa:

$$C_{i-exc} = a_{exc} \cdot u \cdot h \cdot L \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yil}} \right] \quad (4.23)$$

(4.17), (4.19), (4.21), (4.23) eşitlikleri (4.15)'de yerine konulursa:

$$C_i = \left(a_L \cdot \frac{\dot{Q}_L}{U_L \cdot \left(\frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{m \cdot C_p} \right]}{r} - T_Y \right)} + a_K \cdot \frac{\dot{Q}_H}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + a_{pipe} \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L + a_{exc} \cdot u \cdot h \cdot L + b_1 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right) \quad (4.24)$$

4.3.2 Yıllık Enerji (İşletme) Maliyeti (C_e): $\left[\frac{\text{Para}}{\text{Yil}} \right]$

Yıllık enerji işletme maliyeti TKIP sisteminin bir yıl içerisinde kullanılm süresince kullanılan enerji bedelidir.

$$C_e = b_2 \cdot \dot{W} \quad (4.10) \text{ eşitliğinden } \dot{W} \text{ değerini yazarsak}$$

$$C_e = b_2 \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad \left[\frac{\text{Para}}{\text{Yil}} \right] \quad (4.25)$$

Burada:

$$b_2 : \text{Birim enerji iin yıllık işletme saatleri bedeli} \quad \left[\frac{\text{Para}}{kW \cdot \text{Yil}} \right]$$

(4.24) ve (4.25) eşitliklerini (4.14)'de yerine koyacak olursak amaç fonksiyon:

$$F_{ref} = \frac{\dot{Q}_H}{\left(\frac{w \cdot a_K \cdot \dot{Q}_L}{U_L \cdot \left(\frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right]}{r} - T_Y \right)} + \frac{a_K \cdot \dot{Q}_H}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + a_K \cdot (n \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot u \cdot h \cdot L) + b \cdot (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right)} \quad (4.26)$$

Halini alır. Burada:

$$b = b_1 + b_2 \left[\frac{\text{Para}}{kW \cdot \text{Yıl}} \right]$$

$$w = \frac{a_L}{a_K} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Buharlaştırıcı birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

$$n = \frac{a_{pipe}}{a_K} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Toprak ısı değiştiricisi boru birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

$$s = \frac{a_{exc}}{a_K} \quad [\text{Boyutsuz}] \quad \left[\frac{\text{Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedeli}}{\text{Yoğuşturucu birim alan maliyeti yıllık amortisman bedeli}} \right]$$

Pay ve paydayı \dot{Q}_H parantezine alınır ve (4.12)'den yararlanılarak tekrar düzenlenirse amaç fonksiyon F_{HP} :

$$F_{HP} = \frac{1}{\left(\frac{a_K \cdot w \cdot T_Y}{T_X \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot \frac{\sum_{i=1}^{r=t} \left[\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right]}{r} - T_Y \right)} + \frac{a_K}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + a_K \cdot \left(\frac{n \cdot u \cdot \pi \cdot D \cdot L}{Q_L \cdot \frac{T_X}{T_Y}} + \frac{u \cdot s \cdot h \cdot L}{Q_L \cdot \frac{T_X}{T_Y}} \right) + b \cdot \left(1 - \frac{T_Y}{T_X} \right) \right)} \quad (4.27)$$

(4.27)'de (4.1) ve (4.7) eşitlikleri kullanılırsa amaç fonksiyon F_{HP} :

$$F_{HP} = \frac{1}{a_K \cdot \left(\frac{1}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + \frac{w \cdot T_Y}{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1})} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{m \cdot C_p}} \right]}{r} - T_Y \right)} + \frac{T_Y \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_X \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_X \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{toprak})}{2} \right)} + b \cdot \left(1 - \frac{T_Y}{T_X} \right) \quad (4.28)$$

ve b. F_{HP}

$$b \cdot F_{HP} = \frac{1}{k_o \cdot \left(\frac{1}{U_H \cdot (T_X - T_H)} + \frac{w \cdot T_Y}{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1})} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \left[e^{-\frac{k \cdot F(z)_i \cdot L}{m \cdot C_p}} \right]}{r} - T_Y \right)} + \frac{T_Y \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_X \cdot U_L \cdot \left(\frac{T_X \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{S1} - T_{toprak})}{2} \right)} + \left(1 - \frac{T_Y}{T_X} \right) \quad (4.29)$$

Burada:

$$k_o = \frac{a_L}{b}$$

F_{HP} amaç fonksiyonu yerine bF_{HP} ifadesinin kullanılmasının sebebi yorum yaparken ekonomik değerlerin (a_L , a_K , b) birbirine oranlarının (k_o) verilerek bu verilerin seçim hatalarından kaynaklanan yorum yanlışlarını önlemektir.

4.4 Optimum Değerler

(4.28)'de verilen amaç fonksiyon F_{HP} 'nin T_X , T_Y , ve T_{S1} değişkenlerine göre maksimize edilmesi ile F_{HP} 'yi maksimum yapan T_{X-opt} , T_{Y-opt} , ve T_{S1-opt} optimum denklemleri elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemlere göre daha sonra diğer sistem değişkenlerinin (T_{S2-opt} , T_{Sm-opt} , $Q_{Top-opt}$, Q_{L-opt} , Q_{H-opt} , A_{L-opt} , A_{H-opt} , q_{L-opt} , A_{opt} , β_{opt}) ve F_{HP-max} denklemleri çıkartılmıştır. Gerçek sistemde tek bir sabit ısıtma yükü olmaması nedeniyle optimum dışı durumlarda max verimlilik ve ekonomik verecek sistem değişkenleri grafik çizim denklemleri bölümünde incelenmiştir. Ortalama ısı ifadeleri işlemlerde kolaylık ve karmaşıklığı önlemek amacıyla işlem sonunadek denklemlere dahil edilmemiş ancak sonuç optimum hal denklemleri ortalama ısı haline göre verilmiştir.

4.4.1 Optimum T_{S1} 'in Bulunması

T_Y 'ye göre türev alınması

Simgesel Dönüşümler

$$A = \frac{a_K}{U_H(T_X - T_H)} ; \quad B = \frac{w \cdot a_K}{T_X \cdot U_L} ; \quad G = \frac{a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_X \cdot Q_{Top}} ;$$

$$E = \frac{b}{T_X}$$

Simgesel Dönüşümler yapılırsa F_{HP} :

$$F_{HP} = \frac{1}{A + \frac{B \cdot T_Y}{(T_{Sm} - T_Y)} + T_Y \cdot G + b - T_Y \cdot E}$$

F_{HP} 'nin T_Y 'ye göre türevi:

$$\frac{d}{dT_Y} F_{HP} = \frac{-1}{\left[A + B \cdot \frac{T_Y}{(T_{Sm} - T_Y)} + T_Y \cdot G + b - E \cdot T_Y \right]^2} \cdot \left[\frac{B}{(T_{Sm} - T_Y)} + B \cdot \frac{T_Y}{(T_{Sm} - T_Y)^2} + G - E \right]$$

F_{HP} 'yi max yapan T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{c} \frac{1}{2(G-E)} \left[2G \cdot T_{Sm} - 2E \cdot T_{Sm} + 2 \cdot (-G \cdot B \cdot T_{Sm} + E \cdot B \cdot T_{Sm})^{\frac{1}{2}} \right] \\ \frac{1}{2(G-E)} \left[2G \cdot T_{Sm} - 2E \cdot T_{Sm} - 2 \cdot (-G \cdot B \cdot T_{Sm} + E \cdot B \cdot T_{Sm})^{\frac{1}{2}} \right] \end{array} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{c} T_{Sm} + \left(\frac{-B \cdot T_{Sm}}{G-E} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)} \\ T_{Sm} - \left(\frac{-B \cdot T_{Sm}}{G-E} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)} \end{array} \right]$$

Simgesel Dönüşümler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_Y = \left[\begin{array}{c} T_{Sm} + \left[\frac{\frac{w \cdot a_K}{T_X \cdot U_L} \cdot T_{Sm}}{\frac{b}{T_X} - \frac{a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_X \cdot Q_{Top}}} \right]^{\left(\frac{1}{2} \right)} \\ T_{Sm} - \left[\frac{\frac{w \cdot a_K}{T_X \cdot U_L} \cdot T_{Sm}}{\frac{b}{T_X} - \frac{a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{T_X \cdot Q_{Top}}} \right]^{\left(\frac{1}{2} \right)} \end{array} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_Y kökleri:

$$T_{Y3} = \left[\begin{array}{c} T_{Sm} + \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\left(\frac{1}{2} \right)} \\ T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\left(\frac{1}{2} \right)} \end{array} \right]$$

Kullanılacak geçerli T_Y türev kökü:

$$T_{Yt} = T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_0} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\left(\frac{1}{2}\right)}$$

T_X 'e göre türev alınması

1. Simgesel Dönüşümler

$$A = U_H \cdot T_H \quad ; \quad B = \frac{T_{Yt} \cdot w \cdot a_K}{U_L \cdot (T_{Sm} - T_{Yopt})} \quad ; \quad C = \frac{T_{Yt} \cdot a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \quad ; \quad E = b \cdot T_{Yt}$$

1. Simgesel dönüşümler yapılırsa F_{HP} :

$$F_{HP} = \frac{1}{\frac{a_K}{U_H \cdot T_X - A} + \frac{B + C - E}{T_X} + b}$$

2. simgesel dönüşümler:

$$G = B + C - E$$

2. Simgesel Dönüşümler yapılırsa F_{HP} :

$$F_{HP} = \frac{1}{\frac{a_K}{U_H \cdot T_X - A} + \frac{G}{T_X} + b}$$

F_{HP} 'nin T_X 'e göre türevi alınırsa:

$$\frac{d}{dT_X} F_{HP} = \frac{-1}{\left[\frac{a_K}{(U_H \cdot T_X - A)} + \frac{G}{T_X} + b \right]^2} \left[\frac{-a_K}{(U_H \cdot T_X - A)^2} \cdot U_H - \frac{G}{T_X^2} \right]$$

F_{HP} 'yi max yapan T_X kökleri

$$T_X = \left[\frac{1}{2 \cdot (a_K \cdot U_H + G \cdot U_H^2)} \left[2 \cdot G \cdot U_H + 2 \cdot (-G \cdot a_K \cdot U_H)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot A \right. \\ \left. \frac{1}{2 \cdot (a_K \cdot U_H + G \cdot U_H^2)} \left[2 \cdot G \cdot U_H - 2 \cdot (-G \cdot a_K \cdot U_H)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot A \right]$$

3. Simgesel dönüşümler

$$H = (a_K)^2 \quad ; \quad J = (-G \cdot U_H)^2$$

3. Simgesel Dönüşümler yapılırsa T_X kökleri:

$$T_X = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{(H^2 - J^2)} \cdot (J \cdot H - J^2) \cdot \frac{A}{U_H} \\ \frac{1}{(H^2 - J^2)} \cdot (J \cdot H + J^2) \cdot \frac{-A}{U_H} \end{array} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_X kökleri:

$$T_X = \left[\begin{array}{l} \frac{A}{U_H} \cdot \frac{1}{\left(\frac{H}{J} + 1\right)} \\ \frac{-A}{U_H} \cdot \frac{1}{\left(\frac{H}{J} - 1\right)} \end{array} \right]$$

3. Simgesel dönüşümler yapılırsa T_X kökleri

$$T_X = \left[\begin{array}{l} \frac{A}{U_H} \cdot \frac{1}{\left(\frac{a_K}{-G \cdot U_H}\right)^2 + 1} \\ \frac{A}{U_H} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{a_K}{-G \cdot U_H}\right)^2} \end{array} \right]$$

2. Simgesel dönüşümler yapılırsa T_X kökleri:

$$T_X = \left[\begin{array}{l} \frac{A}{U_H} \cdot \frac{1}{\left[\frac{a_K}{(E - B - C) \cdot U_H}\right]^2 + 1} \\ \frac{A}{U_H} \cdot \frac{1}{1 - \left[\frac{a_K}{(E - B - C) \cdot U_H}\right]^2} \end{array} \right]$$

I. simgesel dönüşümler yapılırsa T_X kökleri:

$$T_X = \left[\frac{\frac{U_H \cdot T_H}{U_H} \cdot \frac{1}{1}}{\left[\frac{a_K}{b \cdot T_{Yt} - \frac{T_{Yt} \cdot w \cdot a_K}{U_L \cdot (T_{Sm} - T_{Yt})} - \frac{T_{Yt} \cdot a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}}} \right] \cdot U_H} \right]^{\frac{1}{2}} + 1$$

$$T_X = \left[\frac{\frac{U_H \cdot T_H}{U_H} \cdot \frac{1}{1}}{1 - \left[\frac{a_K}{b \cdot T_{Yt} - \frac{T_{Yt} \cdot w \cdot a_K}{U_L \cdot (T_{Sm} - T_{Yopt})} - \frac{T_{Yt} \cdot a_K \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}}} \right] \cdot U_H} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılır daha önce bulunan T_{Yt} ifadesi kullanılırsa T_X kökleri:

$$T_X = \left[\frac{T_H}{\left[\frac{1}{U_H \left[T_{Sm} \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \right]} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} + 1$$

$$T_X = \left[\frac{T_H}{\left[\frac{1}{k_o} \frac{w}{U_L} \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \right]} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$T_X = \left[\frac{T_H}{\left[\frac{1}{k_o} \frac{w}{U_L} \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \right]} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_x kökleri:

$$T_x = \left[\frac{T_H}{1 - \left[\frac{1}{U_H \cdot T_{Sm} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w}{U_L \cdot T_{Sm}} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]^2} + 1 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Hesaplamalarda kullanılacak T_x türev kökü

$$T_{xt} = \frac{T_H}{1 - \left[U_H \cdot T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}^{-1}$$

T_{s1} optimumunun bulunması

1. Simgesel dönüşümler

$$P = n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L$$

1. Simgesel dönüşümler yapılır ve T_{xt} ve T_{yt} türev kökleri kullanılarak amaç fonksiyon yeniden düzenlenirse:

$$F_{HP} = \frac{1}{a_K \left[\frac{1}{U_H (T_{xt} - T_H)} + \frac{w \cdot T_{yt}}{T_{xt} \cdot U_L (T_{Sm} - T_{yt})} + \frac{T_{yt} P}{T_{xt} Q_{Top}} \right] + b \left(1 - \frac{T_{yt}}{T_{xt}} \right)}$$

T_{Y1} ve T_{X1} türev çözüm değerleri amaç fonksiyonda yerine konulursa:

$$F_{HP} = \begin{bmatrix} U_H \left[1 - \left[U_H^T Sm \left(\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right) \right]^{-1} \right]^{-1} - T_H \\ k_o \cdot b \\ T_H \\ T_H \left[1 - \left[U_H^T Sm \left(\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right) \right]^{-1} \right]^{-1} \\ T Sm \left[\frac{w \cdot T Sm}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \\ b \cdot \left[\frac{1}{2} \right]^{-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} U_L \left[\frac{w \cdot T Sm}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \\ k_o \cdot w \\ k_o \cdot P \\ Q_{Top} \\ U_L \left[\frac{w \cdot T Sm}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{-1} \end{bmatrix} + 1$$

Sadeleştirmeler yapılırsa F_{HP}

$$F_{HP} = b^{-1} \cdot \left[\frac{\left[\frac{U_H^T T_H}{k_o} \right]}{\left[U_H^T Sm \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right) - 1} - 1 \right]^{-1} \left[\frac{T_H}{T Sm} \right] + \left[\frac{1}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \left[1 - \left[U_H^T Sm \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right) + 1 \right]^{-1} \left[\frac{1}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{w \cdot k_o \cdot \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right)}{k_o \cdot P} + \frac{Q_{Top}}{Q_{Top}} \right]^{-1} + 1$$

Sadeleştirmeler yapılır ve Qtop ve Tsm ifadeleri açılarak yazılırsa F_{HP}

$$F_{HP} = \frac{1}{b - \frac{a_K}{T_H U_H} \left[\frac{P}{m C_P (T_{Top} - T_{S1}) \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} - 1} \left[\frac{U_H \cdot \frac{T_{S1} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1}) \cdot e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P}}}{2}}{U_H} \right]^2$$

2. simgesel dönüşümler:

$$A = \frac{a_K}{T_H U_H} \quad B = 1 + e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P}} \quad G = \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad J = m \cdot C_P \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P}} \right)$$

$$C = \frac{U_H}{2}; \quad E = T_{Top} \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_P}} \right); \quad H = \frac{P}{J}$$

2. simgesel dönüşümler yapılırsa F_{HP}

$$F_{HP} = \frac{1}{b - A \cdot \left[C \cdot (T_{S1} \cdot B + E) \cdot \left[\frac{1}{k_o} - \frac{H}{(T_{Top} - T_{S1})} \right] \right]^{\frac{1}{2}} - G - 1}^2$$

Sadeleştirmeler yapılırsa F_{HP}

$$F_{HP} = \frac{1}{b - A \cdot \left[\left(\frac{B \cdot C \cdot T_{S1}}{k_o} - \frac{H \cdot B \cdot C \cdot T_{S1}}{T_{Top} - T_{S1}} + \frac{E \cdot C}{k_o} - \frac{H \cdot E \cdot C}{T_{Top} - T_{S1}} \right)^{\frac{1}{2}} - G - 1 \right]^2}$$

3. Simgesel dönüşümler:

$$R = \frac{B \cdot C}{k_o} \quad ; \quad S = \frac{E \cdot C}{k_o} \quad ; \quad T = H \cdot B \cdot C \quad ; \quad U = H \cdot E \cdot C$$

3. simgesel dönüşümler yapılrısa F_{HP}

$$F_{HP} = \frac{1}{b - A \cdot \left[\left(R \cdot T_{S1} + S - \frac{T \cdot T_{S1} + U}{T_{Top} - T_{S1}} \right)^{\frac{1}{2}} - G - 1 \right]^2}$$

F_{HP} 'nin T_{S1} 'e göre türevi:

$$\frac{d}{dT_Y} F_{HP} = \frac{\left[R - \frac{T}{(T_{Top} - T_{S1})} - \frac{(T \cdot T_{S1} + U)}{(T_{Top} - T_{S1})^2} \right] \cdot \left[R \cdot T_{S1} + S - \frac{(T \cdot T_{S1} + U)}{(T_{Top} - T_{S1})} \right]^{\frac{1}{2}} - G - 1}{\left[b - A \cdot \left[\left(R \cdot T_{S1} + S - \frac{(T \cdot T_{S1} + U)}{(T_{Top} - T_{S1})} \right)^{\frac{1}{2}} - G - 1 \right]^2 \right]^2} \cdot A \cdot \left[R \cdot T_{S1} + S - \frac{(T \cdot T_{S1} + U)}{(T_{Top} - T_{S1})} \right]^{\frac{1}{2}}$$

F_{HP} 'yi maksimum yapan T_{S1} kökleri:

$$T_{S1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2R} \left[R \cdot T_{Top} + G^2 - S - T + 2G + 1 + (1 - 2S - 2T + 4G - 4T \cdot G - 4R \cdot T_{Top} \cdot G + 6G^2 - 2R \cdot T_{Top} + T^2 - 4R \cdot U - 2R \cdot T \cdot T_{Top} - 2R \cdot T_{Top} \cdot G^2 - 2G^2 \cdot S - 2G^2 \cdot T - 4S \cdot G + G^4 + 4G^3 + 2S \cdot R \cdot T_{Top} + S^2 + 2S \cdot T + R^2 \cdot T_{Top}) \right] \\ \frac{1}{2R} \left[R \cdot T_{Top} + G^2 - S - T + 2G + 1 - (1 - 2S - 2T + 4G - 4T \cdot G - 4R \cdot T_{Top} \cdot G + 6G^2 - 2R \cdot T_{Top} + T^2 - 4R \cdot U - 2R \cdot T \cdot T_{Top} - 2R \cdot T_{Top} \cdot G^2 - 2G^2 \cdot S - 2G^2 \cdot T - 4S \cdot G + G^4 + 4G^3 + 2S \cdot R \cdot T_{Top} + S^2 + 2S \cdot T + R^2 \cdot T_{Top}) \right] \\ \frac{1}{2R} \left[2R \cdot T_{Top} + 2 \cdot (R \cdot T \cdot T_{Top} + R \cdot U) \right] \\ \frac{1}{2R} \left[2R \cdot T_{Top} - 2 \cdot (R \cdot T \cdot T_{Top} + R \cdot U) \right] \end{bmatrix}$$

Kullanılacak olan T_{S1} optimum kökü:

$$T_{S1} = \frac{1}{2R} \left[2R \cdot T_{Top} - 2 \cdot (R \cdot T \cdot T_{Top} + R \cdot U) \right] \left[\frac{1}{2} \right]$$

Sadeleştirmeler yapılırsa T_{S1} optimum kökü:

$$T_{S1} = T_{Top} - \left(\frac{T}{R} \cdot T_{Top} + \frac{U}{R} \right) \frac{1}{2}$$

3. 2. ve 1. simgesel sırasıyla yapılır ve ortalama sıcaklıklar kullanılırsa T_{S1_opt}

$$T_{S1_opt} = T_{Top} - \left[\frac{T_{Top} \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)^2 \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.30)$$

4.4.2 Optimum Su Çıkış Sıcaklığı (T_{S2}):

$$T_{S2_opt} = T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1_opt}) \cdot e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}$$

T_{S1_opt} ifadesi kullanılırsa T_{S2} optimum

$$T_{S2_opt} = T_{Top} - \left[\frac{T_{Top} \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortama sıcaklıklar kullanılırsa T_{S2} optimum:

$$T_{S2_opt} = T_{Top} - \left[\frac{T_{Top} \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \left[\left(\frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)^{-2} - 1 \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.31)$$

4.4.3 Optimum Şartlarda Ortalama Su Sıcaklığı (T_{Sm-opt})

$$T_{Sm-opt} = \frac{T_{S1_opt} + T_{Top} - (T_{Top} - T_{S1_opt}) \cdot e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_p}}}{2}$$

T_{S1-opt} ifadesi açılarak yazılırsa T_{Sm-opt} :

$$T_{Sm-opt} = \frac{2T_{Top} - \left[\frac{T_{Top} \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} - \left[\frac{T_{Top} \cdot 2k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-2 \cdot k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_p}}}{2}$$

Sadeleştirmeler yapılır ortalama ısılar kullanılırsa T_{Sm-opt}

$$T_{Sm-opt} = T_{Top} - \frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{2m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \quad (4.32)$$

4.4.4 Topraktan Alınabilecek Optimum Isı $Q_{Top-opt}$

$$Q_{Top-opt} = u \cdot m \cdot C_p \cdot (T_{Top} - T_{S1_opt}) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_Z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)$$

T_{S1-opt} ifadesi açılır ve ortalama ısılar kullanılırsa $Q_{Top-opt}$:

$$Q_{Top-opt} = u \cdot \left[T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right] \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.33)$$

4.4.5 Optimum Yoğuşma Sıcaklığı (T_{X-opt})

$$T_{Xopt} = \frac{T_H}{1 - \left[U_H \cdot T_{Sm_opt} \cdot \left(\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top_opt}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}^{-1}$$

T_{sm_opt} ve Q_{Top_opt} ifadelerinin acilimi yazılırsa T_{Xopt} :

$$T_{Xopt} = \frac{T_H}{1 - \left[\frac{\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top_opt}}}{\left[T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}^{-1}$$

$$U_H \cdot T_{Top} - \frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısılar kullanılırsa T_{x-opt}

$$T_{Xopt} = \frac{T_H}{1 - \left[\left(U_H \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}^{-1} \quad (4.34)$$

4.4.6 Optimum Buharlaştırma Sıcaklığı (T_{Y-opt})

$$T_{Yopt} = T_{Sm} - \left[\frac{w}{U_L} \cdot T_{Sm} \cdot \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$

Optimum ifadeler açılarak yazılırsa T_{Y-opt} :

$$T_{Yopt} = T_{Top} \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)}{(T_{Top} \cdot k_o)^{-1} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\frac{w}{U_L \cdot \frac{1}{k_o} \cdot \frac{T_{Top} \cdot \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)}{(T_{Top} \cdot k_o)^{-1} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)} \right]^{\frac{1}{2}}}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}}{\left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)}{(T_{Top} \cdot 2 \cdot m \cdot C_p \cdot k_o)^{-1} \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)} \right]^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısılar kullanılırsa T_{Y-opt} :

$$T_{Yopt} = T_{Top} \left[\frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(T_{Top} \cdot \frac{k_o \cdot w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.35)$$

4.4.7 Maksimum Amaç Fonksiyon (F_{HP-max})

$$F_{HP_opt} = \frac{1}{b - \frac{a_K}{T_H \cdot U_H} \left[U_H \cdot T_{Sm_opt} \left(\frac{b}{a_K} - \frac{P}{Q_{Top_opt}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} - 1}$$

4.4.8 Maksimum (bF_{HP-max})

$$bF_{HPopt} = \frac{1}{\left[1 - \frac{k_o}{T_H U_H} \left(U_H \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \left(\frac{\sum_{i=1}^r \frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]} - \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^2} \quad (4.37)$$

4.4.9 Optimum Buharlaştırıcı Alanı (A_{L-opt})

$$Q_{Lopt} = U_L \cdot A_{Lopt} \cdot (T_{Sm} - T_{Yopt})$$

$$A_{Lopt} = \frac{Q_{Lopt}}{U_L \cdot (T_{Smopt} - T_{Yopt})}$$

$$Q_{Lopt} = Q_{Top_opt}$$

Optimum ifadeler açılarak yazılırsa A_{L-opt} :

4.4.10 Optimum Yoğuşturucu Alanı (A_{H-opt})

$$\frac{Q_{Hopt}}{T_{Xopt}} = \frac{Q_{Lopt}}{T_{Yopt}} \quad ; \quad Q_{Hopt} = \frac{Q_{Lopt} \cdot T_{Xopt}}{T_{Yopt}}$$

$$Q_{Lopt} = Q_{Top_opt} \quad ; \quad Q_{Hopt} = U_H A_{Hopt} (T_{Xopt} - T_H)$$

$$A_{Hopt} = \frac{Q_{Top_opt} \cdot T_{Xopt}}{T_{Yopt} \cdot U_H (T_{Xopt} - T_H)}$$

Optimum ifadeler A_{H-opt} denkleminde yerine konulursa:

$$A_{Hopt} = \frac{T_H \left[T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(\frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right) \cdot \left(\frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}}{1 - \left(U_H \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$= \frac{T_H}{1 - \left(U_H \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$= \frac{T_{Top} \cdot \left[\frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e \frac{-k \cdot F_{zL}}{m \cdot C_p} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(T_{Top} \cdot \frac{k_o \cdot w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}}{U_H}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısı değerleri kullanılırsa A_{H-opt}

$$A_{Hopt} = \frac{\left[2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{U_H \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}$$

4.4.11 Optimum Yoğuşturucu Isısı (Q_{H-opt})

$$Q_{Hopt} = U_H A_{Hopt} (T_{Xopt} - T_H)$$

A_{H-opt} ve T_{X-opt} ifadeleri açılarak yazılırsa Q_{H-opt} :

$$Q_{Hopt} = \left[1 - \left(\frac{U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[T_H U_H \frac{\left[2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}{U_H \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısı değerleri kullanılırsa Q_{H-opt} :

$$Q_{Hopt} = \left[T_H U_H \cdot \left[2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right] \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{1}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.40)$$

4.4.12 Optimum Şartlarda Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Alan Oranı (A_{opt})

$$A_{opt} = \frac{\left[\frac{2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{U_H \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]}{\left[\frac{2m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{U_L \cdot w \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]}$$

$$A_{opt} = \frac{A_{Hopt}}{A_{Lopt}}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa A_{opt}

$$A_{opt} = \left(w \cdot \frac{U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.41)$$

4.4.13 Optimum Isıtma Performans Katsayısı (β_{HP-opt})

Simgesel dönüşümler

$$P := (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)$$

$$\beta_{HPopt} = \frac{1}{1 - \frac{T_{Yt}}{T_{Xt}}}$$

T_{Yt} ve T_{Xt} türev köklerinin açılımı yazılırsa β_{HP-opt} :

$$\beta_{HPopt} = \frac{1}{1 - \frac{T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L \cdot \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}}{T_H}} \cdot \left[\frac{1}{U_H \cdot T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right)^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]^{-1}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa β_{HP-opt} :

$$\beta_{HPopt} = \frac{T_H \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2 \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right] - \left(\frac{1}{2} \right)^2 \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2}{T_H \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2 \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right] - \left(\frac{1}{2} \right)^2 \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2} - \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2 - 1$$

Sadeleştirmeler yapılırsa β_{HP-opt} :

$$\beta_{HPopt} = \frac{T_H \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{top}} \right) \right]^2 - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2 \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{top}} \right) \right] - \left(\frac{1}{2} \right)^2 \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2}{(T_H - T_{Sm}) \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{top}} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^2 \left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{top}} \right) \right] - T_H + T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{top}} \right)} \right]^2}$$

Sadeleştirmeler yapılırsa β_{HP-opt} :

$$\beta_{HPopt} = \frac{T_H}{\left[T_{Sm_opt} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{P}{Q_{Top_opt}} \right)^{-1} \right]^2 \left[\left(\frac{w}{U_L} \right)^2 + \left(\frac{1}{U_H} \right)^2 \right] + T_H - T_{Sm_opt}}$$

T_{Sm-opt} ve $Q_{Top-opt}$ değerleri açılarak yazılırsa β_{HP-opt} :

$$\beta_{HP-opt} = \frac{T_H}{\left[\left(\frac{w}{U_L} \right)^2 + \left(\frac{1}{U_H} \right)^2 \right] + T_H - T_{Top} \cdot \left[1 - \frac{-1}{2} \left[\frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)}{2m \cdot C_p \cdot (1 - e)} \right] \right] \cdot \left[\frac{k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)}{T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot (1 - e)} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right) \right]}$$

$$\left[\frac{1}{k_o} - \frac{1}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right)} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right) \right] + T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e \frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right) \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p} \right) \right]$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısılar kullanılırsa β_{opt} :

$$\beta_{\text{HPopt}} = \frac{T_H}{(k_o \cdot T_{\text{Top}})^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{1}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right] + T_H - T_{\text{Top}} + \frac{T_{\text{Top}} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^r e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right)}}{\frac{1}{2}} \quad (4.42)$$

4.4.14 Optimum Spesifik Isıtma Isısı ($q_{\text{H-opt}}$)

$$A_{\text{Top}} = A_{\text{Lopt}} + A_{\text{Hopt}} + \pi \cdot D \cdot L$$

$$Q_{\text{Hopt}} = U_H \cdot A_{\text{Hopt}} \cdot (T_{\text{Xopt}} - T_H)$$

$$q_{\text{Hopt}} = \frac{Q_{\text{Hopt}}}{A_{\text{Top}}}$$

$q_{\text{H-opt}}$ ve A_{Top} ifadelerinin açılımları yazılır ve sadeleştirmeler yapılırsa $q_{\text{H-opt}}$

$$q_{\text{Hopt}} = \frac{U_H \cdot (T_{\text{Xopt}} - T_H)}{\frac{1}{A_{\text{opt}}} + 1 + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{A_{\text{Hopt}}}}$$

A_{opt} , $A_{\text{H-opt}}$, $T_{\text{X-opt}}$ ifadelerinin açılımları yazılırsa $q_{\text{H-opt}}$:

$$q_{\text{Hopt}} = \frac{U_H T_H \left[1 - \left[\left(\frac{T_{\text{Top}} \cdot U_H}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{U_H (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1} - 1}{\left(\frac{U_H}{U_L \cdot w} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 + \frac{(\pi \cdot D \cdot L) \cdot U_H \cdot \left[1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right]^{\frac{1}{2}}}{2m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama sıcaklıklar kullanılırsa q_{H-opt}

$$\begin{aligned}
 & T_H \left[\left(\frac{1}{U_L \cdot w} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{1}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)^{\frac{1}{2}}} \right] \left[\frac{1 + \left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{-k \cdot F(z_i) \cdot L}}{m \cdot C_p} \right]}{r} \right]^{\frac{1}{2}} \\
 q_{Hopt} = & \frac{2 \cdot m \cdot C_p \left[1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{-k \cdot F(z_i) \cdot L}}{r} \right] \right]}{\left[\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{-k \cdot F(z_i) \cdot L}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \left[1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^r e^{-k \cdot F(z_i) \cdot L}}{r} \right] \right]} - \left(\frac{w}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{1}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.43)
 \end{aligned}$$

4.5 Grafik Çizim Denklemleri

Grafik çizim denklemleri "sonuçlar ve öneriler" bölümündeki çizimlerin denklemlerini oluşturmaktadır. Bu grafiklerde optimum dışı sıcaklıklar kullanılmıştır. Grafik çizimlerinde kısıt, (4.12)'de verilen entropi eşitliğidir. Ancak belli bir yoğuşma sıcaklığına karşı bu kısıta uyan buharlaşma sıcaklığı sıcaklığının bilinebilmesi için yoğuşturucu/buharlaştırıcı oranlarının bilinmesi gereklidir. Bu oran çok farklı değerler alabilir dolayısıyla bu kısıtı sağlayan bir çok buharlaşma sıcaklığı da olacaktır. Burada en büyük F_{REF} değerini veren oran optimum şartlarda ısı değiştirici oranı (A_{opt}) oranıdır. Bu sebeple kısıta bağlı değerlerin çıkartılmasında, (4.41)'deki optimum alan oranı kullanılmıştır. Aynı şekilde yüksek enerji seviyesi olarak kullanılan T_{sm} sıcaklığının da optimum hal denklemleri kullanılmıştır. Bunun yanında bu kısıta bağlı değerler optimum dışı hallerde sistemlerin sınır değerlerini belirlemede kullanılmıştır. Gerçek sistemde tek bir sabit ısıtma yükü olmaması nedeniyle optimum dışı durumlarda max verimlilik ve ekonomi verecek sistem değişkenleri grafik çizim denklemleri bölümünde incelenmiştir.

Ortalama ısı ifadeleri işlemlerde kolaylık ve karmaşıklık önlemek amacıyla işlem sonunadek denklemlere dahil edilmemiş ancak sonuç denklemleri ortalama ısı haline göre verilmiştir.

4.5.1 Kısıta Bağlı T_Y Değeri

$$\frac{Q_H}{T_X} = \frac{Q_L}{T_Y} \quad ; \quad Q_H = \frac{Q_L T_X}{T_Y}$$

$$Q_L = Q_{\text{Top_opt}} \quad ; \quad Q_H = U_H A_H (T_X - T_H)$$

$$\frac{A_H U_H (T_X - T_H)}{T_X} = \frac{A_L U_L (T_{\text{Sm_opt}} - T_Y)}{T_Y}$$

$$T_Y A_H U_H (T_X - T_H) + T_X A_L U_L T_Y = T_X A_L U_L T_{\text{Sm_opt}}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısılar kullanılırsa kısıta bağlı T_Y :

$$T_Y = \frac{T_{\text{Top}} - \frac{T_{\text{Top}} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{2m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]} \cdot \frac{U_H}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_X} \right) + 1 \quad (4.44)$$

4.5.2 Kısıta Bağlı Buharlaştırıcı Alanı (A_L)

$$Q_L := Q_{\text{Top_opt}} \quad A_L = \frac{Q_{\text{Top_opt}}}{U_L (T_{\text{Sm_opt}} - T_Y)}$$

Optimum ifadeler açılarak yazılırsa A_L :

$$A_L = \frac{1}{2} \left[\begin{array}{l} T_{Top} \cdot 2m \cdot C_p \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \\ T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \\ T_{Top} \cdot \left[\frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot (1 - e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}})} \right] \\ T_{Top} \cdot \left[\frac{T_{Top} \cdot k_o \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)}{2m \cdot C_p \cdot (1 - e^{-\frac{-k \cdot F \cdot z \cdot L}{m \cdot C_p}})} \right] \end{array} \right] \cdot \left[A_{opt} \cdot \frac{U_H}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_X} \right) + 1 \right]^{-1}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama ısılar kullanılırsa kısata bağli A_L :

$$A_L = \frac{1}{2} \left[\begin{array}{l} 2m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^{r \cdot \pi t} e^{-\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right) \\ 2m \cdot C_p \cdot (1 - e^{-\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}) \cdot \left(1 + \left[\frac{\sum_{i=1}^{r \cdot \pi t} e^{-\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right) \\ \left[\frac{\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^2}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)} \cdot \left(1 + \left[\frac{\sum_{i=1}^{r \cdot \pi t} e^{-\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right) \right] \\ \left[\frac{\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^2}{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)} \cdot \left(1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^{r \cdot \pi t} e^{-\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right) \right] \end{array} \right] \cdot \left[1 - \frac{U_H}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_X} \right) + 1 \right]^{-1}$$

(4.45)

4.5.3 Kısıta Bağlı Yoğuşturucu Alanı (A_H)

$$A_{opt} = \frac{A_H}{A_L} \quad A_H = A_L \cdot A_{opt}$$

$$A_H = \frac{\left[2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(w \cdot \frac{U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}}}{U_L \left[\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left(1 + e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot F_z \cdot L}{m \cdot C_p}} \right)} \right] \left[1 - \frac{1}{A_{opt} \cdot \frac{U_H}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_X} \right) + 1} \right]}$$

Sadeleştirmeler yapılır ve ortalama sıcaklıklar kullanılırsa kısıta bağlı A_H

$$A_H = \frac{\left[2 \cdot m \cdot C_p \cdot (n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \cdot \frac{w}{U_H \cdot U_L} \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{T_{Top}}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L) \cdot \left[1 + \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot m \cdot C_p \cdot \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^{r=t} e^{\frac{-k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}}{r} \right]}} \cdot \left[1 - \frac{1}{A_{opt} \cdot \frac{U_H}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{T_H}{T_X} \right) + 1} \right] \quad (4.46)$$

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada içten tersinir toprak kaynaklı soğutma makinesi ve ısı pompasının termoekonomik optimizasyonu yapılmıştır. Yatay tip toprak ısı değiştiricilerinin dizaynında ısıtma / soğutma yükü, konum jeolojik ve ekonomik parameterinin girilmesi halinde tasarım için gerekli olan bir çok sistem değişken bağıntıları çıkartılmıştır. Gerçek bir sistemin tasarımında tersinmezlikler göz önünde bulundurulmalıdır. Ancak tez konusu olarak içten tersinir sistem alındığı göz önüne alınırsa böyle bir sistemin tasarımında sirkülasyon pompası optimizasyonu, antrifiz miktarı optimizasyonu, hafriyat derinliği optimizasyonu dışında tüm değişkenlerin optimizasyonu yapılmış. Su debisi, boru çapı, modül boyu, buharlaşma-yoğuşma sıcaklıkları, buharlaştırıcı-yoğuşturucu yüzey alanları, kompresör gücü, toprak devresi su girişi ve çıkış sıcaklıkları, özgül soğutma yükü ve özgül ısıtma yükü gibi değerlerin optimal şartlardaki bağıntıları elde edilmiştir. Toprak kaynaklı sistem tasarımının ısı transfer mekanizmasının ve daha önceki modellemelerinin kısıtlayıcılığı nedeniyle zor ve kabule dayanan hesaplaması, yeni termodinamik model ve onun eksik kaldığı bölümlerde sonlu zaman termodinamiği sayesinde kolaylaşmış, önemli sistem değişkenleri ile ilgili kabuller yapma zorunluluğu ortadan kalkmıştır. Bahçe boyu ve diğer (jeolojik ve ekonomik) değişkenlerin girilmesiyle kolayca yapılabilir hale gelmiştir. Böylece toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma makinesi sistemlerin tersinmez gerçek halleri için üst sınırları ortaya konulmuştur.

Bu bölümde sabit olarak kabul edilen sistem değişkenlerinin amaç fonksiyona olan etkileri incelenmiştir.

Bu değişkenler üç gruba ele alınmıştır:

Toprak özelliklerinin etkileri

Tasarım değişkenlerinin etkileri :

Ekonomik değişkenlerin etkileri

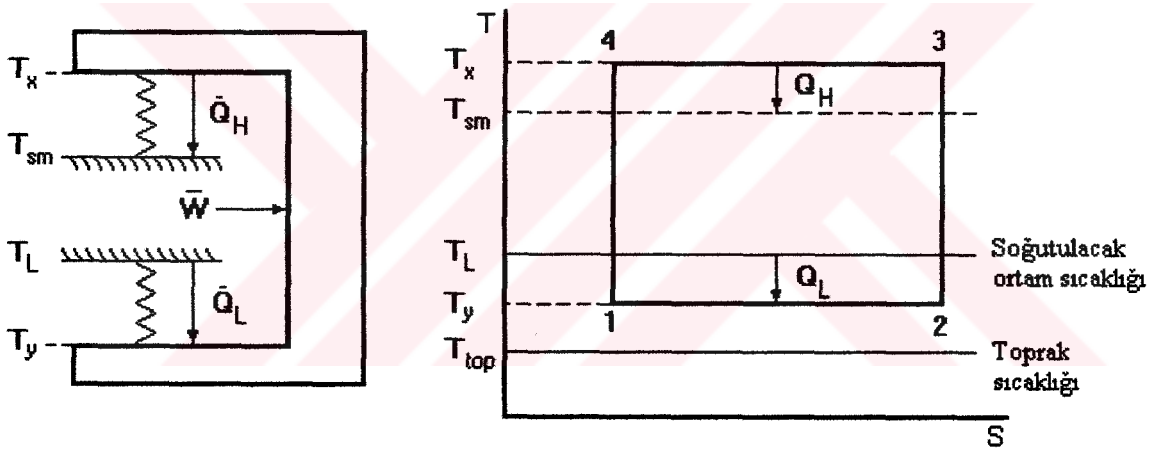
Son olarak sistemin optimum toprak devresi su sıcaklığında çalışmadığı durumlarda genel sistem değişkenlerinin değişimi irdenelenmiş ve önerilerde bulunulmuştur.

Her grafikte ilgili değişken değeri dışındaki değişkenler için Çizelge 5.1'deki değerler esas alınmıştır.

Çizelge 5.1 Grafik ortak değişkenleri

Tüm Grafiklerde			Isı pompası grafiklerinde	Soğutma makinesi grafiklerinde
$A=0,058$ [m ² /gün];	$C_p=4,186$ [kJ/kg °K]	$k_o=0,001776$	$T_H=299$ [°K]	$T_H=297$ [°K]
$t=120$ [gün]	$m=0,292$ [kg/s];	$w=3,657$	$T_{Top}=283$ [°K]	$T_{Top}=293$ [°K]
$K=0,00208$ [kW/m °K]	$D=0,025$ [m]	$n=0,862$	$U_L=0,5$ [kW/m ² .°K]	$U_L=0,037$ [kW/m ² .°K]
$L=65$ [m]		$s=0,877$	$U_H=0,037$ [kW/m ² .°K]	$U_H=0,5$ [kW/m ² .°K]
$H=1,7$ [m]		$u=1$		

Soğutma makinesi için yapılan kabul şartlarında T_{Top} sıcaklığı T_Y soğutulacak ortam sıcaklığından düşük seçilmiştir. Bunda amaç uygulamada bu gibi durumlarla karşılaşılması ve bu durumlara özel farklı çözümlerin olmasıdır (Şekil 5.1). Burada toprak sıcaklığı T_Y sıcaklığından düşük olması nedeniyle sistemde bir kısıt oluşturmaktadır. Bu kısıt ile ilgili durumlar maliyet parametrelerinde incelenmiştir.

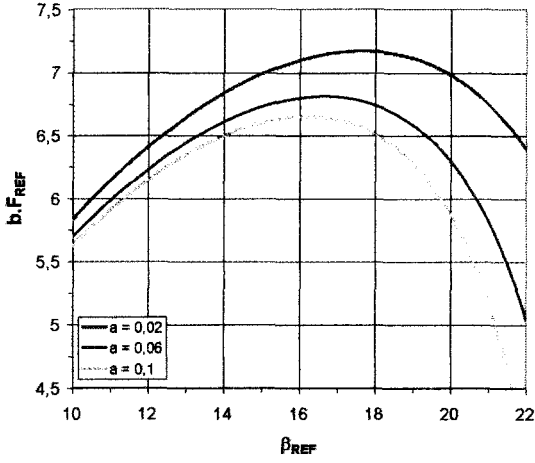


Şekil 5.1 Toprak sıcaklığının soğutulacak ortamdan düşük olması hali için T-S diyagramı

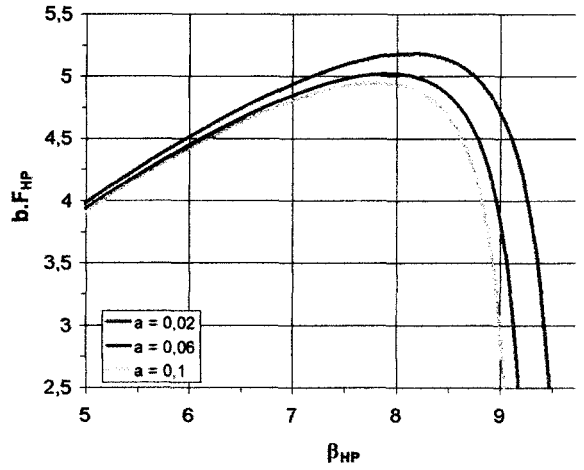
5.1 Toprak özelliklerinin etkileri

Toprak özellikleri topraktan olan ısı transferine önemli etkileri bulunmaktadır. Bu özellikler toprak ısıl difüzivitesi, toprak ısıl direnci, toprak yoğunluğu, topraktaki nem miktarı, iklimsel koşullara bağlı olarak toprak üst tabakasının durumu (kar ile kaplı olma hali, don vb.) olarak sıralanabilir. Bu özellikler içerisinde en önemlileri toprak ısıl difüzivitesi ve toprak ısıl direncidir. Diğer özellikler bu iki özelliğin değerlerinde değişime neden olan özelliklerdir. Bu çalışmada topraktaki ısı transferine etki edene ısıl difüzivite (a) ve toprak ısıl direnci (k) değişkenlerinin sistemler üzerindeki etkisi incelenmiştir. Topraktaki ısı transferine etki eden diğer özelliklerin (toprak yoğunluğu, toprak cinsine bağlı olarak nem miktarı vb.) etkileri ihmal edilmiştir.

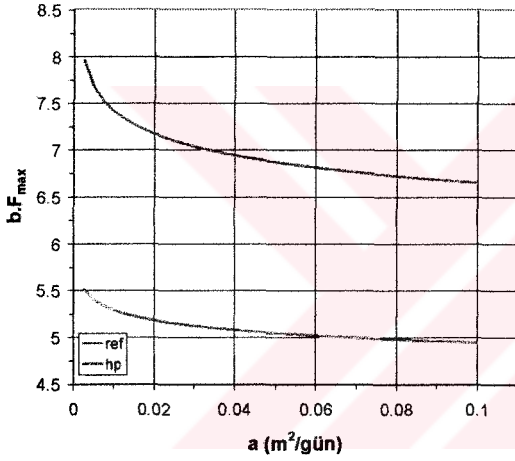
5.1.1 Isıl Difüzyiviteye Bağlı Değişim Grafikleri



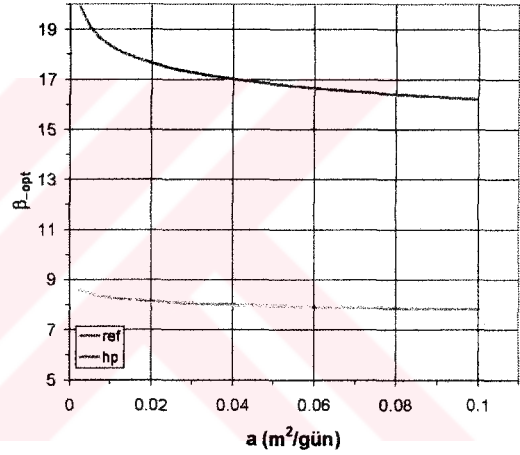
Şekil 5.2 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



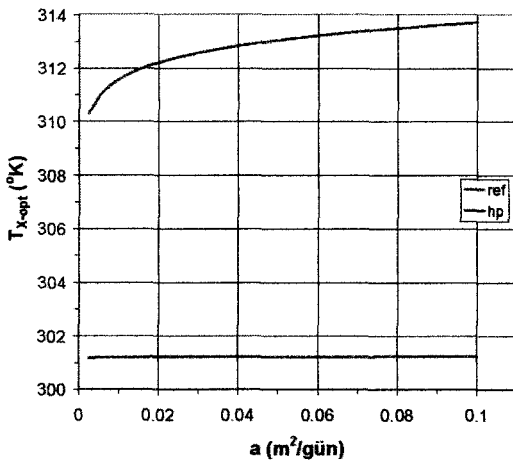
Şekil 5.3 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



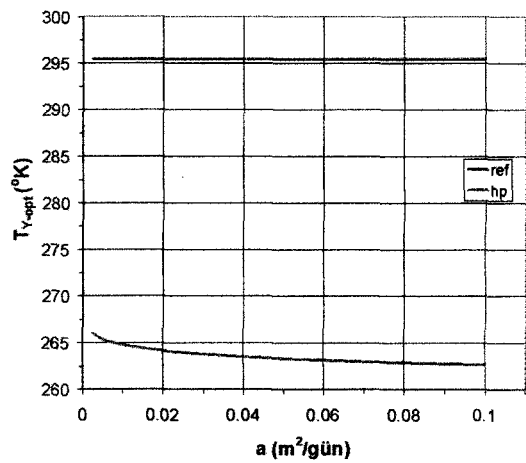
Şekil 5.4 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $b.F_{max}$ değişimi



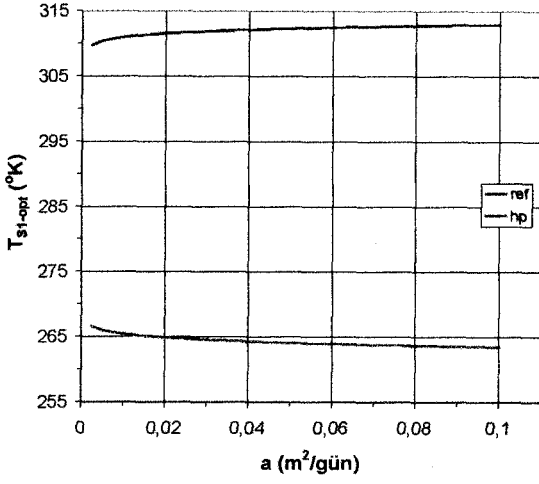
Şekil 5.5 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde β_{opt} değişimi



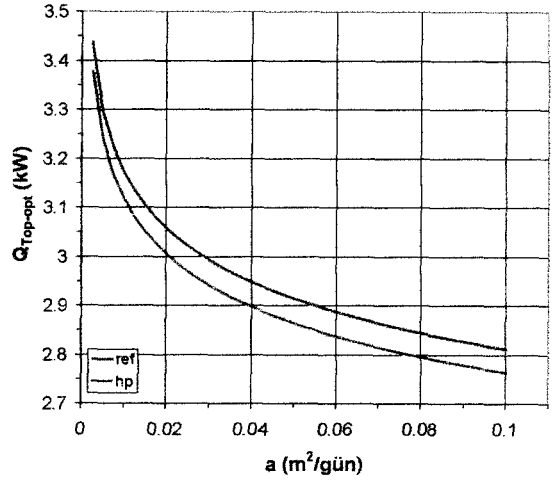
Şekil 5.6 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde T_{X-opt} değişimi



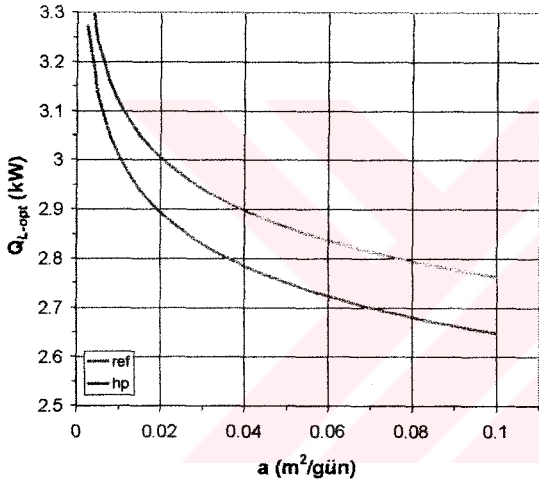
Şekil 5.7 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde T_{Y-opt} değişimi



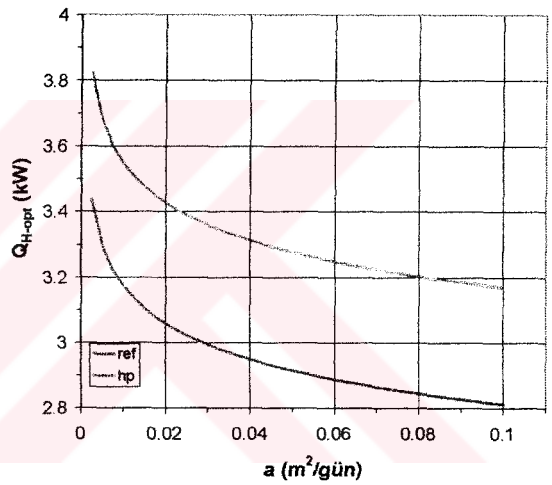
Şekil 5.8 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde T_{S1-opt} değişimi



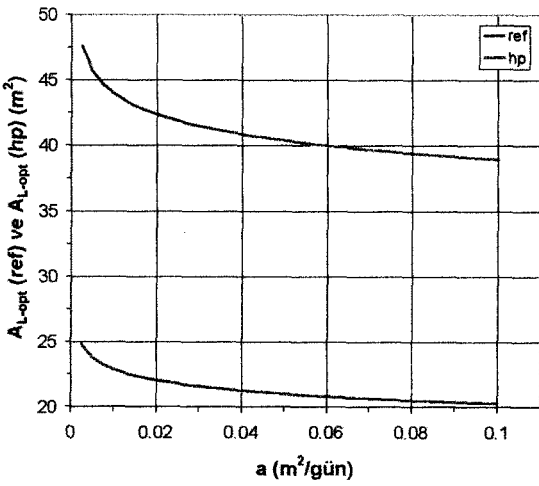
Şekil 5.9 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $Q_{Top-opt}$ değişimi



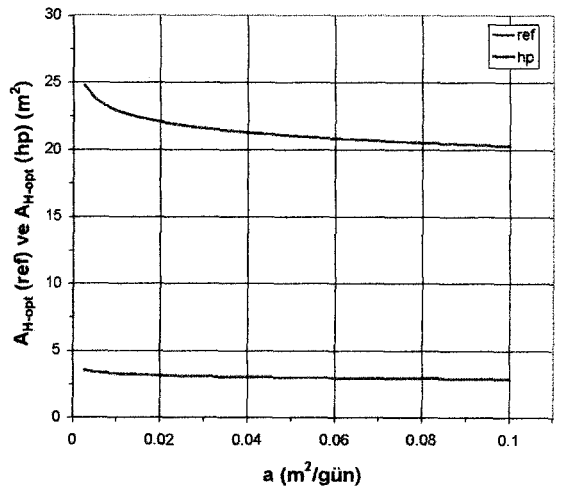
Şekil 5.10 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde Q_{L-opt} değişimi



Şekil 5.11 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.12 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi



Şekil 5.13 Farklı a ($m^2/gün$) Toprak ısı difüzyivelerinde $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi

Şekil 5.2’de soğutma makinesi için ve Şekil 5.3’de ısı pompası için performans katsayısına bağlı olarak (β_{REF} ve β_{HP}) amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı ısı difüzyivite değerlerinde incelenmiştir. Her ısı difüzyivite değerine karşılık gelen bir maksimum F_{REF} ve F_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.2’de $a=0.06$ ($m^2/gün$) ısı difüzyivite değeri için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=16.6$ optimum değerini amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.8$) almaktadır. Şekil 5.3’de ise $a=0.06$ ($m^2/gün$) ısı difüzyivite değeri için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7.9$ optimum değerini ve amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max}=5.1$) almaktadır. Toprak ısı difüzyivite değeri arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan küçülmektedir. Ancak bu alanlar lineer olarak azalmamakta ısı difüzyivite katsayısı arttıkça alanlar arasındaki fark daha büyük bir oranlı azalmaktadır. Isı difüzyivite katsayısı arttıkça sistemler daha küçük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.2 ve Şekil 5.3).

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı ısı difüzyivite değerlerindeki değişimi gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere ısı difüzyivite değeri arttıkça bF_{max} ve β_{opt} değerleri azalmaktadır. Şekil 5.4’de ısı difüzyivite değerinin 0.01-0.1 ($m^2/gün$) değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%10.3$, ısı pompası için $\approx\%6.5$ değişmektedir. Koyun ve Diz’de (2001a) verilen toprak tiplerine göre çoğu toprak tipi bu değer aralığındadır. Isı difüzyivite değerinin $a<0.01$ ($m^2/gün$) olması halinde ısı difüzyivitenin etkisi daha artmaktadır. Şekil 5.4’de ısı difüzyivite değerine bağlı olarak amaç fonksiyondaki değişim eğrileri arasındaki farklılık her iki çalışma rejimi için yapılan kabullerin (iç ortam sıcaklığı, toprak sıcaklığı vb.) farklılıklarından kaynaklanmaktadır. Şekil 5.5’de optimum performans katsayılarının $a=0.01$ ($m^2/gün$) değerinin üstündeki değerlerde büyük bir değişiklik göstermediği görülmektedir. Tasarımda bir diğer önemli husus optimum buharlaşma, yoğuşma, ve toprak devresi su giriş sıcaklığıdır. Maksimum amaç fonksiyon değeri her zaman uygulanabilir sistem kriterlerini sağlamalıdır. Aynı zamanda (soğutma için) T_{X-opt} , (ısıtma için) T_{Y-opt} , ve her iki sistemde T_{S1-opt} sıcaklıklarının pratik uygulanabilir değerlerde olması gereklidir. Çünkü iyi bir amaç fonksiyon değeri çok yüksek bir yoğuşma veya çok düşük buharlaşma sıcaklığında gerçekleştiği takdirde uygulaması olmayan bir sistem değişkenlerini sağlayacaktır. Bu sebeple bu gibi durumlarda T_{S1} değeri optimum haller halinin dışında kullanılarak sistem dizaynı gereklidir. Bununla ilgili açıklamalar daha ileriki bölümlerde verilmiştir. Şekil 5.6, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de (a) toprak ısı difüzyivite değerine bağlı olarak sırası ile optimum yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}), optimum buharlaşma sıcaklığı

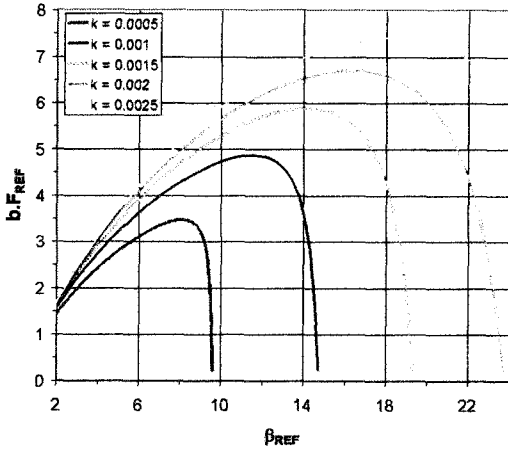
(T_{Y-opt}) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) değişimi gösterilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere toprak ısı difüzyon hızının $0.01 \text{ m}^2/\text{gün}$ değerinin üzerinde olduğu durumlarda etkisi önemsenmeyecek miktardadır. Isıl difüzyon hızının $0.01-0.1 \text{ m}^2/\text{gün}$ aralığında olduğu durumlarda: Soğutma makinesi için yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}) 2.1°K 'lik değişim göstermiştir (Şekil 5.6). Isı pompası için optimum buharlaşma sıcaklığı (T_{Y-opt}) 2.1°K 'lik değişim göstermiştir (Şekil 5.7). Optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) soğutma hali için 2°K 'lik değişim ısı pompası için 1.9°K 'lik değişim göstermiştir. Sonuç olarak farklı ısı difüzyon hızlarındaki topraklarda yapılan sistemlerin pratik uygulamasında ısı difüzyon hızının önemli bir etkisi yoktur. Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de T_{X-opt} (hp) ve T_{Y-opt} (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. T_{Y-opt} (ref) için (3.44) eşitliğinde ve T_{X-opt} (hp) için (4.34)'te (a) ısı difüzyon hızı katsayısı $F(z)$ fonksiyonu etkilemekte ve bu değer kareköklü ifade kullanılmaktadır. Bu sebeple verilen değer aralığında toprak ısı difüzyon hızının bu sıcaklıklara etkisi çok azdır.

Şekil 5.9'da a toprak ısı difüzyon hızına bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. Isıl difüzyon hızının artmasıyla transfer edilen optimum ısılar azalmaktadır.

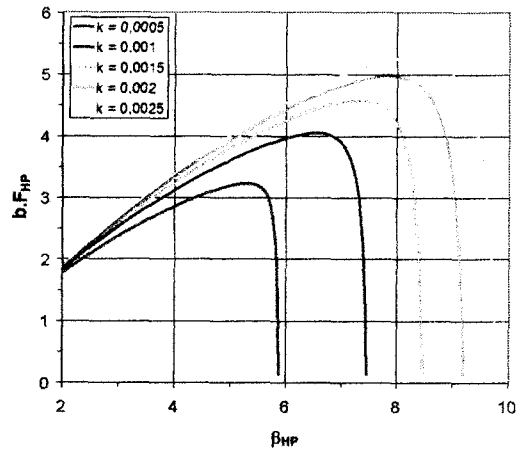
Isıl difüzyon hızı katsayısına (a) bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'de verilmiştir. bF_{max} değerlerinde olduğu gibi bu ısılarda da $a < 0.01 \text{ (m}^2/\text{gün)}$ değerinde transfer olan optimum ısılar ısı pompası ve soğutma makinesi için artmaktadır. Isıl difüzyon hızının $0.01-0.1 \text{ (m}^2/\text{gün)}$ değer aralığında soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt} \approx \%10$ azalma göstermektedir. Isı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt} \approx \%11$ azalma göstermektedir. Sonuç olarak soğutma makinesi ve ısı pompası için ısı difüzyon hızının artması, bF_{max} değerini düşürmesinin yanında aynı modül uzunluğu için iklimlendirilecek ortama transfer olan Q_{H-opt} ve ortamdaki çekilen Q_{L-opt} ısılarının azalmasına neden olacaktır. Böylece iklimlendirme kapasitelerini karşılamak için daha fazla modül kullanılması, dolayısıyla daha fazla toprak alanı gerekli olacaktır (Şekil 5.10 ve Şekil 5.11).

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'de farklı a toprak ısı difüzyon hızı değerlerinde sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. a toprak ısı difüzyon hızının artmasıyla gerekli olan optimum ısı transfer yüzey alanları azalmaktadır. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır.

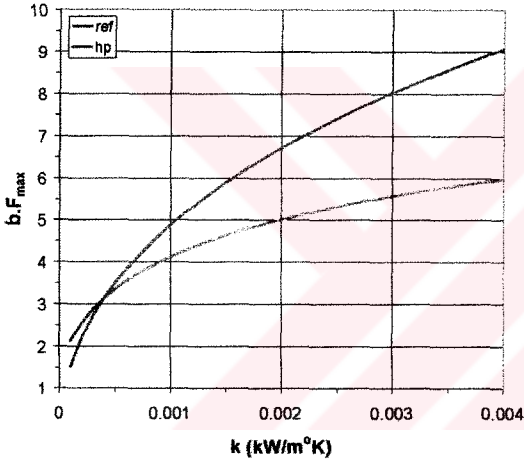
5.1.2 Toprak Isıl Direncine Bağlı Değişim Grafikleri



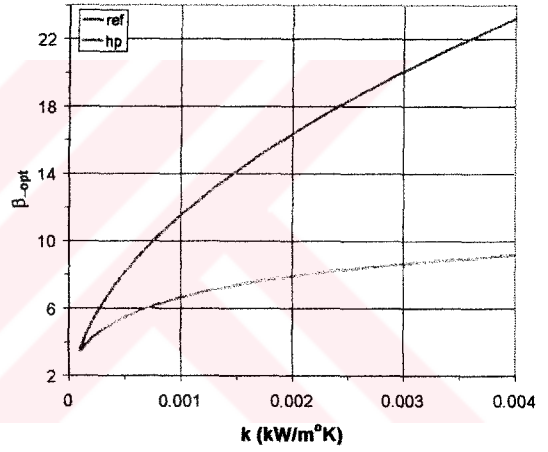
Şekil 5.14 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



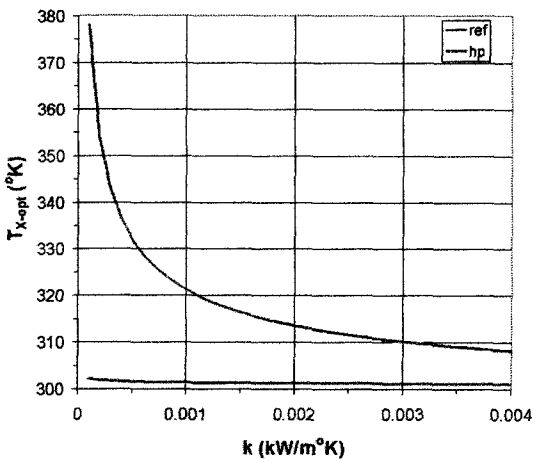
Şekil 5.15 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



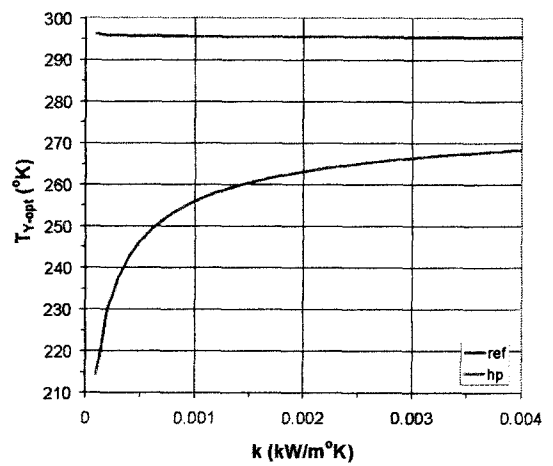
Şekil 5.16 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde $b.F_{max}$ değişimi



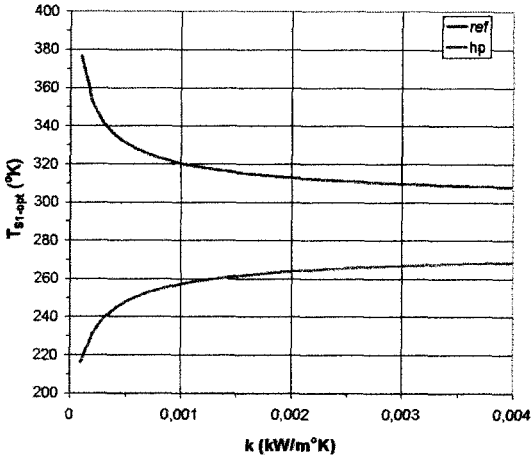
Şekil 5.17 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde β_{opt} değişimi



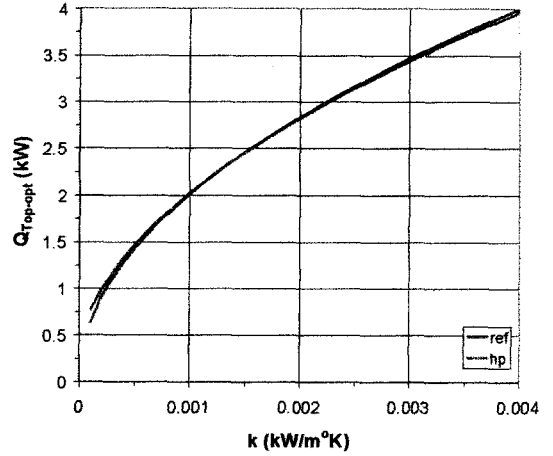
Şekil 5.18 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde T_{X-opt} değişimi



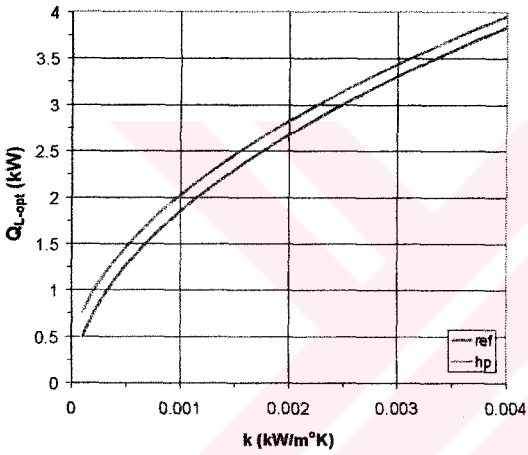
Şekil 5.19 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde T_{Y-opt} değişimi



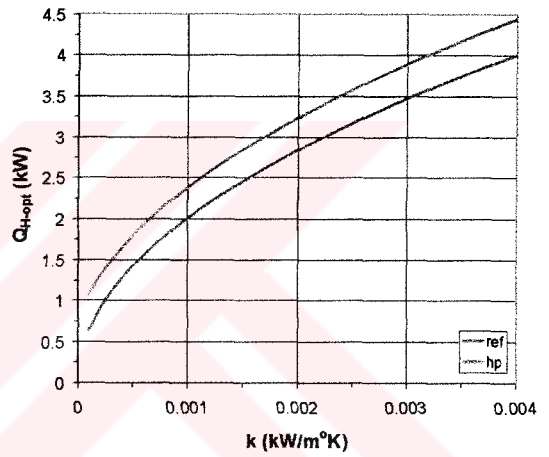
Şekil 5.20 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde T_{S1-opt} değışimi



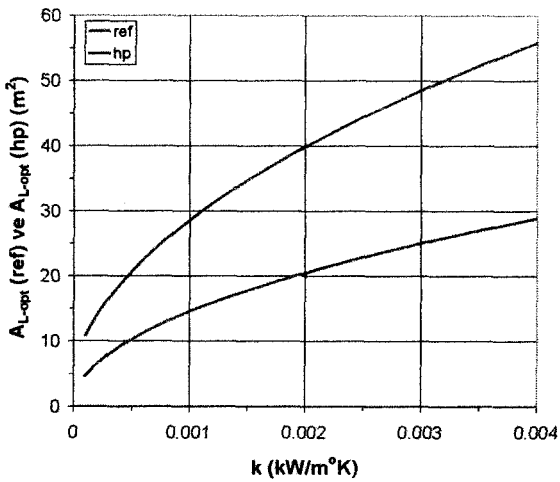
Şekil 5.21 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde $Q_{Top-opt}$ değışimi



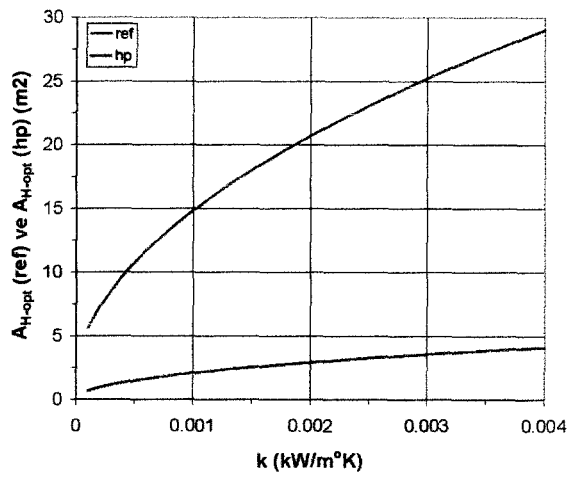
Şekil 5.22 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde Q_{L-opt} değışimi



Şekil 5.23 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde Q_{H-opt} değışimi



Şekil 5.24 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde A_{L-opt} (ref) ve A_{L-opt} (hp) değışimi



Şekil 5.25 Farklı k ($\text{kW/m}^2\text{K}$) Toprak ısııl dirençlerinde A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) değışimi

Şekil 5.14'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.15'de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı toprak ısı iletkenlik değerlerinde incelenmiştir Her ısı iletkenlik değerine karşılık gelen bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.14'de $k=0.002$ ($kW/m^{\circ}K$) değeri için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=16.3$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.7$) almakta ve Şekil 5.15'de $k=0.002$ ($kW/m^{\circ}K$) değeri için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7.9$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max}=4.9$) almaktadır. Toprak ısı iletkenlikleri arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan büyümektedir. Bu artış lineer bir artış olmayıp toprak ısı direnç iletkenlikleri arttıkça alanlar arasındaki fark daha küçük bir oranla artmaktadır. Toprak ısı iletkenlikleri arttıkça sistemler daha büyük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.14 ve Şekil 5.15).

Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak ısı iletkenliklerindeki değişimi gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere toprak ısı iletkenlik değeri arttıkça bF_{max} ve β_{opt} değerleri artmaktadır. Şekil 5.16'da toprak ısı iletkenliğinin $k=0.0005-0.004$ ($kW/m^{\circ}K$) değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%161$, ısı pompası için $\approx\%85$ artmaktadır. Koyun ve Diz'de (2001a), verilen toprak tiplerine göre çoğu toprak tipi bu değer aralığındadır. Bu sebeple toprak ısı iletkenliği toprak öznelikleri ve genel sistem değişkenleri içerisinde en fazla dikkat edilmesi gereken değişkendir. Şekil 5.16'da ısı pompası ve soğutma makinesi maksimum amaç fonksiyon değerleri $k\approx 0.0004$ ($kW/m^{\circ}K$) değerinde eşit değerler almıştır. Bu kabul şartlarının (T_{top} , T_H , T_L) farklılığından kaynaklanmaktadır. Şekil 5.17'de görüldüğü üzere toprak ısı iletkenliğinin artması ile beraber optimum performans katsayısı artmaktadır.

Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de (k) toprak ısı difüzivite değerine bağlı olarak sırası ile optimum yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}), optimum buharlaşma sıcaklığı (T_{Y-opt}) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) değişimi gösterilmiştir. Toprak ısı iletkenliğinin artmasıyla soğutma makinesi için yoğuşma sıcaklığı ve toprak devresi su giriş sıcaklığı düşmüştür (Şekil 5.18 ve Şekil 5.20). Isı pompası için, toprak ısı iletkenliğinin artmasıyla buharlaşma sıcaklığı ve toprak devresi su giriş sıcaklığı artmaktadır (Şekil 5.19 ve Şekil 5.20). $k=0.0005-0.004$ ($kW/m^{\circ}K$) değer aralığında maksimum amaç fonksiyon değerlerindeki değişiklik (Şekil 5.16) sistem tasarımında dikkat edilmesi gereken bir değişken olduğunu göstermekle beraber. Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'ye bakıldığında $k=0.0005-0.001$ ($kW/m^{\circ}K$) aralığında sınırlı

uygulama imkanı olduğu görülmektedir. Bu aralık içerisinde soğutma için: $T_{X-opt}=332-321$ ($^{\circ}K$) ve $T_{S1-opt}=331-320$ ($^{\circ}K$); ısıtma için $T_{Y-opt}=244-256$ ($^{\circ}K$) ve $T_{S1-opt}=243-255$ ($^{\circ}K$) değerlerindedir. Bu sıcaklıkların pratikte uygulaması şüphelidir. Bu sebeple bu ısı iletkenlik aralığında ya dolgu malzemesi kullanılarak toprak ısı iletkenliği iyileştirilmeli ya da toprak devresi su giriş sıcaklığı optimum dışı değerlerde kullanılmalıdır. Buna ilave olarak toprak ısı iletkenliğinin $k<0.0005$ ($kW/m^{\circ}K$) olduğu hallerde: Soğutma makinesi için yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) hızlı bir yükseliş (Şekil 5.18, Şekil 5.20); ısı pompası için optimum buharlaşma sıcaklığı (T_{Y-opt}) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) hızlı bir düşüş göstermektedir (Şekil 5.18, Şekil 5.20). Bu değerlerde, gerek amaç fonksiyondaki azalma miktarı gerekse buharlaşma, yoğuşma ve toprak devresi su giriş sıcaklıkları kullanılabilir limitlerin dışındadır. Bu sebeple $k<0.0005$ ($kW/m^{\circ}K$) olması halinde toprak kaynaklı sistem ekonomik olmayacaktır. İstisnai durumlar etkilenmemiş toprak sıcaklığı T_{Top} ve hafriyat maliyetlerindeki değişiklikler halinde olacaktır. Bu sebeple her zaman bu değerlerin iyi etüt edilmesi gereklidir. Şekil 5.18 ve Şekil 5.19'da T_{X-opt} (hp) ve T_{Y-opt} (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. T_{Y-opt} (ref) için (3.44) eşitliğinde ve T_{X-opt} (hp) için (4.34)'de k ısı iletkenlik değeri üstel ifadede yer alıp karekök kuvveti olarak etki etmektedir, bu sebeple bu değer aralığında toprak ısı direncinin bu sıcaklıklara etkisi bulunmamaktadır.

Şekil 5.21'de k toprak ısı direncine bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. Toprak ısı direncinin artmasıyla transfer edilen ısı miktarları artmaktadır. Ancak buradaki grafikte $k<0.0005$ ($kW/m^{\circ}K$) ısı direnç değerlerinde optimum sıcaklık eğrilerinde gösterildiği gibi $Q_{Top-opt}-k$ grafiğinde büyük eğimli azalma görülmemektedir. Bunun nedeni bu toprak ısı dirençlerinde optimum su giriş sıcaklıklarının çok yüksek/düşük değerlerde olmasıdır. Bu sayede topraktan transfer edilen optimum ısılar Şekil 5.21'deki gibidir. Ancak bu optimum sıcaklıkların uygulama sıcaklıkları olmadığı düşünülürse yukarıda yapılan $k>0.0005$ kriteri burada da geçerlidir.

Toprak ısı iletkenliğine (k) bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'de verilmiştir. k toprak ısı iletkenliğinin artmasıyla transfer olan optimum ısılar ısı pompası ve soğutma makinesi için artmaktadır. toprak ısı iletkenliğinin $k=0.0005-0.004$ ($kW/m^{\circ}K$) değer aralığındaki değişimi sonucunda soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt}\approx\%204$ artış göstermektedir. Isı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt}\approx\%185$ artış göstermektedir. Sonuç olarak ısı pompası ve soğutma makinesi için bu değer aralığında hem bF_{max} değerinde artış olmakta ve bu artış oranından daha büyük

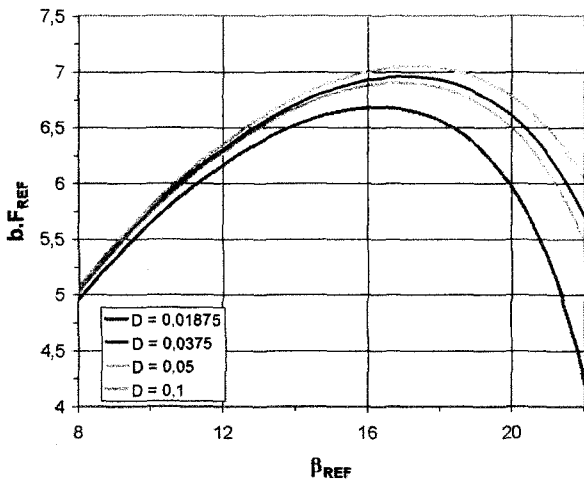
bir oranla gerekli olan toprak sahası azalmaktadır. Çünkü Q_{L-opt} (ref) ve Q_{H-opt} (hp) değerlerinin artması gerekli modül sayısını yani saha alanını azaltacaktır (Şekil 5.22 ve Şekil 5.23).

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’de farklı k toprak ısı iletkenliklerine bağlı olarak sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. k toprak ısı iletkenliğinin artmasıyla gerekli olan optimum ısı transfer yüzey alanları artmaktadır. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır.

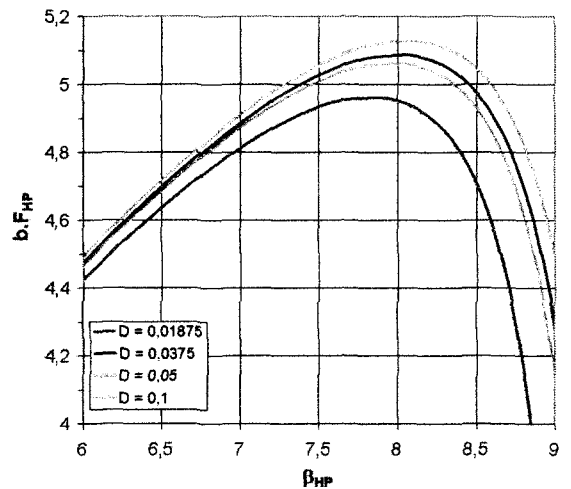
5.2 Tasarım Değişkenlerinin Etkileri

Bu bölümde toprak kaynaklı soğutma makinesi ve ısı pompası sisteminin tasarımında gerekli olan soğutma ve ısıtma yüklerine bağlı olarak tasarımcı tarafından belirlenen değişkenlerin 3. ve 4. bölümde bulunan termoekonomik optimizasyon değişkenlerine (bF_{max} , β_{opt} , T_{X-opt} , T_{Y-opt} , T_{S1-opt} , $Q_{Top-opt}$, Q_{L-opt} , Q_{H-opt} , A_{L-opt} , A_{H-opt}) etkileri incelenmiştir. Tasarım değişkenleri olarak (D) toprak devresi boru çapının, (L) toprak devresi modül uzunluğunun, (m) toprak devresi akışkan debisinin, ve soğutma makinesi veya ısı pompasının kurulduğu bölgeye bağlı olarak belirlenen (t) işletme süresi alınmıştır. Her değişken için kabul şartları Çizelge 5.1’den alınmış, ilgili grafikte açıklaması yapılan tasarım değişkenin farklı değerlere göre değişimi gösterilmiştir.

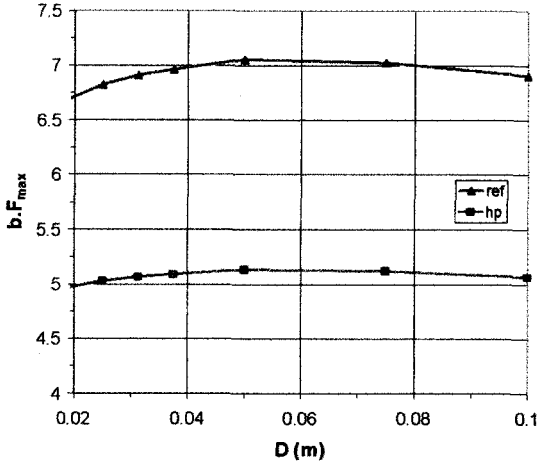
5.2.1 Toprak Devresi Boru Çapına Bağlı Değişim Grafikleri



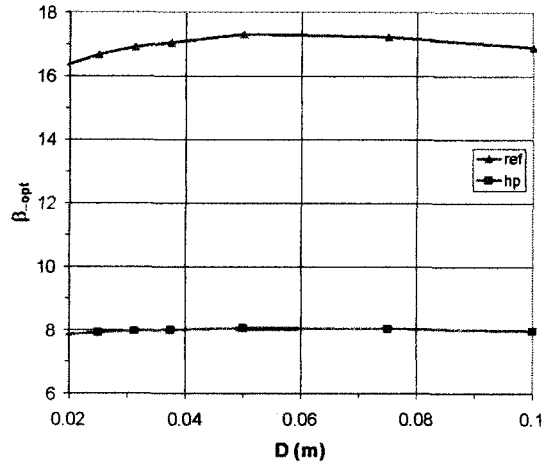
Şekil 5.26 Farklı D (m) Toprak devresi boru çaplarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



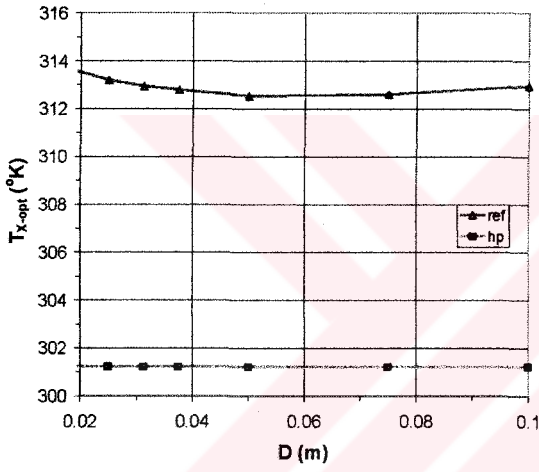
Şekil 5.27 Farklı D (m) Toprak devresi boru çaplarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



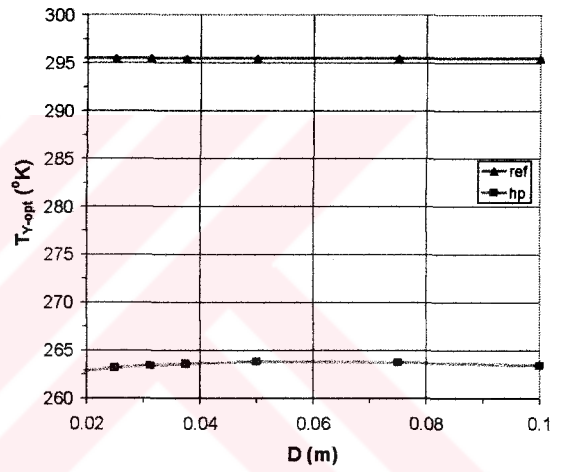
Şekil 5.28 Farklı D (m) Boru çaplarında $b.F_{max}$ değişimi



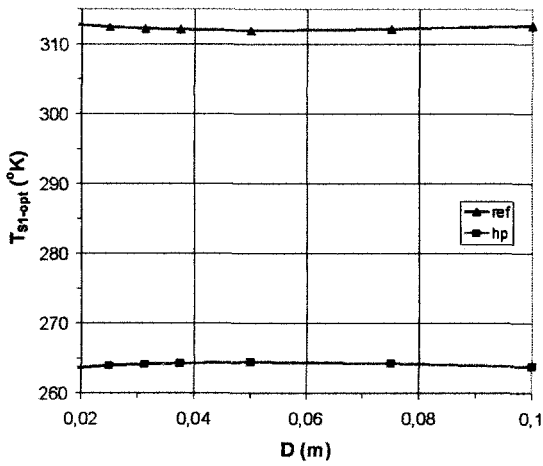
Şekil 5.29 Farklı D (m) Boru çaplarında β_{opt} değişimi



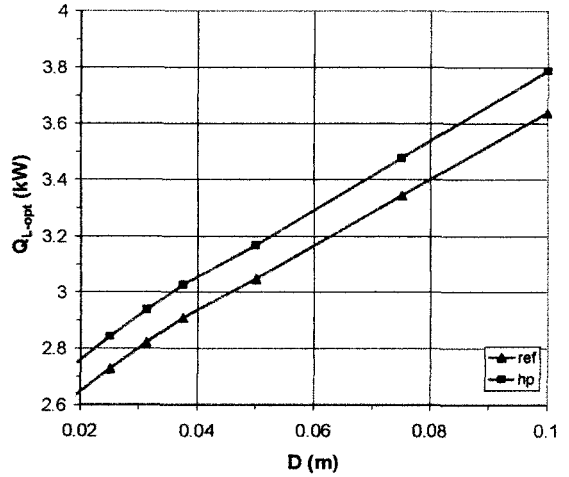
Şekil 5.30 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{X-opt} değişimi



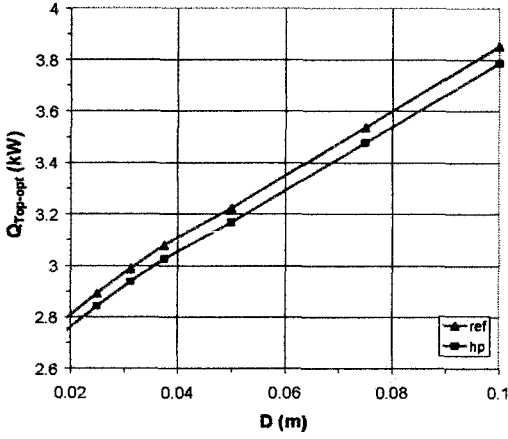
Şekil 5.31 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{Y-opt} değişimi



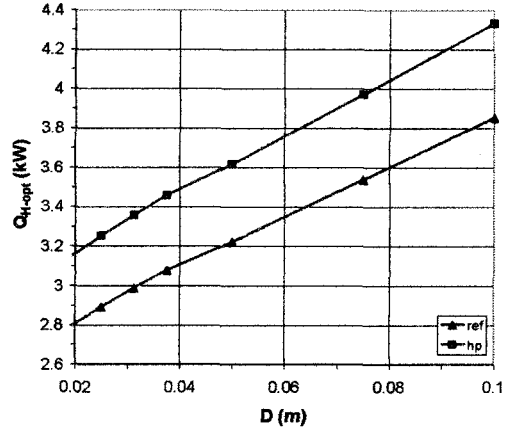
Şekil 5.32 Farklı D (m) Boru çaplarında T_{S1-opt} değişimi



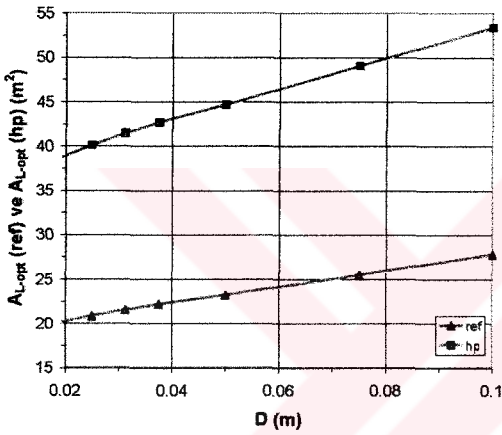
Şekil 5.33 Farklı D (m) Boru çaplarında Q_{L-opt} değişimi



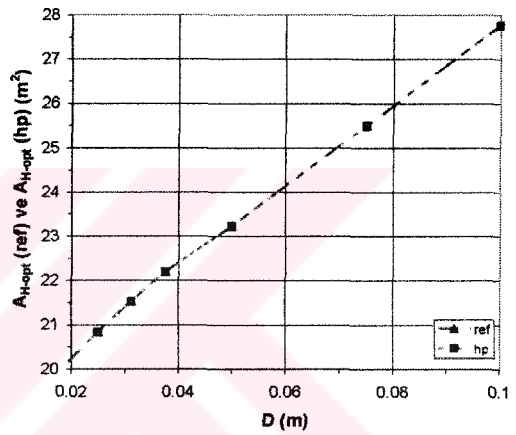
Şekil 5.34 Farklı D (m) Boru çaplarında $Q_{Top-opt}$ değişimi



Şekil 5.35 Farklı D (m) Boru çaplarında Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.36 Farklı D (m) Boru çaplarında A_{L-opt} (ref) ve A_{L-opt} (hp) değişimi



Şekil 5.37 Farklı D (m) Boru çaplarında A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) değişimi

Şekil 5.26'da soğutma makinesi için ve Şekil 5.27'de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı toprak devresi boru çaplarında incelenmiştir. Kullanılan her boru çapı için bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.26'da $D=0.0375$ (m) boru çapı için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=17$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.96$) almakta ve Şekil 5.27'de $D=0.0375$ (m) boru çapı için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=8$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max}=5.1$) almaktadır. $D=0.05$ (m) için $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrileri en büyük alanı kaplamaktadır. Bu çap dışındaki boru çaplarında $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladığı alanlar ve sistemlerin çalıştığı performans katsayısı aralıkları azalmaktadır (Şekil 5.26 ve Şekil 5.27).

Şekil 5.28 ve Şekil 5.29'da sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak devresi boru çaplarındaki değişimi gösterilmiştir. Boru çapı olarak piyasada bulunabilen boru çapları

alınmıştır (Çizelge 3.2). Grafiklerden görüldüğü üzere toprak devresi boru çapına bağlı olarak bF_{\max} ve β_{opt} eğrileri bir maksimum tepe noktasından geçmektedir. Örnek olarak $D=0.05$ (m) değerinde soğutma ve ısıtma için maksimum bF_{\max} ve β_{opt} değerlerine ulaşılmıştır (Şekil 5.28-Şekil 5.29). Şekil 5.28’de soğutma makinesi ve ısı pompası için maksimum amaç fonksiyon değerleri sırasıyla: $D=0.025$ (m) için $bF_{\text{REF-max}}=6.82$ ve $bF_{\text{HP-max}}=5.02$; $D=0.05$ (m) için $bF_{\text{REF-max}}=7.05$ ve $bF_{\text{HP-max}}=5.13$; $D=0.1$ (m) için $bF_{\text{REF-max}}=6.90$ ve $bF_{\text{HP-max}}=5.06$ değerlerini almıştır. Şekil 5.29’da $D=0.05$ (m) için optimum performans katsayısı maksimum değerini almaktadır. ($\beta_{\text{REF-opt}}=8.1$ ve $\beta_{\text{HP-opt}}=17.3$) Burada her ne kadar bir optimum boru çapı bulunsa da farklı çaplar kullanılması halinde amaç fonksiyondaki değişim miktarı azdır. Örnek olarak Şekil 5.28’de $D=0.025$ (m) ve $D=0.05$ (m) arasındaki fark ısıtma için % 3.4 soğutma için % 2.3’dür. Bu ilk bakışta önemsenmeyecek bir farktır. Ancak bu optimizasyon çalışmasında düz boru devre kayıpları ihmal edilmiştir. Düz boru devre kayıpları da hesaba katıldığında $D=0.05$ (m)’den küçük boru çaplarındaki maksimum amaç fonksiyon eğrisinin eğimi artacaktır (Şekil 5.28).

Şekil 5.30, Şekil 5.31 ve Şekil 5.32’de (D) toprak devresi boru çapına bağlı olarak sırası ile optimum yoğuşma sıcaklığı ($T_{X\text{-opt}}$), optimum buharlaşma sıcaklığı ($T_{Y\text{-opt}}$) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı ($T_{S1\text{-opt}}$) değişimi gösterilmiştir. Soğutma makinesi için optimum yoğuşma sıcaklığı ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığının düşük sıcaklıklarda olması istenilen bir özelliktir. Isı pompası için ise optimum buharlaşma sıcaklığının ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığının yüksek olması istenilen bir özelliktir. Böylece toprak devresine yollanan akışkan pratik uygulama değerleri içerisinde kalması sağlanabilir. Şekil 5.30 ve Şekil 5.32’de $D=0.05$ (m) çaplı boruda $T_{X\text{-opt}}$ ve $T_{S1\text{-opt}}$ (ref) en düşük değerini aldığı görülür. Şekil 5.31 ve Şekil 5.32’de $D=0.05$ (m) çaplı boruda $T_{Y\text{-opt}}$ ve $T_{S1\text{-opt}}$ (hp) en yüksek değeri almaktadır. Şekil 5.28’deki bF_{\max} eğrilerinde olduğu gibi burada da bu küçük boru çapları ile optimum boru çapı $D=0.05$ (m) arasındaki farkların fazla olmadığı görülür. Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de $T_{X\text{-opt}}$ (hp) ve $T_{Y\text{-opt}}$ (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. $T_{Y\text{-opt}}$ (ref) için (3.44) eşitliğine ve $T_{X\text{-opt}}$ (hp) için (4.34)’e bakılacak olursa, D boru çapı kareköklü ifadede kullanılmaktadır bu sebeple bu değer aralığında toprak devresi boru çapının bu sıcaklıklara etkisi çok azdır.

Şekil 5.33’de D toprak devresi boru çapına bağlı topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. D boru çapının artmasıyla transfer edilen optimum ısı miktarları artmaktadır.

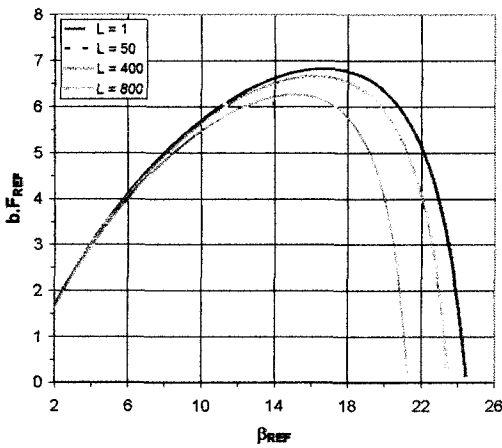
Toprak devresi boru çapına (D) bağlı olarak $Q_{L\text{-opt}}$ ve $Q_{H\text{-opt}}$ optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.34 ve Şekil 5.35’de verilmiştir. D toprak devresi boru çapının artmasıyla transfer olan optimum ısılar ısı pompası ve soğutma makinesi için artmaktadır. Şekil 5.28’de görüldüğü üzere bF_{\max} eğrileri $D=0.05$ (m) maksimum değerine ulaşmaktadır.

Burada $D > 0.05$ (m) için iklimlendirilecek ortama transfer olan optimum ısıların değişimine bakacak olursak $D = 0.075$ (m) için $\Delta Q_{L-opt} \approx \%10$, $\Delta Q_{H-opt} \approx \%10$ artış; $D = 0.01$ (m) $\Delta Q_{L-opt} \approx \%19$, $\Delta Q_{H-opt} \approx \%20$ artış göstermektedir. Bu optimum dışı boru çaplarında Şekil 5.28'deki bF_{max} değerlerindeki değişimi inceleyecek olursak: $D = 0.075$ (m) için $\Delta bF_{max-hp} \approx \%0.2$, $\Delta bF_{max-ref} \approx \%0.4$ azalmış; $D = 0.01$ (m) $\Delta bF_{max-hp} \approx \%1.3$, $\Delta bF_{max-ref} \approx \%2.1$ azalmıştır. Bu durumda bF_{max} değerlerindeki azalma yukarıda belirtildiği gibi büyük miktarlarda olmaktadır. Aynı zamanda daha büyük boru çaplarında daha küçük toprak alanından istenilen ısıtma ve soğutma yüklerinin karşılanması mümkün olmaktadır (Şekil 5.34 ve Şekil 5.35).

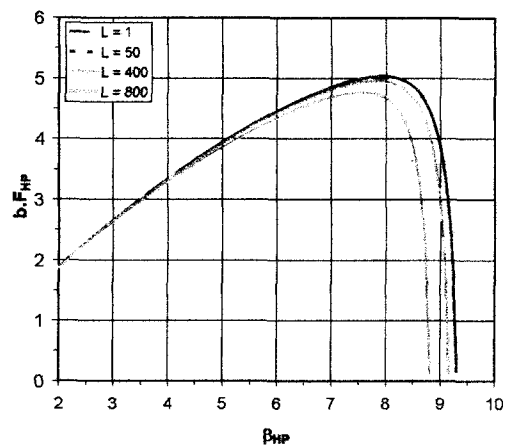
Şekil 5.36 ve Şekil 5.37'de farklı D toprak devresi boru çaplarına bağlı olarak sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. D toprak devresi boru çapının artmasına bağlı olarak gerekli olan optimum ısı transfer yüzey alanları artmaktadır. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır.

Sonuç olarak Çizelge 5.1'de verilen kabul şartlarına göre optimum toprak devresi boru çapı $D = 0.05$ (m)'dir. Boru çapının optimum değerler dışında kullanılması halinde amaç fonksiyona ve optimum operasyon sıcaklıklarına etkisi az olmakla beraber düz boru kayıplarının dikkate alınması halinde bu farklar artmaktadır. Bu sebeple $D < 0.05$ (m) çapında borular kullanılmamalıdır. Toprak alanın sınırlı olduğu durumlarda $D > 0.05$ (m) çaplı borular kullanılarak sistemin ekonomikliğinde ciddi bir değişiklik olmadan daha küçük toprak alanlarında sistemin ihtiyaçları karşılanmaktadır.

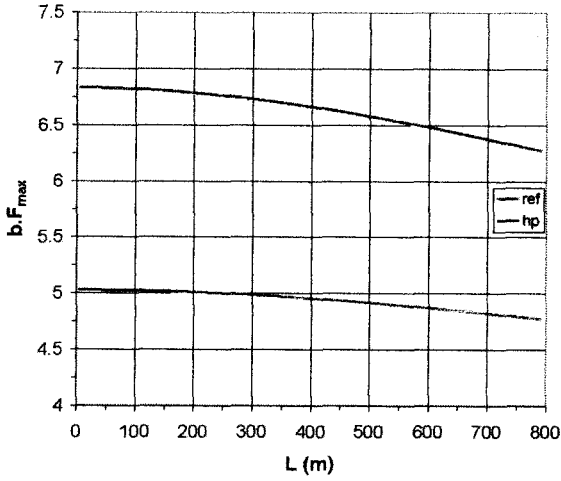
5.2.2 Toprak Devresi Boru Uzunluğuna Bağlı Değişimi Grafikleri



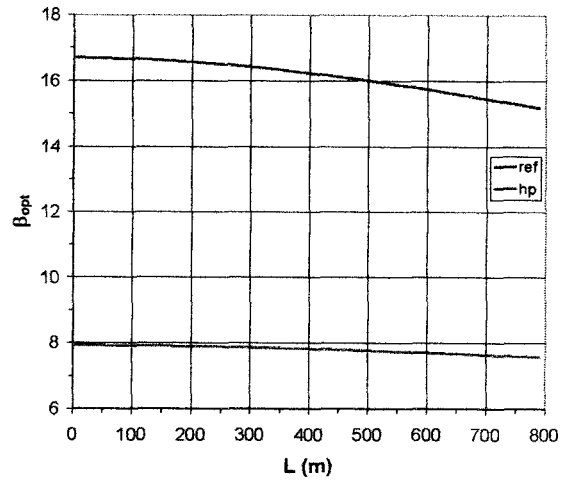
Şekil 5.38 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



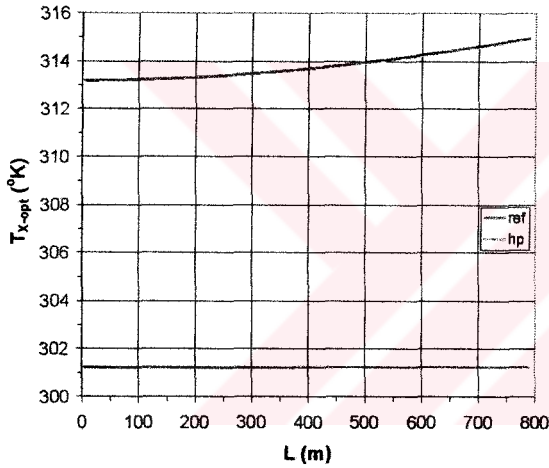
Şekil 5.39 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



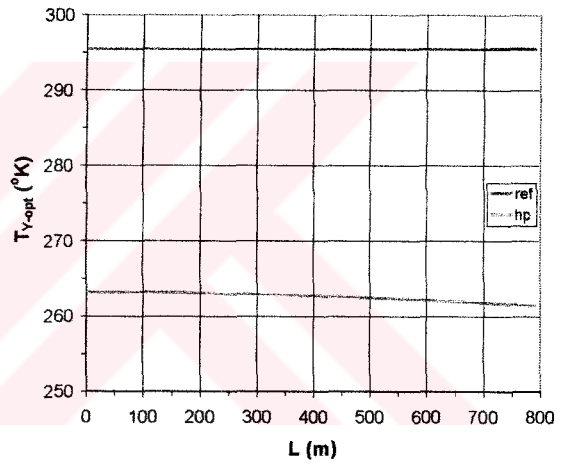
Şekil 5.40 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $b.F_{max}$ değişimi



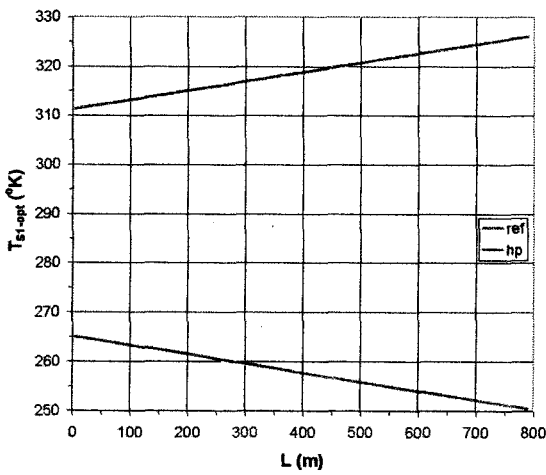
Şekil 5.41 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında β_{opt} değişimi



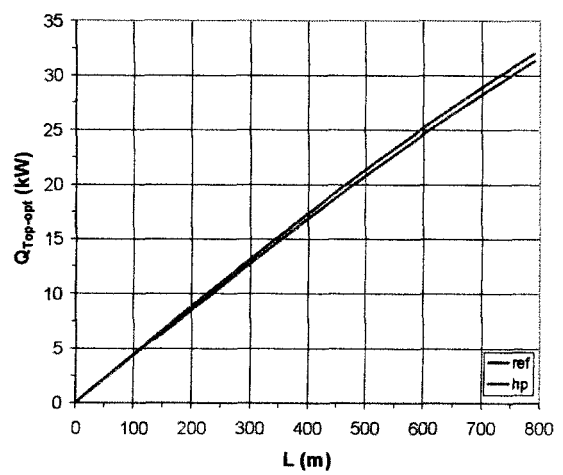
Şekil 5.42 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{X-opt} değişimi



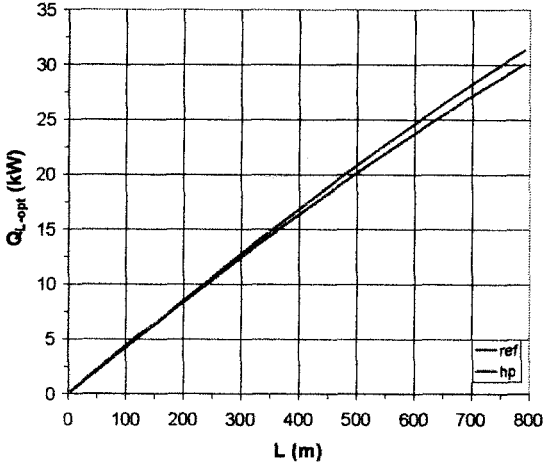
Şekil 5.43 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{Y-opt} değişimi



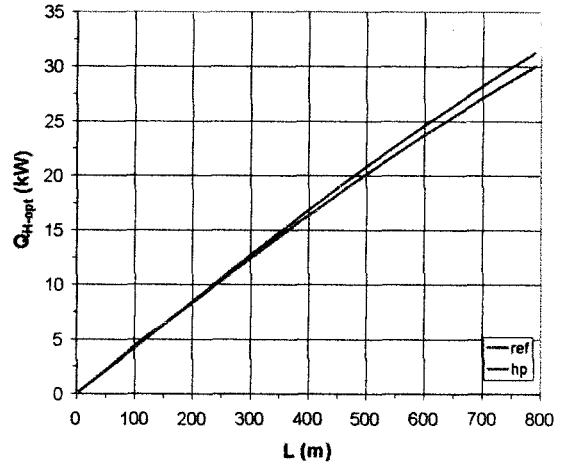
Şekil 5.44 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında T_{S1-opt} değişimi



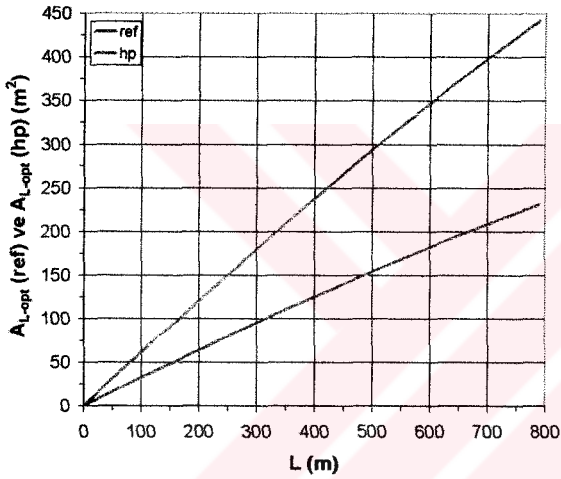
Şekil 5.45 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $Q_{Top-opt}$ değişimi



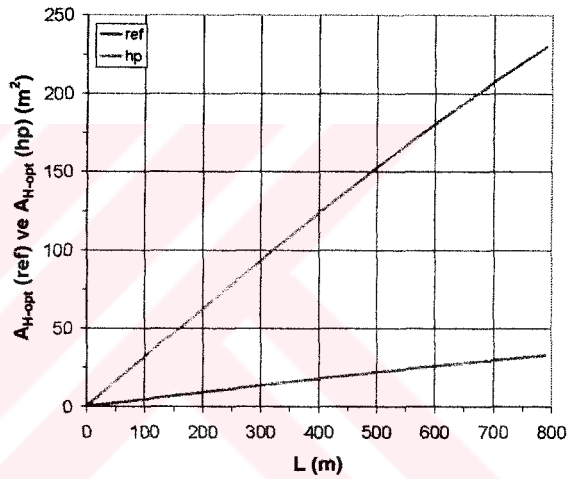
Şekil 5.46 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında Q_{L-opt} değişimi



Şekil 5.47 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.48 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $A_{L-opt} (ref)$ ve $A_{L-opt} (hp)$ değişimi



Şekil 5.49 Farklı L (m) Toprak devresi boru uzunluklarında $A_{H-opt} (ref)$ ve $A_{H-opt} (hp)$ değişimi

Dizayn değişkenlerinin en önemlilerinden birisi de toprak devresi modül uzunluğudur. Bu konu ile Koyun ve Diz'de (2001b) bir optimizasyon çalışması yapılmıştır bu çalışmada elde edilen $L_{opt}=290$ (m)'dir. Şekil 5.38'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.39'da ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonunun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı toprak devresi boru uzunluklarında (L) incelenmiştir Her boru devresi uzunluğuna karşılık bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.38'de $L=400$ (m) boru devresi uzunluğu için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=16.2$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.7$) almakta ve Şekil 5.39'da $L=400$ (m) boru çapı için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7.8$ değerinde amaç fonksiyon maksimum

değerini ($bF_{HP-max}=4.95$) almaktadır. Toprak devresi modül uzunluğu arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan küçülmektedir ancak bu azalma lineer bir azalma değildir. Toprak devresi modül uzunluğu arttıkça sistemler daha düşük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.38 ve Şekil 5.39).

Şekil 5.40 ve Şekil 5.41'da sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak devresi modül boru uzunluklarındaki değişimi gösterilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere toprak devresi modül boru uzunluğunun artmasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerleri azalmaktadır. Şekil 5.40'da toprak devresi modül uzunluğunun $L=50-800$ (m) uzunluk değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%8.2$, ısı pompası için $\approx\%5.2$ değişmektedir. Isı pompası ve soğutma makinesi arasındaki fark kabul değerleri ve işletme değerlerinin farklılığından kaynaklanmaktadır.

Şekil 5.42'de (L) toprak devresi modül uzunluğuna bağlı olarak optimum yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}) değişimi gösterilmektedir. Soğutma makinesi için $L=50-800$ (m) değer aralığında T_{X-opt} değerinin değişimine bakacak olursak $\Delta T_{X-opt}=1.8$ ($^{\circ}K$)'dir. Aynı değer aralığında Şekil 5.43'deki optimum buharlaşma sıcaklığı değişimi $\Delta T_{Y-opt}=1.75$ ($^{\circ}K$)'dir. Bu açıdan L modül uzunluğunun artması yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının pratik uygulama değerleri dışında kalmasına bir etkisi olmamaktadır. Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'de T_{X-opt} (hp) ve T_{Y-opt} (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. T_{Y-opt} (ref) için (3.44) ve T_{X-opt} (hp) için (4.34) eşitliğinde L toprak devresi modül uzunluğu kareköklü ifadede kullanılmaktadır. Bu sebeple verilen değer aralığında toprak devresi modül uzunluğunun bu sıcaklıklara etkisi çok azdır.

Optimum toprak devresi su su giriş sıcaklıklarının değişimine baktığımızda soğutma makinesi ve ısı pompası için $\Delta T_{S1-opt}\approx 15$ ($^{\circ}K$)'lik değişimler göstermektedir (Şekil 5.44). Bu da pratikte uygulaması şüpheli olan 330 ($^{\circ}K$) ve 250 ($^{\circ}K$) gibi toprak devresi su giriş sıcaklıklarına neden olacaktır.

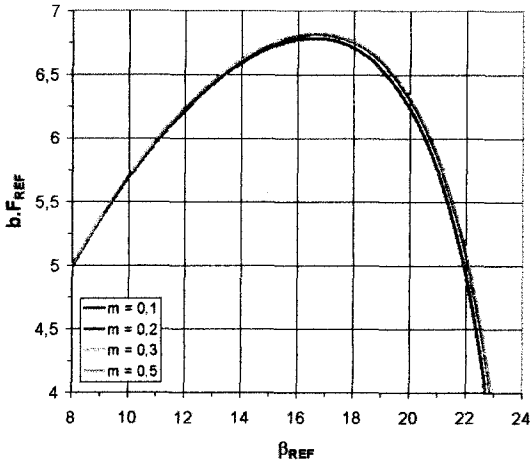
Şekil 5.45'de L toprak devresi modül uzunluğuna bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. L modül uzunluğunun artmasıyla topraktan transfer edilen ısı lineere yakın bir değişim göstermektedir. Ek-X'de verilen Q_{Top} - L boru boyu değişim grafiklerinde L uzunluğuna bağlı olarak Q_{Top} değerleri azalarak artan üstel fonksiyon eğrileri şeklindedir. Buradaki $L-Q_{Top-opt}$ eğrilerindeki farklılığın nedeni Şekil 5.44'deki L modül uzunluğuna bağlı olarak optimum su giriş sıcaklıklarının da büyümesiyle/küçülmesiyle transfer olan ısı miktarının artmasıdır.

Toprak devresi boru uzunluğuna (L) bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğunlaşma ısılarının değişimi Şekil 5.46 ve Şekil 5.47’de verilmiştir. L toprak devresi boru uzunluğunun artmasıyla transfer olan optimum ısılar ısı pompası ve soğutma makinesi için artmaktadır. Ancak Şekil 5.40’da görüldüğü üzere bF_{max} değerleri toprak devresi boru uzunluğunun artmasıyla azalmaktadır. Daha önceki değişkenlerde anlatıldığı gibi Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} değerlerindeki değişim istenilen ısıtma ve soğutma yüklerinin karşılanmasında modül sayısına etki etmesi nedeniyle önem kazanmaktadır. Ancak burada L boru boyuna bağlı olarak optimum ısılardaki değişim lineere yakın bir eğriyi takip etmektedir. Bu sebeple L boru boyunun büyümesiyle modül sayısının azalması gerekli toprak alanının bir değişim yaratmayacaktır. Modül uzunluğunun artmasıyla düz boru direnç kayıplarının artacağı düşünülürse mümkün olan en kısa modül boyuna sahip paralel sistemler kullanılmalıdır (Şekil 5.46 ve Şekil 5.47).

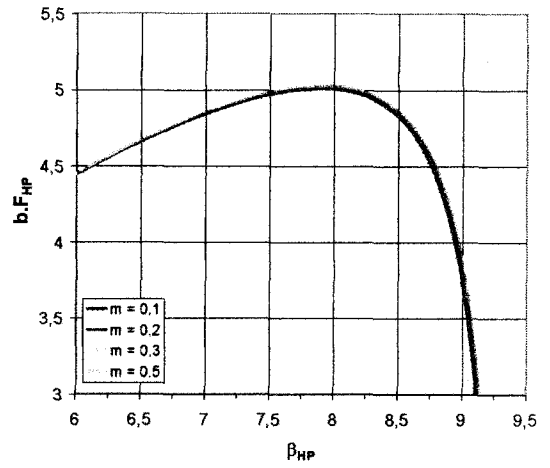
Şekil 5.48 ve Şekil 5.49’da farklı L toprak devresi modül uzunluklarına bağlı olarak sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. Gerekli olan ısı transfer yüzey alanları L boru boyuna bağlı olarak lineere yakın bir artış göstermektedir. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Ancak toprak devresi modül uzunluğunun artmasıyla gerekli olan ısı transfer yüzey alanları $L=300-800$ (m) değer aralığında 30 m^2 ila 450 m^2 arasında değerler almaktadır. Bu değerlerin tek bir modül için olduğu düşünülürse modül sayısının artması $450 \text{ m}^2/\text{modül}$ yüzey alanlarında gerekli yoğunlaştırıcı veya buharlaştırıcı hacimlerinin çok büyük olmasına neden olmaktadır. Ancak bu değerlere ulaşılan $L=600-800$ (m) gibi toprak devresi modül uzunluklarında Şekil 5.46 ve Şekil 5.47’deki optimum ısı değerlerinde tek bir modülle transfer edilen optimum ısı değerleri de büyüktür. Bu sebeple bu değerlerde gerekli olan modül sayıları da az olacaktır.

Sonuç olarak toprak kaynaklı soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinde mümkün olan en kısa modül boyu seçilmeli ve paralel sistemler kurulmalıdır. Bunun yapılamadığı durumlarda en önemli değişken T_{S1-opt} olup bu sıcaklığın uygulanabilir değerler içerisinde olduğu kontrol edilmelidir. Bunlara ilave olarak düz boru kayıplarının dikkate alınması halinde boru boyunun uzamasıyla boru boyuna bağlı değişim miktarları artacaktır. $L=1-200$ m aralığında bF_{max} ve β_{opt} değerlerindeki sistem tasarımını etkileyecek bir değişiklik bulunmamaktadır $\Delta bF_{REF} \approx \%0.7$, $\Delta bF_{HP} \approx \%0.4$ (Şekil 5.40) ve $\Delta \beta_{REF} \approx \%0.4$, $\Delta \beta_{REF} \approx \%0.9$ (Şekil 5.41) Düz boru direnç kaybı, T_{S1-opt} sıcaklıkları, kapasiteye ve sahanın limitlerine bağlı olarak modül sayısı gibi değerlerin etkileri dikkate alınarak modül uzunluğunu bu değer aralığında seçilmelidir.

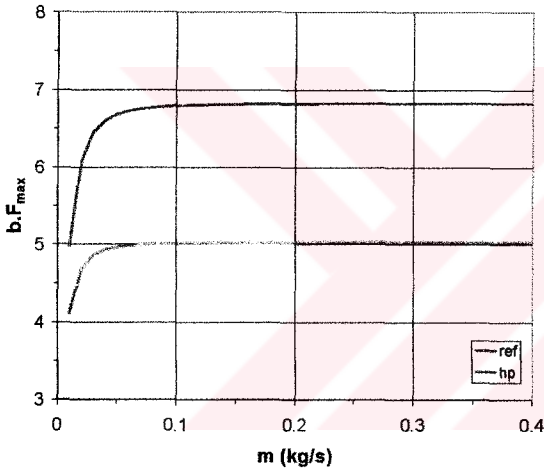
5.2.3 Toprak Devresi Akışkan Debisine Bağlı Değişimi Grafikleri



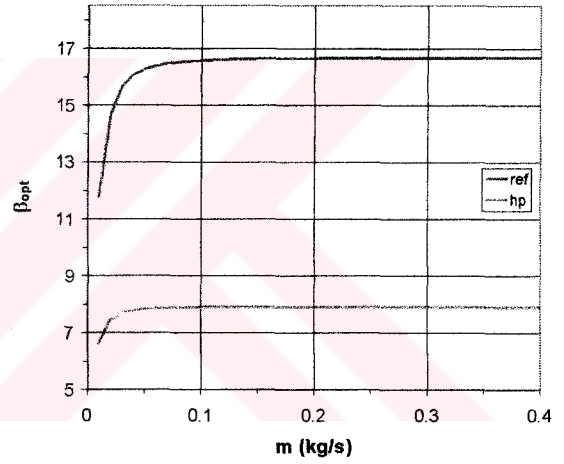
Şekil 5.50 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



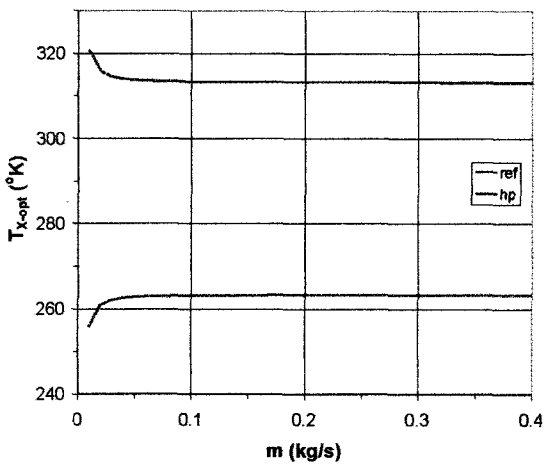
Şekil 5.51 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



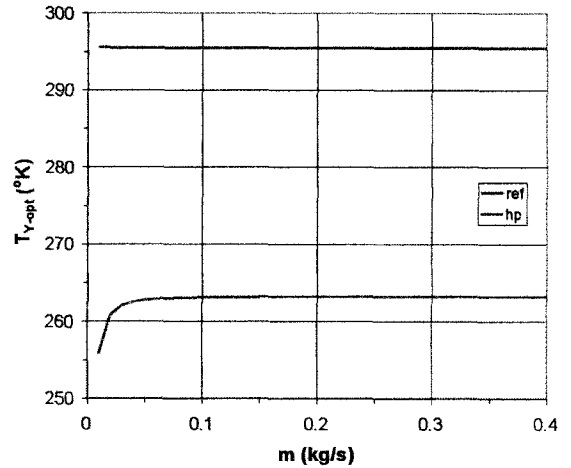
Şekil 5.52 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi



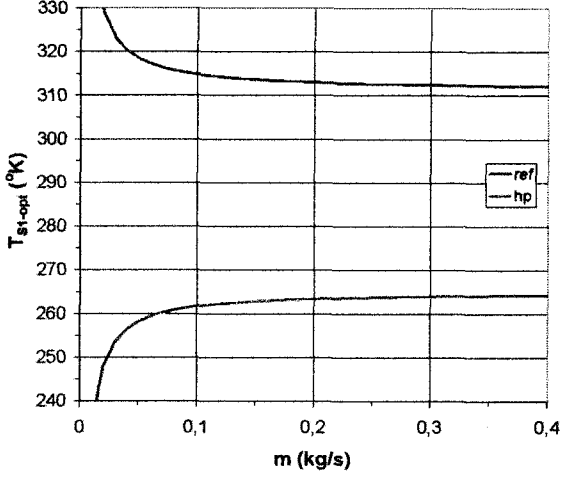
Şekil 5.53 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde β_{opt} değişimi



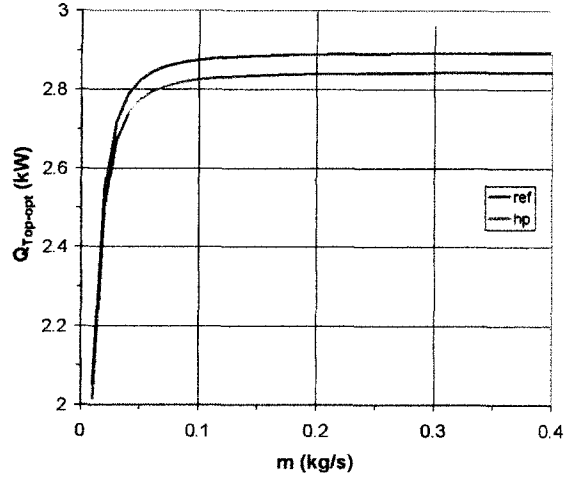
Şekil 5.54 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{X-opt} değişimi



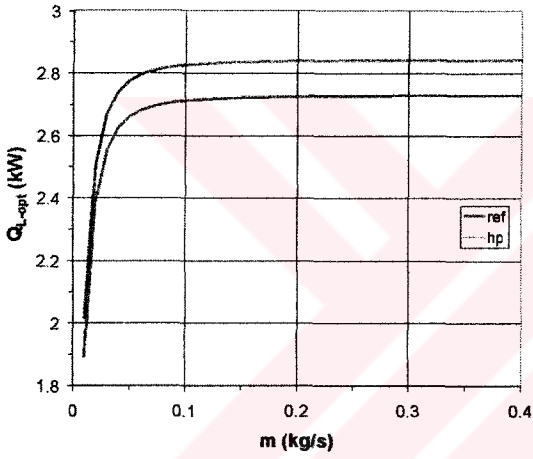
Şekil 5.55 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{Y-opt} değişimi



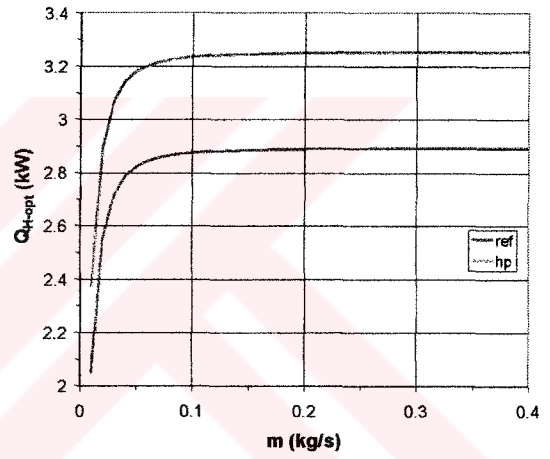
Şekil 5.56 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde T_{S1-opt} değişimi



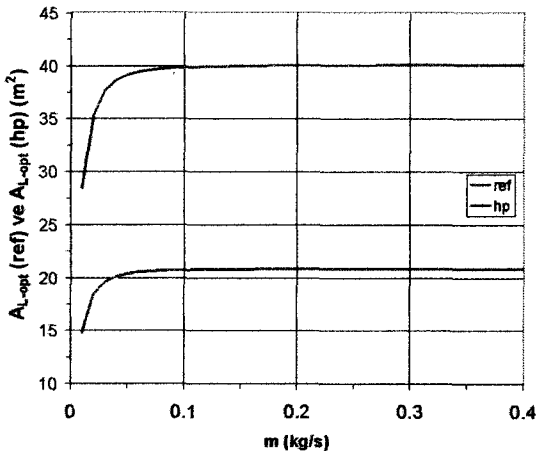
Şekil 5.57 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde $Q_{Top-opt}$ değişimi



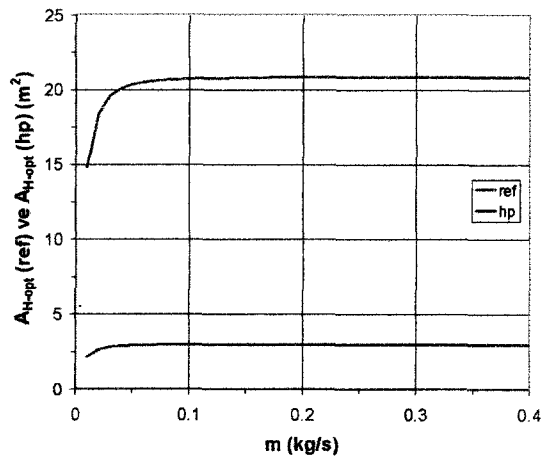
Şekil 5.58 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde Q_{L-opt} değişimi



Şekil 5.59 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.60 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde A_{L-opt} (ref) ve A_{L-opt} (hp) değişimi



Şekil 5.61 Farklı m (kg/s) Toprak devresi akışkan debilerinde A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) değişimi

Toprak devresi akışkan debisi dizayn değişkenlerinden en değişken olanıdır. Diğer dizayn değişkenleri (boru çapı, modül boru uzunluğu, işletme zamanı) tasarım esnasında belirlenip işletme sırasında sabit kalan değişkenlerdir. Ancak işletme sırasında sistemin ihtiyacı olduğu kapasite salınımlarında akışkan debisi değiştirilerek sistemin farklı yüklerde çalışabilmesi sağlanabilir. Bu bölümde akışkan debisinin değiştirilmesi halinde termoekonomik optimizasyon değerlerindeki değişimler ve optimum akışkan debisi incelenmiştir. Şekil 5.50'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.51'de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı toprak devresi akışkan debi (m) değerlerinde incelenmiştir Her (m) debi değerine karşılık gelen bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Ancak şekillerden görüldüğü üzere farklı akışkan debilerinde olmalarına rağmen eğriler birbirine çok yakındır. Şekil 5.50'de $m=0.1$ (kg/s) debi değeri için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=16.6$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.8$) almakta ve Şekil 5.51'de $m=0.1$ (kg/s) değeri için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7.9$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max}=5$) almaktadır. Farklı akışkan debilerinde olmalarına rağmen eğriler birbirine çok yakındır. Eğrilerin genel karakteristiği olarak $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan m toprak devresi akışkan debisinin artmasıyla artmaktadır ve daha geniş performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.50 ve Şekil 5.51). Aşağıda anlatıldığı gibi belli m debilerinden sonra alan farkları 0'a yaklaşmaktadır.

Şekil 5.52 ve Şekil 5.53'de sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak devresi akışkan debilerindeki değişimi gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere toprak devresi akışkan debisi $m \leq 0.05$ (kg/s) değerine kadar bF_{max} ve β_{opt} değerleri önemsenecek miktarda artmakta $m > 0.05$ (kg/s) olduğu hallerde bF_{max} ve β_{opt} değerlerinde büyük bir değişiklik olmamaktadır. Bu durumu değerlerle ifade edecek olursak, Şekil 5.52'de $m=0.01-0.05$ (kg/s) değer aralığında bF_{max} soğutma makinesi için $\approx 36\%$, ısı pompası için $\approx 21\%$ değişmekte; $m=0.05-0.4$ (kg/s) değer aralığında ise bF_{max} soğutma makinesi için $\approx 2.3\%$, ısı pompası için $\approx 1.4\%$ değişmektedir. Benzer değişim miktarları optimum performans katsayılarında da görülür (Şekil 5.53). Sonuç olarak amaç fonksiyon açısından toprak devresi akışkan debisi $m=0.05$ (kg/s) değerinin üzerinde olduğunda sistem performansına etkisi önemsenmeyecek miktardadır. Ancak yoğuşma, buharlaşma ve toprak devresi su giriş sıcaklıklarına bakarak bunun uygulanabilirliğini incelememiz gerekir. Şekil 5.53 ve Şekil 5.54'de sırası ile optimum yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının toprak devresi akışkan debisine bağlı değişimi

verilmiştir. Aynı akışkan debisi aralıkları için kontrol edecek olursak soğutma makinesi için (Şekil 5.53) optimum yoğuşma sıcaklığı $m=0.01-0.05$ (kg/s) değer aralığında $T_{X-opt}=320-313$ (°K) aralığında, 7 (°K) sıcaklık farkı göstermektedir. $m=0.05-0.4$ (kg/s) değer aralığında ise $T_{X-opt} \approx 313$ (°K)'dir. Isı pompası için (Şekil 5.54) $m=0.01-0.05$ (kg/s) değer aralığında $T_{Y-opt}=256-263$ (°K) aralığında, 9 (°K) sıcaklık farkı göstermektedir. $m=0.05-0.4$ (kg/s) değer aralığında ise $T_{X-opt} \approx 263$ (°K)'dir. Sonuç olarak toprak devresi akışkan debisinin $m>0.05$ kg/s olduğu durumlarda buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında büyük bir değişiklik olmamaktadır.

Şekil 5.52, Şekil 5.53, Şekil 5.54 ve Şekil 5.55'de $m=0.01-0.05$ (kg/s) değer aralığında sistem performansında kabul edilebilir değişiklikler olduğu ve $m>0.05$ kg/s olduğu durumlarda ise akışkan debisinin arttırılmasının bir değişiklik yaratmadığı görülmektedir. Ancak Şekil 5.56'da soğutma makinesi ve ısı pompası için toprak devresi optimum su giriş sıcaklıklarına bakacak olursak böyle bir sistemde uygulayabileceğimiz debi sınırları daha belirginleşmektedir. $m=0.01-0.05$ (kg/s) değer aralığında soğutma makinesi için $T_{S1-opt}=343-320$ (°K) ve ısı pompası için $T_{S1-opt}=233-258$ (°K) gibi pratik uygulaması mümkün olmayan değerlerdir. Bu sebeple $m>0.05$ (kg/s) olmalıdır. Şekil 5.56'da $m=0.05-0.3$ (kg/s) değer aralığına bakacak olursak soğutma makinesi ve ısı pompası için $\Delta T_{S1-opt}=6$ (°K) olup işletme esnasında kabul edilebilir farklardır. $m=0.3-0.4$ (kg/s) değer aralığındaysa soğutma makinesi ve ısı pompası için $\Delta T_{S1-opt}=0.15$ (°K) fark olmakta yani $m>0.3$ (kg/s) debilerde bir optimum su giriş sıcaklıklarında bir değişiklik görülmemektedir. Dolayısıyla $m<0.3$ (kg/s) olmalıdır. Sonuç olarak toprak devresi akışkan debisi $0.05<m<0.3$ (kg/s) aralığında olmalıdır.

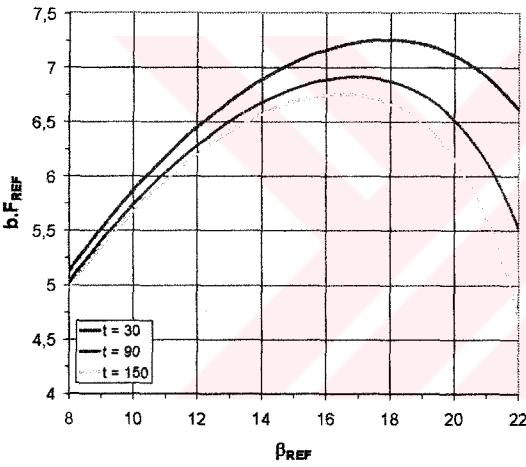
Şekil 5.57'de m toprak devresi akışkan debisine bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. Şekil 5.52'de verilen bF_{max} eğrilerinde olduğu gibi $m<0.05$ (kg/s) debi değerlerinde $Q_{Top-opt}$ ısılarında önemli düşüşler olmaktadır. Şekil 5.56'da T_{S1-opt} sıcaklıklarına bağlı olarak bulunan $0.05<m<0.3$ (kg/s) kriteri burada da geçerlidir. Bu aralıkta bF_{max} değişimi: soğutma makinesi için $\% \approx 2.2$ ısı pompası için $\% \approx 1.4$ artış göstermekte (Şekil 5.52) ve sistem ekonomi açısından bir problem teşkil etmemektedir. Bu debi aralığında modül başına topraktan alınan ısı miktarı da $\%2,5-5$ arasında değişmektedir. Bu kapasite farkı sistemdeki aşırı yük dalgalanmalarını karşılamaya yetmese de kabul edilebilir yük dalgalanmalarını karşılamakta kullanılabilecek bir değişkendir.

Toprak devresi akışkan debisine (m) bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.58 ve Şekil 5.59'da verilmiştir. $0<m<0.05$ (kg/s) debi aralığında transfer olan optimum ısılar ısı pompası ve soğutma makinesi için büyük

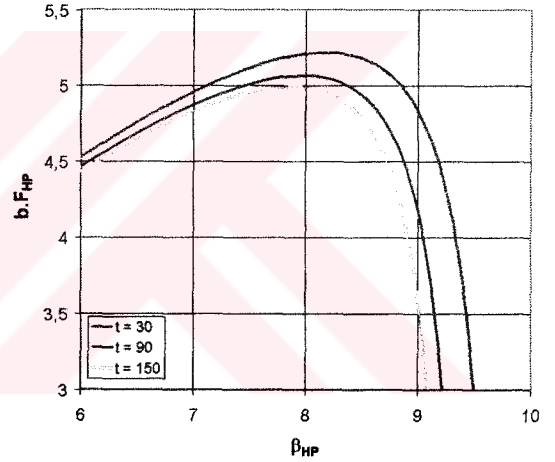
miktarlarda artmaktadır. Ancak $m > 0.05$ (kg/s) debi değerlerinde optimum ısılarda bir değişiklik olmamaktadır. Bu sebeple Şekil 5.52'de bF_{max} eğrilerinin açıklamasında yapılan $m > 0.05$ (kg/s) alt değer şartı burada da geçerlidir. Bu debi değerinden büyük değerlerde bir değişiklik olmamakla beraber üst debi değer şartı (düz boru direnç kayıpları dikkate alınmadığı takdirde) T_{S1-opt} sıcaklıklarına bağlı olarak yapılmalıdır.

Şekil 5.60 ve Şekil 5.61'de farklı m toprak devresi akışkan debilerine bağlı olarak sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. Gerekli olan ısı transfer yüzey alanları $m < 0.1$ (kg/s) debi değerlerinde azalmakta, $m > 0.1$ (kg/s) değerlerinde hemen hemen sabit değerde kalmaktadır. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır.

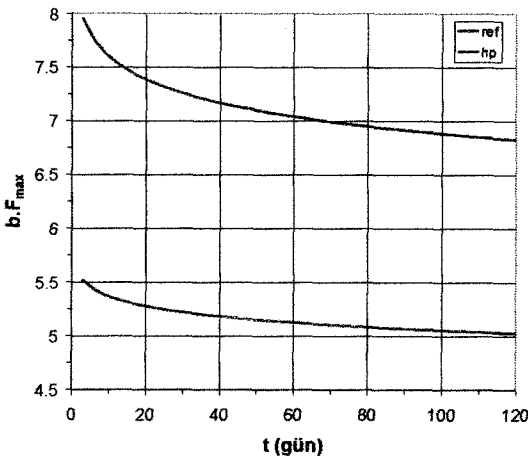
5.2.4 İşletme Sürelerine Bağlı Değişim Grafikleri



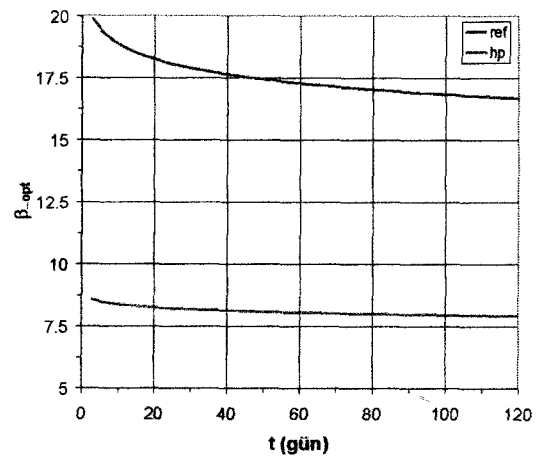
Şekil 5.62 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



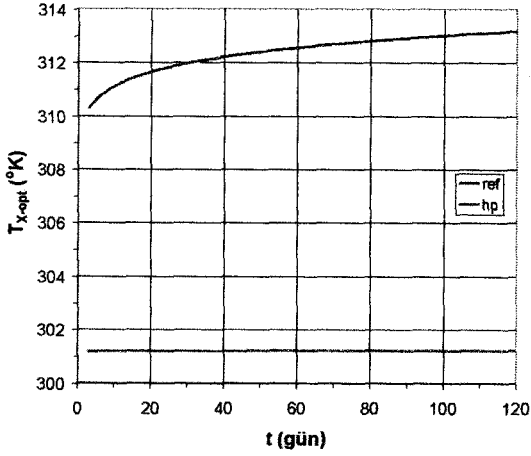
Şekil 5.63 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



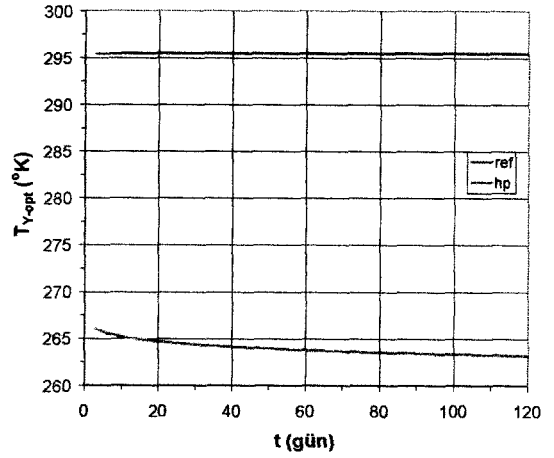
Şekil 5.64 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $b.F_{max}$ değişimi



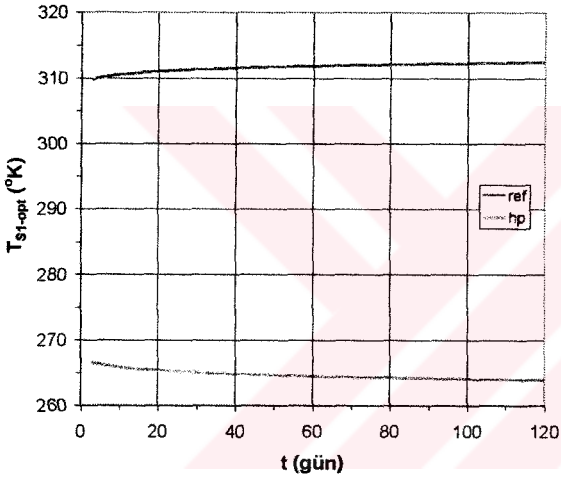
Şekil 5.65 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde β_{opt} değişimi



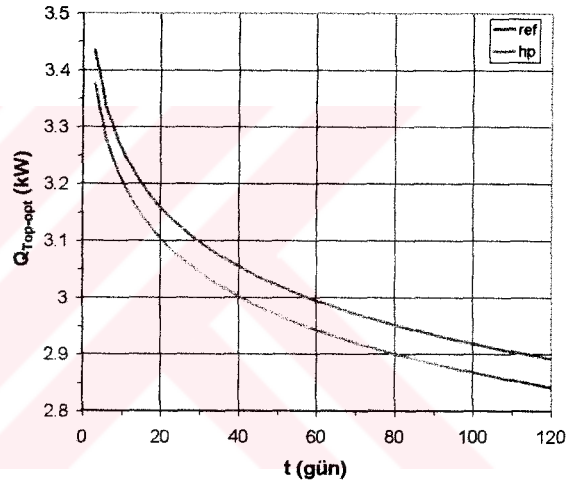
Şekil 5.66 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{X-opt} değışimi



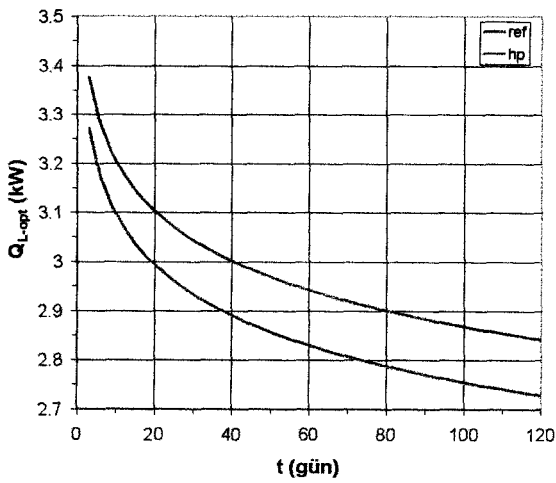
Şekil 5.67 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{Y-opt} değışimi



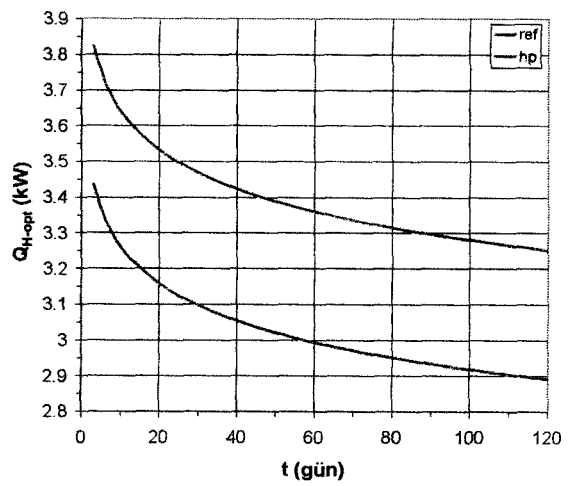
Şekil 5.68 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde T_{S1-opt} değışimi



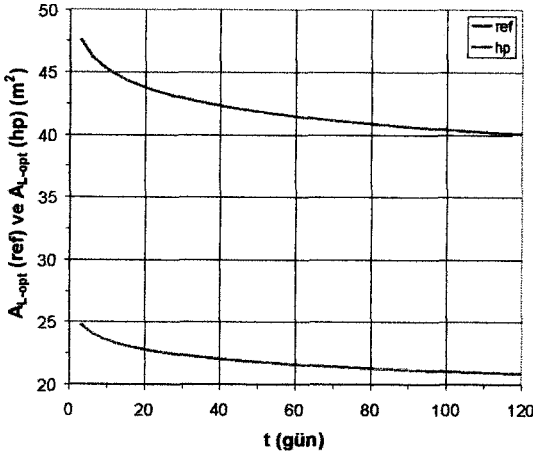
Şekil 5.69 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $Q_{Top-opt}$ değışimi



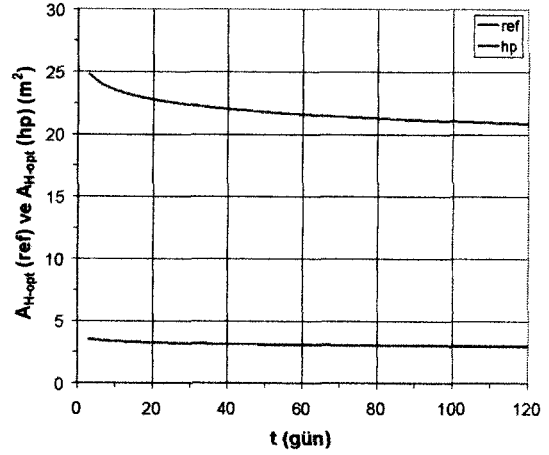
Şekil 5.70 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde Q_{L-opt} değışimi



Şekil 5.71 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde Q_{H-opt} değışimi



Şekil 5.72 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $A_{L-opt}(ref)$ ve $A_{L-opt}(hp)$ değişimi



Şekil 5.73 Farklı t (gün) İşletme sürelerinde $A_{H-opt}(ref)$ ve $A_{H-opt}(hp)$ değişimi

Toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma makinesi sistemlerinin tasarımında işletme zamanı topraktaki ısı transferi mekanizması nedeniyle konvansiyonel sistemlerden daha farklı bir öneme sahiptir. Konvansiyonel sistemlerde pik yük ve kullanılan enerji kaynağı/çukuru (hava veya su) için en kötü hal dizayn değişkeni olarak ele alınmaktadır. Bu sebeple işletme zamanı süreç olarak değil bu en kötü halin bulunacağı zaman açısından önemlidir. Toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma makinelerinde ise işletme süresince topraktan transfer edilen ısı miktarı azalır. Çünkü işletme süresince etkilenmemiş toprak sıcaklığı ve çapı değişir. Buradaki değişim mevsimsel periyodik salınımdan farklıdır. Bu sebeple işletme süresi toprak kaynaklı ısı pompası ve soğutma makinesi sistemlerinin dizaynında dikkat edilmesi gereken bir değişkendir. Bu çalışmada çalışma sırasında toprak sıcaklığı mevsimsel periyodik sıcaklık salınımları dikkate alınmamış, işletme sırasınca tek bir toprak sıcaklığı seçilmiştir. Buradaki optimizasyon çalışması sistemin genel limitleri ve ekonomiklik sınırlarının ortaya çıkartılması amacıyla yapılmıştır. Bu sebeple işletme süresinin etkisi incelenirken de en kötü hal yani işletme zamanının son gününe göre hesaplama yerine tüm günlerin ortalaması alınarak işletme zamanı belirlenmiş ve genel karakteristiğe yakın sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Şekil 5.62'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.63'de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonunun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı işletme zaman (t) değerlerinde incelenmiştir. Her (t) işletme zamanına karşılık gelen bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Şekil 5.62'de $t=90$ (gün) için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=16.9$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.9$) almakta ve Şekil 5.63'de $t=90$ (gün) için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7.95$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini

($bF_{HP-max}=5$) almaktadır. İşletme süresi arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alanlar küçülmektedir ancak bu azalma lineer bir azalma olmayıp işletme süresinin artmasıyla alanlar arasındaki fark daha küçük oranlarla azalmaktadır. Buna ilave olarak işletme süresinin artmasıyla sistemler daha küçük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.62 ve Şekil 5.63).

Şekil 5.64 ve Şekil 5.65'de sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı (t) işletme sürelerindeki değişimi gösterilmiştir. İşletme süresinin artmasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerleri azalmıştır. Şekil 5.64'de soğutma makinesi için $t=3-120$ gün aralığında maksimum amaç fonksiyondaki (bF_{max}) azalma $\approx\%15$ olmuştur. Isı pompası içinse aynı işletme zaman aralığında maksimum amaç fonksiyondaki (bF_{max}) azalma $\approx\%9$ olmuştur. Bu değerler sistem dizaynına etki edecek miktarlar olmakla beraber bF_{max} değerindeki azalmanın $\%70$ 'i ilk 40 gün içerisinde olmuştur. Sonuç olarak t işletme süresi diğer dizayn değişkenleri gibi tasarımcı tarafından yapılan seçime göre belirlenmeyip kurulacak sisteme bağlı olarak baştan belirli değerler olacaktır. Böyle sistemlerin işletme zamanının ortalama 90-120 (gün) ve daha yukarısı olduğu düşünülürse bu azalma doğal olarak hesaba katılacaktır. Şekil 5.65'de optimum performans katsayısındaki değişim incelenmiştir. İşletme zamanı arttıkça soğutma makinesi ve ısı pompası için optimum performans katsayısı (β_{opt}) azalmaktadır. Bunun nedeni soğutma makinesi için T_{X-opt} ve T_{S1-opt} sıcaklıklarındaki artma (Şekil 5.66 ve Şekil 5.68); ısı pompası içinse T_{Y-opt} ve T_{S1-opt} (Şekil 5.67 ve Şekil 5.68) sıcaklıklarındaki azalmadır. Soğutma ve ısıtma sistemleri için eş değişken değer eğrilerin eğimindeki farklılık işletme şartlarının ve kabul değerlerinin farklılığından kaynaklanmaktadır. $t=3-120$ (gün) aralığında soğutma makinesi için T_{X-opt} ve T_{S1-opt} sıcaklıklarındaki artış ≈ 3 ($^{\circ}K$); ısı pompası içinse T_{Y-opt} ve T_{S1-opt} sıcaklıklarındaki azalma sırasıyla ≈ 3 ($^{\circ}K$)'dir. Bu sebeple işletme zamanına bağlı olarak optimum yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının uygulama değerleri içinde kalmaktadır. Şekil 5.66 ve Şekil 5.67'de T_{X-opt} (hp) ve T_{Y-opt} (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. T_{Y-opt} (ref) için (3.44) ve T_{X-opt} (hp) için (4.34) eşitliğine bakılacak olursa (t) işletme süresi katsayısı $F(z)$ fonksiyonu etkilemekte ve bu değer kareköklü ifadede kullanılmaktadır. Bu sebeple verilen değer aralığında işletme süresinin bu sıcaklıklara etkisi çok azdır.

Şekil 5.69'de t işletme zamanına bağlı olarak topraktan transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. Burada T_{top} etkilenmemiş toprak sıcaklığı işletme süresince sabit alınmıştır. Gerçekte etkilenmemiş toprak sıcaklığının periyodik salınımına göre T_{S1-opt} ve $Q_{Top-opt}$ eğrilerinde değişiklik olacaktır. Eğri karakteristiklerindeki farklılık T_{S1-opt} su giriş sıcaklıkları ve kabul şartlarının farklılığından kaynaklanmaktadır.

İşletme zamanına (t) bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.70 ve Şekil 5.71’de verilmiştir. Burada da ilk 40 gün içerisinde optimum ısılardaki azalma ısı pompası ve soğutma makinesi 40-120 gün arasındaki dönemden daha fazladır. İşletme zamanına bağlı tasarım hataları bF_{max} değişim grafiklerinde anlatıldığı gibi ilk 40 günlük periyotta etkili olacak miktardadır. Sistemlerin genelde tasarımı 90-120 gün aralığında olması nedeniyle bu aralıkta bF_{max} değerlerindeki ve optimum ısılardaki değişime dikkat edilmesi gereklidir. Bu zaman aralığında birbirine yakın yüzdelerde (%1-2) azalma olmaktadır. İşletme süresinin hesaplanandan daha uzun veya kısa olması bu değişim yüzdelerinde olması nedeniyle tasarım kriterlerini etkileyecek miktarda değildir.

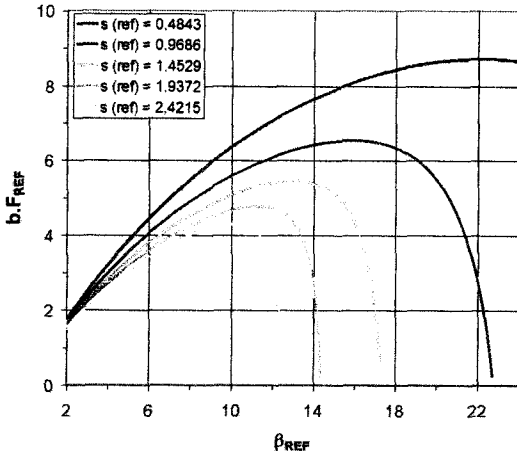
Şekil 5.72 ve Şekil 5.73’de farklı t işletme süreleri için sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. t işletme süresinin artmasıyla gerekli olan optimum ısı transfer yüzey alanları azalmaktadır. Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır.

5.3 Maliyet değişkenlerinin etkileri

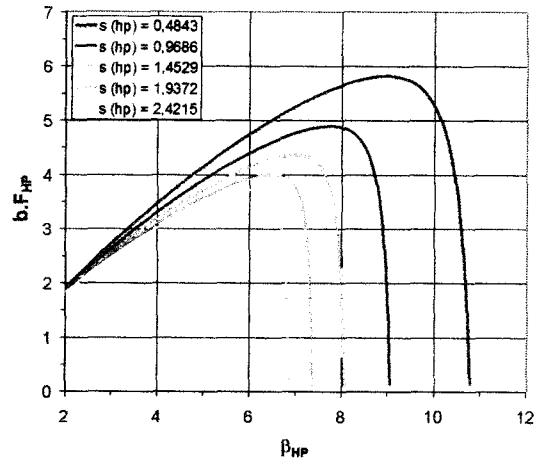
Maliyet değişkenleri olarak s ve k_o oranlarının sistem üzerine etkileri incelenmiştir. s Hafriyat-Carnot çevrimi ısı değiştiricisi amortisman orantı katsayısı: soğutma makinesi için, Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedelinin (a_{exc}), Buharlaştırıcı birim alan yıllık yatırım amortisman bedeline (a_L) oranını; ısı pompası için, Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedelinin (a_{exc}), Yoğuşturucu birim alan yıllık yatırım amortisman bedeline (a_K) oranını ifade etmektedir. k_o değişkeni: soğutma makinesi için, (a_L) Buharlaştırıcı birim alan yıllık yatırım amortisman bedelinin, kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli (b_1) ve birim kW enerjinin yıllık çalışma saatleri bedeli (b_2) toplamına (b) oranını; ısı pompası için, (a_K) yoğuşturucu birim alan yıllık yatırım amortisman bedelinin, kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli (b_1) ve birim kW enerjinin yıllık çalışma saatleri bedeli (b_2) toplamına (b) oranını ifade etmektedir. s ve k_o oranları sistem üzerine önemli etkileri olan değişkenlerdir. Bu değişkenlerin belirlenmesi nispeten zor olması nedeniyle iyi etüt edilmelidir.

Bu bölümde s ve k_o oranlarının 3. ve 4. bölümde bulunan termoekonomik optimizasyon değişkenlerine (bF_{max} , β_{opt} , T_{X-opt} , T_{Y-opt} , T_{S1-opt} , $Q_{Top-opt}$, Q_{L-opt} , Q_{H-opt} , A_{L-opt} , A_{H-opt}) etkileri incelenmiştir. Her değişken için kabul şartları Çizelge 5.1’den alınmış, ilgili grafikte açıklaması yapılan maliyet değişkeninin farklı değerlere göre değişimi gösterilmiştir.

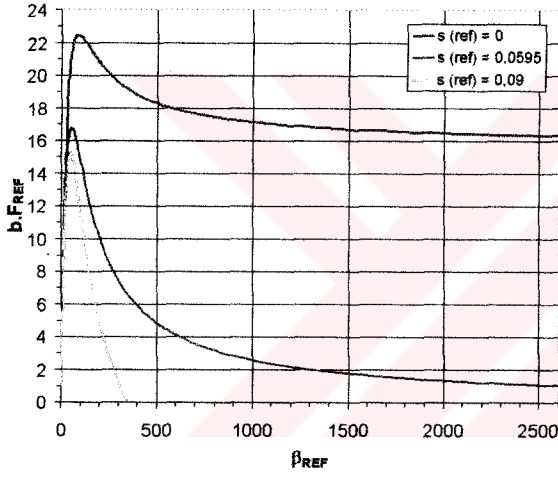
5.3.1 s Oranına Bağlı Değişim Grafikleri



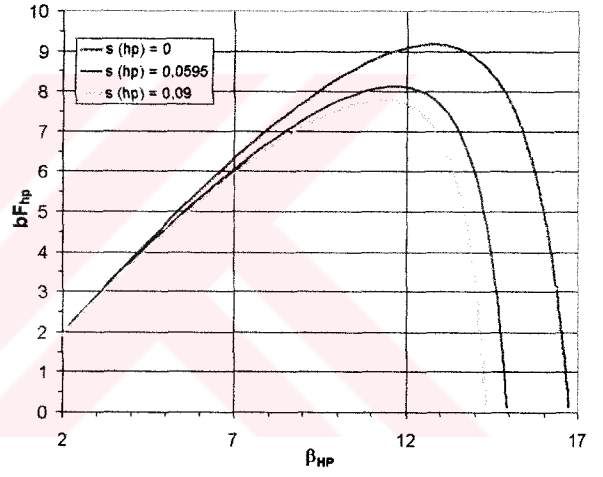
Şekil 5.74 Farklı s oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



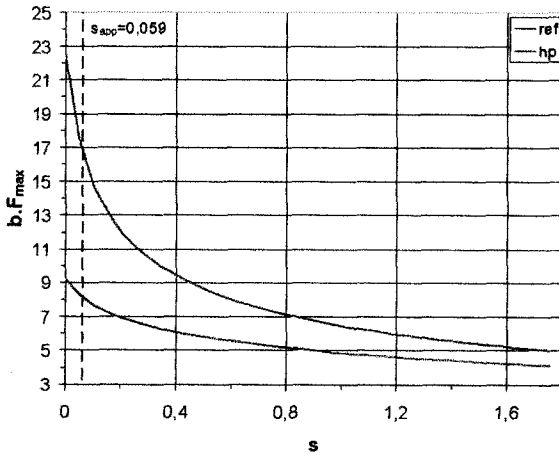
Şekil 5.75 Farklı s oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



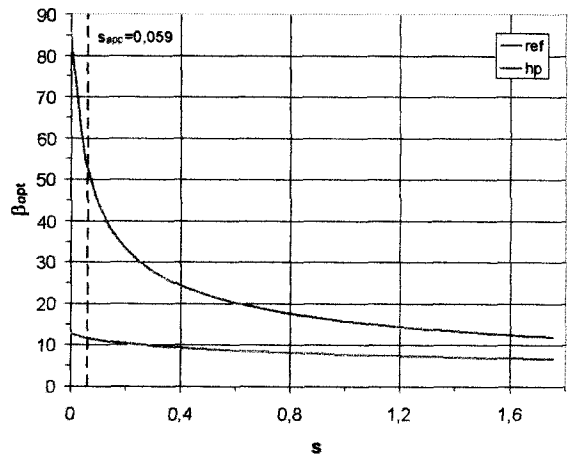
Şekil 5.76 Küçük s oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



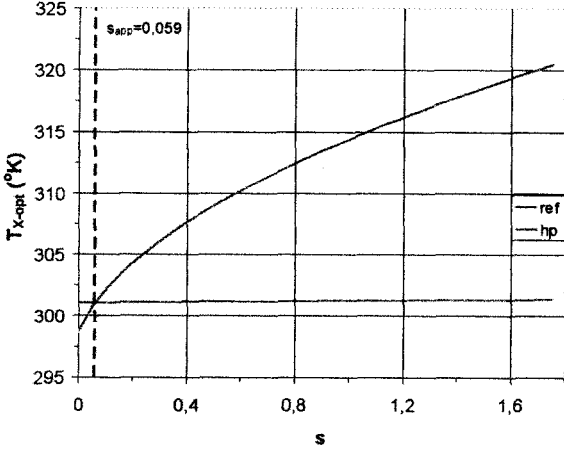
Şekil 5.77 Küçük s oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



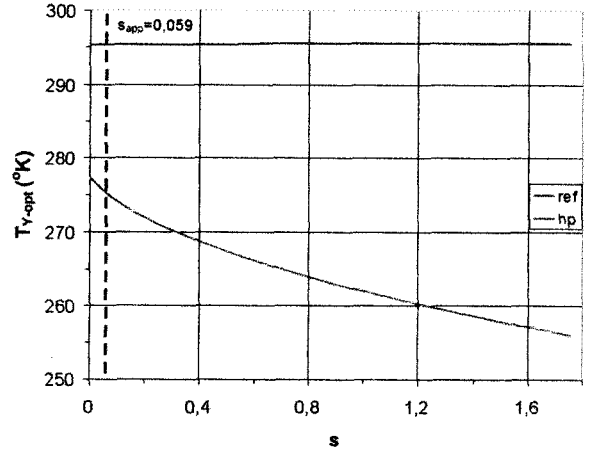
Şekil 5.78 Farklı s oranlarında $b.F_{max}$ değişimi



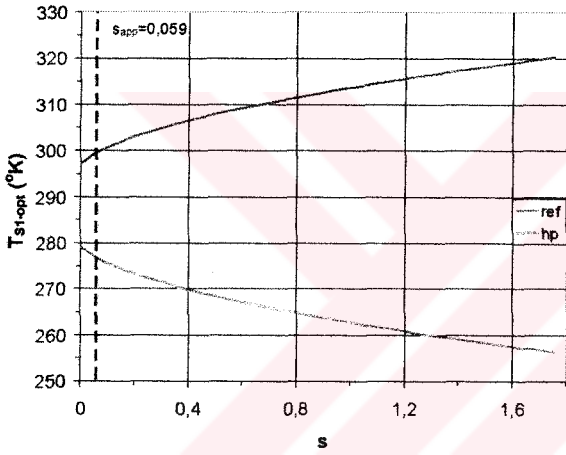
Şekil 5.79 Farklı s oranlarında β_{opt} değişimi



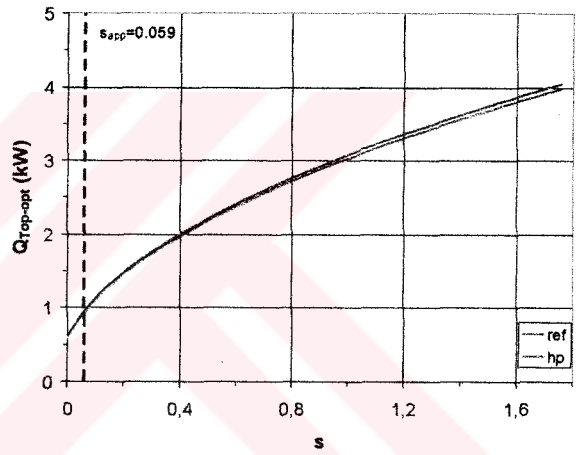
Şekil 5.80 Farklı s oranlarında T_{X-opt} değişimi



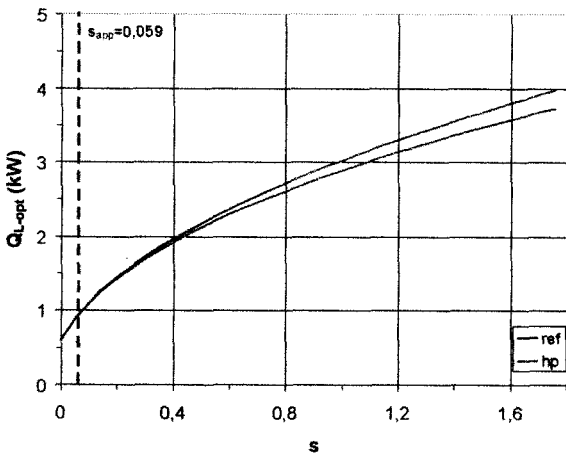
Şekil 5.81 Farklı s oranlarında T_{Y-opt} değişimi



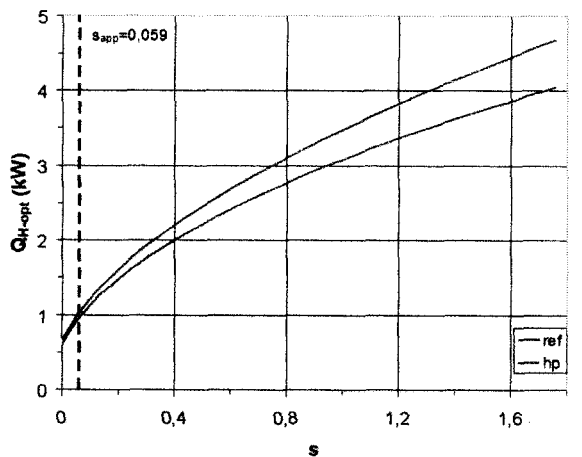
Şekil 5.82 Farklı s oranlarında T_{S1-opt} değişimi



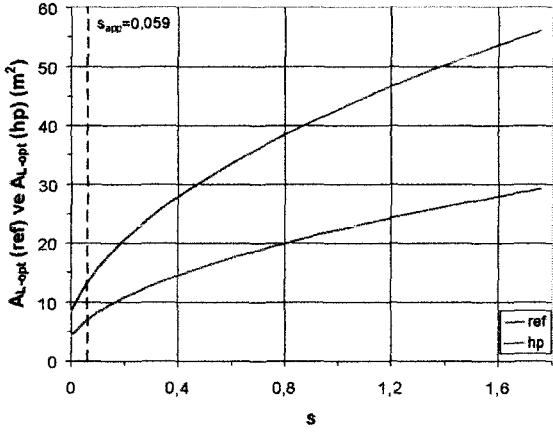
Şekil 5.83 Farklı s oranlarında $Q_{Top-opt}$ değişimi



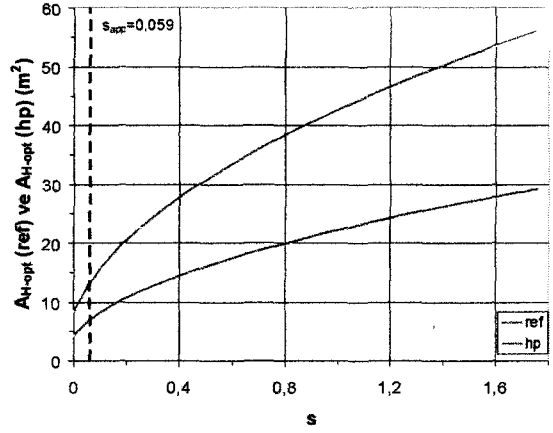
Şekil 5.84 Farklı s oranlarında Q_{L-opt} değişimi



Şekil 5.85 Farklı s oranlarında Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.86 Farklı s oranlarında $A_{L-opt (ref)}$ ve $A_{L-opt (hp)}$ değişimi



Şekil 5.87 Farklı s oranlarında $A_{H-opt (ref)}$ ve $A_{H-opt (hp)}$ değişimi

Derinlik ve boy birim kesit alan hafriyat maliyeti yıllık amortisman bedelinin (a_{exc}), buharlaştırıcı/yoğuşturucu birim alan yıllık amortisman bedeline (a_L veya a_K) oranı olarak tanımlanan s değişkeni diğer grafiklerde Çizelge 5.1'den sabit değer olarak $s > 1$ değeri için alınmıştır. Gerçekte de yatay tip toprak ısı değiştiricileri için bu s oranı (istenilirse de) genellikle geçerli olan bir durumdur. Bu bölümde s 'e bağlı değişim grafikleri incelenirken her iki durum da ($s > 1$, $s < 1$) incelenmiştir. Şekil 5.74'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.75'de ısıtma makinesi için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı " s " değerlerinde incelenmiştir. Her s değerine karşılık gelen bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.74'de $s=1.4529$ değeri için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=13$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=5.46$) almakta ve Şekil 5.75'de $s=1.4529$ değeri için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP}=7$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max}=4.36$) almaktadır. s oranı arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan küçülmektedir ancak bu azalma lineer bir azalma olmayıp s oranının artış oranına nazaran daha büyük bir oranla azalmaktadır. s oranının artmasıyla sistemler daha küçük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.74 ve Şekil 5.75).

Şekil 5.76'da soğutma makinesi için ve Şekil 5.77'de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi $s=0$ ve küçük s oranları için incelenmiştir.

Soğutma makinesi için burada ele alınan örnekte $T_L > T_{Top}$ yani toprak sıcaklığı düşük enerji kaynağından (soğutulacak olan ortamdaki) daha düşük seviyededir. Isı pompası için ise $T_H > T_{Top}$ yani toprak sıcaklığı yüksek enerji kaynağından (ısıtılacak olan ortamdaki) daha düşük

seviyededir. Sonuç olarak soğutma makinesi için şartlar, enerji seviyeleri açısından, teorik olarak bir soğutma makinesi çevrimi kullanılmadan direkt ısı transferi sistemleri ile kullanılabilir durumdadır. Bu tür uygulamalar pratikte de mevcuttur. Ancak ısı pompası için aynı durum geçerli değildir. Isı pompası için toprak sıcaklığı ısıtılmak istenilen ortam sıcaklığından daha düşüktür ve bir ısı pompası çevrimi aracılığı ile yüksek enerji seviyesine çıkartılması gereklidir. Grafiklerin genelinde ısı pompası ve soğutma makinesi için eğrilerin eğimleri arasındaki karakteristik fark bu sebepten ötürü kaynaklanmaktadır. Soğutma makinesinin yaptığı çevrimde toprak sıcaklığı ortam sıcaklığından da düşük sıcaklıktadır. Bu nedenle bu çalışmada ele alınan grafiklerin tümünde soğutma makinesi eğrileri ısı pompası eğrilerinden daha büyük eğimlere sahiptir.

Soğutma makinesi için verilen örnekte olduğu gibi $T_1 > T_{Top}$ ortam şartlarında $s=0$ ve küçük s oranlarında T_{X-opt} ve T_{Y-opt} değerleri birbirine çok yaklaşacaktır. Bu durumda çevrim süresince soğutucu akışkanın sıcaklığında değişmemekte ve sonuç olarak soğutma çevriminin gerekli olmadığını göstermektedir. Şekil 5.76'da yüksek β_{REF} değerleri çok yakın T_X ve T_Y değerlerinde gerçekleşmektedir. Şekil 5.76'daki $\beta_{REF} \cdot bF_{REF}$ eğrileri Şekil 5.77'deki $\beta_{REF} \cdot bF_{HP}$ eğrilerinden farklılık göstermektedir. Isı pompası için küçük s değerlerinde büyük β_{HP} ve küçük β_{HP} katsayılarında bF_{HP} değerleri 0 değerini alabilmektedir. Ancak Şekil 5.76'daki $\beta_{REF} \cdot bF_{REF}$ eğrilerinde aynı durum söz konusu değildir. $s=0.09$ oranı için $bF_{REF}=0$ 'a eşitleyen bir sonlu bir $\beta_{REF} > \beta_{opt}$ değeri olmakla beraber; $s=0$ ve $s=0.0595$ oranları için β_{REF} değerleri sonsuza giderken $bF_{REF} > 0$ olmaktadır. Bu durumda yoğuşma sıcaklığı buharlaşma sıcaklığına eşit olmaktadır. (Kısıta bağlı T_X değerleri için buharlaşma sıcaklığı yoğuşma sıcaklığına yaklaşır.)

$$\lim_{\substack{T_X \rightarrow T_Y \\ T_Y \rightarrow T_X}} \beta = \pm\infty \quad (5.1)$$

Bu durumda

$$s=0.0595 \text{ oranı için} \quad \lim_{\beta \rightarrow \infty} bF_{REF} \cong 0$$

$$s=0 \text{ (hafriyat maliyeti olmadan)} \quad \lim_{\beta \rightarrow \infty} bF_{REF} \cong 15.8$$

Bu s oranlarında toprak devresi ortalama su sıcaklığı (T_{Sm}), buharlaşma sıcaklığından (T_Y) düşüktür. T_X sıcaklığı T_{Sm} sıcaklığına yaklaştıkça β_{REF} 'in negatif değerler aldığı durum yani sistemin devre dışı kalması söz konusudur. Bununla beraber Şekil 5.76, Şekil 5.78 ve Şekil 5.79'da bu s oranlarına karşılık gelen bF_{max} ve β_{opt} değerleri bulunmaktadır. Optimum değerler sabit soğutma yükü için geçerlidir. Ancak sistemin farklı soğutma yüklerinin karşılaması gerektiği durumlarda soğutma makinesi optimum dışı T_X ve T_Y değerlerinde

çalışmak durumunda kalacaktır. Ancak yukarıda belirtilen s oranlarında T_X yoğuşma sıcaklığının T_{Sm} sıcaklığına yakın değerler alması halinde sistem devre dışı kalmaktadır. Çünkü $T_{Top} < T_L$ olması nedeniyle $T_{Sm} < T_Y$ olabilmektedir. Bu sebeple bu s oranları için elde edilen bF_{max} ve β_{opt} değerleri, böyle bir sistemin teorik limitlerini göstermektedir. Buradaki örnekte olduğu gibi $T_{Top} < T_L$ şartlarını sağlayan durumlarda, s oranı carnot soğutma çevrimi ve sulu sistemler arasında seçim yapmada bir kriter olarak kullanılabilir. Bunun için hangi s oranından sonra bF_{REF} 'in limit değerine ulaştığının bilinmesi gereklidir.

Soğutma makinesi için yoğuşturucudan toprak devresine ısı transferi olabilmesi için kısıt yoğuşma sıcaklığının toprak devresi ortalama su sıcaklığından büyük olmasıdır.

$T_X > T_{Sm}$ (5.2)
Carnot soğutma çevriminin olabilmesi için yoğuşma sıcaklığının buharlaşma sıcaklığından büyük olmalıdır.

$T_X > T_Y$ (5.3)

Yoğuşma sıcaklığı teorik olarak gelebileceği en düşük değer (5.2)'de anlatıldığı gibi T_{Sm} sıcaklığı olacaktır. Bu durumda çevrim olabilmesi için minimum şart eşitlik (5.2) ve (5.3)'den

$T_{Sm} > T_Y$ (5.4)

olmalıdır.

T_{Sm} ve T_Y ifadeleri yerine (3.41) ve (3.53)'deki eşitlikler yazılırsa, (5.4) eşitliği

$T_{Sm-opt} - T_Y > 0$ (5.5)

(5.5)'de Çizelge 5.1'de verilen kabul değerleri yerine konular ve s ifadesi çekilirse $s > 0.0595$ değeri elde edilir. Sonuç olarak bu $s \leq 0.0595$ oranlarında carnot soğutma çevrimi kullanılmamalıdır. Burada verilen bu s kriteri Çizelge 5.1'de verilen T_{Top} ve T_L sıcaklıklarına bağlı çıkartılmıştır. Bu değerlerdeki değişiklikler farklı s oranlarında kısıt oluşturacaktır. $s = 0.0595$ oranı uygulama limit oranı olup grafiklerde s_{app} olarak gösterilmiştir.

Şekil 5.78 ve Şekil 5.79'da sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı s oranlarındaki değişimi gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere s oranı arttıkça bF_{max} ve β_{opt} değerleri azalmaktadır. Isı değiştirici-hafriyat maliyet orantı katsayısı sistem tasarımına önemli etkileri olan bir değişkendir. Şekil 5.78'de $s = 1 - 1.6$ değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx \%23$, ısı pompası için $\approx \%14$ azalmaktadır. Hafriyat maliyetinin buharlaştırıcı/yoğuşturucu maliyetinden daha düşük olması halinde Şekil 5.78'de $s = 0.4 - 1$

aralığında değişimi için bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%31$, ısı pompası için $\approx\%20$ azalmaktadır. Isıtma ve soğutma eğrilerinin arasındaki eğim farkı yukarıda anlatıldığı gibi kabul şartlarından kaynaklanmaktadır. Görüldüğü üzere “s” oranı sisteme önemli miktarda etki eden bir değişkendir ve $s < 1$ değerlerinde etkisi artmaktadır ancak amaç fonksiyonu maksimize eden bir optimum s oranı bulunmamaktadır.

$s=0$ hali ise sistemin maksimum ulaşabileceği ekonomik değer sınırlarını göstermesi açısından önemlidir. Sistemin kurulacağı ortamdaki toprak ısı iletkenliği (k), kabul şartları (T_{Top} , T_L , T_H , a_L , a_H , vb.) sistemin genel karakteristiğine etki eden ama her sistemde farklı değerler alması nedeni ile etkileri hakkında kesin hüküm verilemeyen değişkenlerdir. Bu sebeple bu değerlerin belirlenmesinden sonra sistemin ekonomikliği hakkında $s=0$ limit değeri için incelenerek ön bir yorum ve karşılaştırma yapma imkanı vardır. Şekil 5.78’de $s=0$ limit değeri için $bF_{REF-max}=22.5$ ve $bF_{HP-max}=9,2$ ’dir. Bu sayede sistemdeki yük dalgalanmaları, istisnai haller ve s oranı gibi daha detaylı çalışma isteyen değişkenlerin bilinmesine gerek kalmadan böyle bir sistemin alacağı maksimum değer bilinerek bir karşılaştırma yapılabilir. Şekil 5.79’da β_{opt} değerlerinin farklı s oranlarındaki değişimi gösterilmiştir. Eğriler arasındaki fark daha önce anlatıldığı gibi soğutma ve ısıtma kabul değerlerinin farkından kaynaklanmaktadır. Görüldüğü üzere s oranı arttıkça optimum performans katsayıları da azalmaktadır. Sistemlerin alabileceği maksimum performans katsayıları ise $s=0$ için: $\beta_{REF-opt}=85.4$ ve $\beta_{HP-opt}=12.7$ ’dir ancak bu değerler incelenirken soğutma makinesinde olduğu gibi kabul şartlarından kaynaklanan teorik değerler elde edilebileceği unutulmamalıdır. Soğutma makinesi için sınır uygulama oranı $s_{app}=0.0595$ için $bF_{max}=16.73$; $\beta_{opt}= 52.43$ değerlerindedir.

Şekil 5.80, Şekil 5.81 ve Şekil 5.82’de s oranına bağlı olarak sırası ile optimum yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}), optimum buharlaşma sıcaklığı (T_{Y-opt}) ve optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) değişimi gösterilmiştir. Isı değiştirici-hafriyat maliyet orantı katsayısının (s) artmasıyla soğutma makinesi için yoğuşma sıcaklığı ve toprak devresi su giriş sıcaklığı artmıştır (Şekil 5.80 ve Şekil 5.82). Isı pompası için, s oranının artmasıyla buharlaşma sıcaklığı ve toprak devresi su giriş sıcaklığı düşmüştür (Şekil 5.81 ve Şekil 5.82). s oranının optimum sıcaklıklarının etkisine bakacak olursak küçük s değerlerinin pratik uygulama açısından da ne kadar önemli olduğu görülür. $s=0.2-0.8$ değer aralığında: soğutma için $T_{X-opt} = 304-307$ (°K) ve $T_{S1-opt}=302-305$ (°K) ve ısıtma için $T_{Y-opt}=269-265$ (°K) ve $T_{S1-opt}=271-266$ (°K) gibi pratik uygulamasında sorunla karşılaşılacak değerler almaktadır. $s=0$ oranı toprak devresi su giriş sıcaklığının limit değerini göstermektedir. Buradaki örnekte $s=0$ değerlerindeki toprak devresi su giriş sıcaklıkları kabul edilebilir limitlerde olsa da düşük toprak ısı iletkenliğine

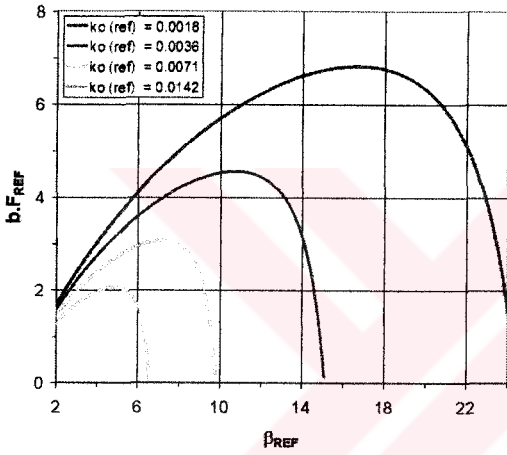
sahip bir toprakta optimum sıcaklıkların alabileceği en iyi teorik değerler $s=0$ oranı için bakıldığında görülebilir. Soğutma makinesi için sınır uygulama oranı $s_{app}=0.0595$ için $T_{X-opt}=300.95$; $T_{Y-opt}=295.32$; $T_{s1-opt}=299.39$ ($^{\circ}K$) sıcaklık değerlerindedir.

Buraya kadar optimum sıcaklık yorumları $s<1$ oranı için yapılmıştır. Bununla beraber yatay tip toprak ısı değiştiricilerinde bu genellikle $s>1$ değerlerindedir. Bu oranlarda Şekil 5.82'de soğutma makinesi için yüksek optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı, ısı pompası için düşük toprak devresi optimum sıcaklıklarına ulaştığı görülmektedir. Bu sebeple $s>1$ oranlarında toprak devresi su giriş sıcaklığının optimum dışı değerlerde kullanılması gerekebilir. Şekil 5.80 ve Şekil 5.81'da T_{X-opt} (hp) ve T_{Y-opt} (ref) sıcaklıklarında hemen hemen hiçbir değişiklik olmamaktadır. T_{Y-opt} (ref) için (3.44) ve T_{X-opt} (hp) için (4.34) eşitliğine bakılacak olursa s oranı kareköklü ifade kullanılmaktadır. Bu sebeple verilen değer aralığında s oranının bu sıcaklıklara etkisi çok azdır.

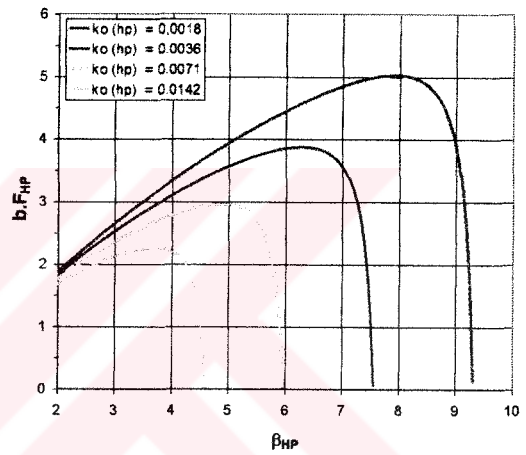
Şekil 5.83'de s oranına bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. s oranının sınır değerlerinde: soğutma makinesinde s_{app} için $Q_{Top-opt}=0.95$; ısı pompasında $s=0$ için $Q_{Top-opt}=0$ (kW) değerindedir. s oranına bağlı olarak Q_{L-opt} ve Q_{H-opt} optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi Şekil 5.84 ve Şekil 5.85'de verilmiştir. s oranının artmasıyla transfer olan optimum ısılar (ısı pompası ve soğutma makinesi için) artmaktadır. $s=1-1.6$ değer aralığındaki değişimi sonucunda soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt} \approx \%28$, $\Delta bF_{max-ref} \approx \%22$; ısı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt} \approx \%34$, $\Delta bF_{max-hp} \approx \%15$ artış göstermektedir. Sonuç olarak ısı pompası ve soğutma makinesi için s oranının artması amaç fonksiyonda azalmaya neden olmakta, bununla beraber istenilen soğutma ve ısıtma yüklerini karşılamak için gerekli modül sayısı ve toprak alanı azalmaktadır. Ancak s oranının birim derinlik kesit alanı yıllık amortisman bedelinin buharlaştırıcı birim alan amortisman bedeline (veya ısı pompası için yoğuşurucu birim alan amortisman bedeline) oranıdır. Bu nedenle s oranındaki artışa bağlı olarak gerekli toprak alanındaki azalma bir kazanç olmamaktadır. Çünkü s oranındaki artış genellikle hafriyat maliyetlerine bağlıdır. Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu birim alan maliyetleri şu anki teknoloji itibarı ile hafriyat maliyetinden düşüktür. s oranının küçülmesiyle daha fazla toprak alanına olan ihtiyaç, gömme derinliğinin artırılmasıyla (soğutma için) daha düşük veya (ısı pompası için) daha yüksek T_{Top} sıcaklıkları elde edilerek giderilebilir. T_{top} sıcaklıklarının iyileştirilmesi aynı zamanda tüm sistem değişkenlerine (bF_{max} , β_{opt} , T_{s1-opt} vb.) artı değer sağlayacaktır (Şekil 5.84 ve Şekil 5.85). Soğutma makinesi için $s_{app}=0.0595$ için: $Q_{H-opt}=0.95$ ve $Q_{L-opt}=0.93$ (kW) değerlerindedir.

Şekil 5.86 ve Şekil 5.87’de farklı s oranları için sırasıyla $A_{L-opt}(ref)$, $A_{L-opt}(hp)$ ve $A_{H-opt}(ref)$ ve $A_{H-opt}(hp)$ optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. Tek bir modül için gerekli olan optimum yüzey alanı s oranının büyümesiyle artış göstermektedir. bF_{max} değerlerinin s oranının büyümesine bağlı olarak azalmasına karşı optimum ısı transfer yüzey alanlarının büyümesinin nedeni s oranının büyümesiyle transfer olan optimum ısılarını artmasıdır (Şekil 5.84 ve Şekil 5.85). Bu değerler tek bir modül sayısı için gerekli olan ısı transfer yüzey alanlarıdır. Gerekli olan soğutma veya ısıtma kapasitesine göre belirlenen modül sayısına bağlı olarak bu değerler artacaktır. Soğutma makinesi için sınır uygulama oranı $s_{app}=0.0595$ için $A_{H-opt}=0.98$ ve $A_{L-opt}=6.86$ (m^2) değerlerindedir.

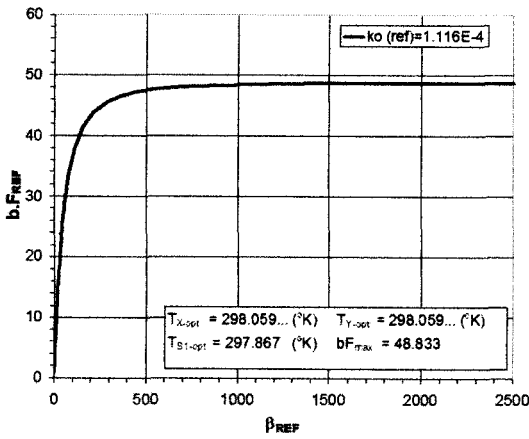
5.3.2 k_0 Oranına Bağlı Değişim Grafikleri



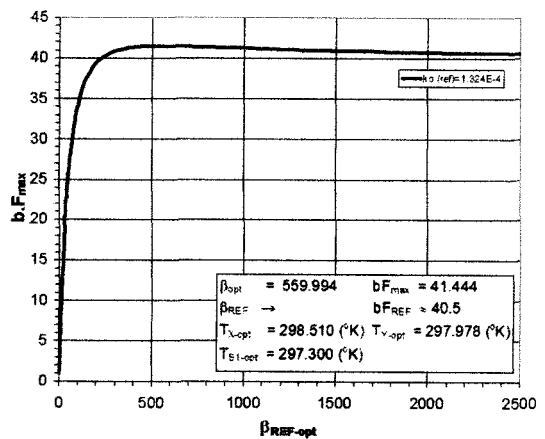
Şekil 5.88 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



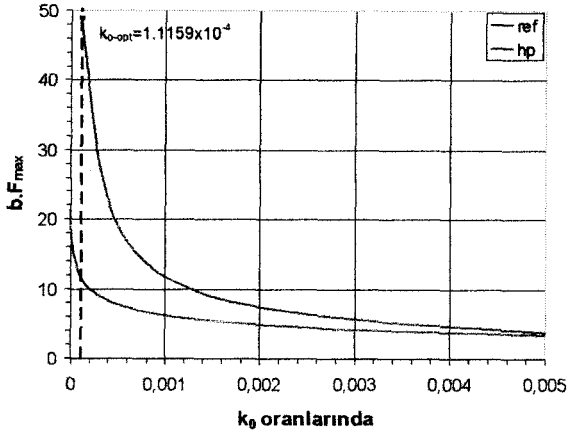
Şekil 5.89 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



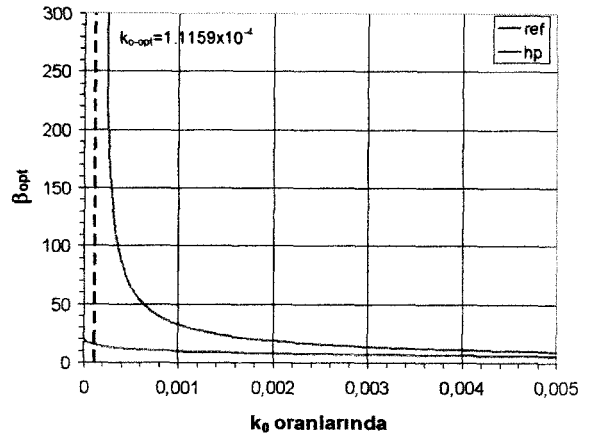
Şekil 5.90 k_{0-opt} sınır oranında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



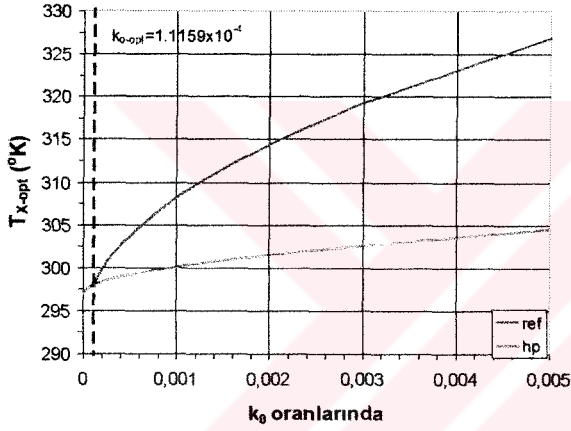
Şekil 5.91 k_{0-app} sınır oranında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



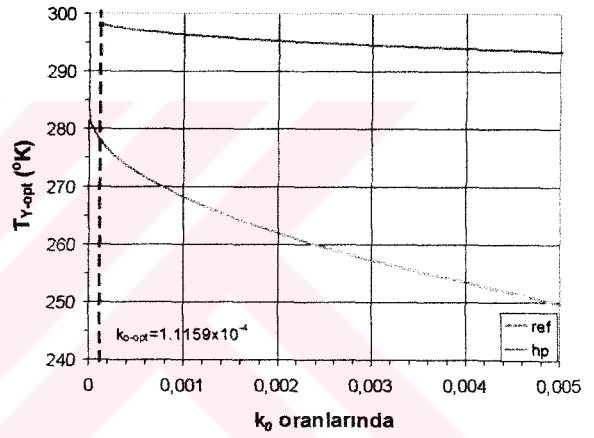
Şekil 5.92 Farklı k_0 oranlarında $b.F_{max}$ değişimi



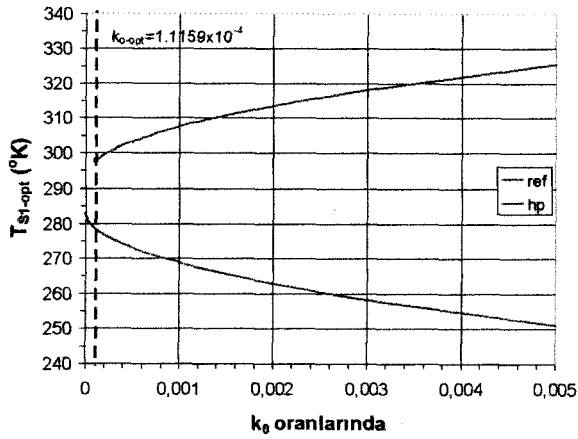
Şekil 5.93 Farklı k_0 oranlarında β_{opt} değişimi



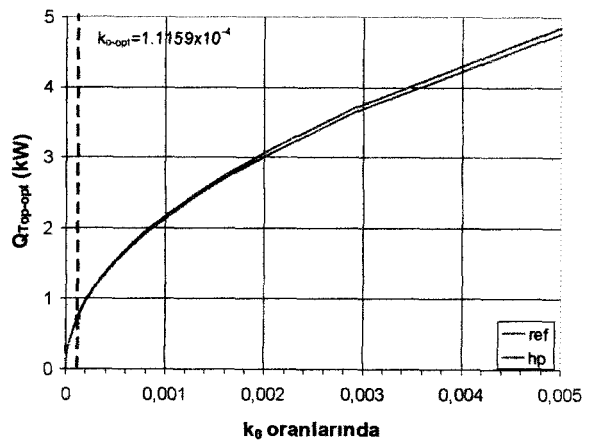
Şekil 5.94 Farklı k_0 oranlarında T_{X-opt} değişimi



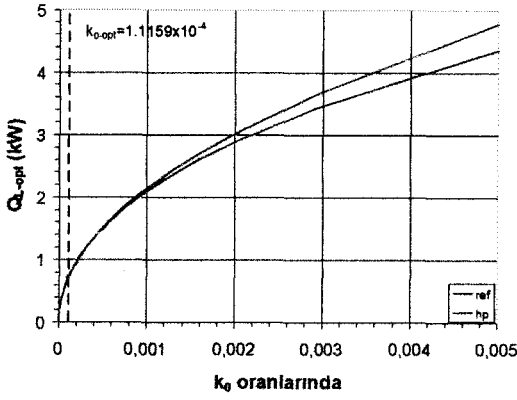
Şekil 5.95 Farklı k_0 oranlarında T_{Y-opt} değişimi



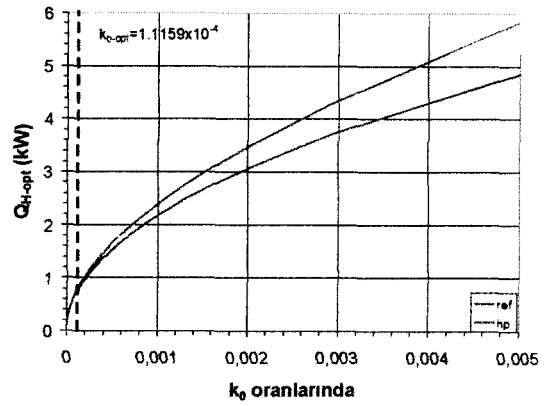
Şekil 5.96 Farklı k_0 oranlarında T_{SI-opt} değişimi



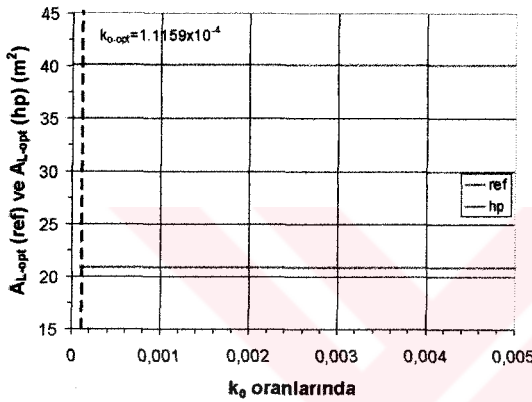
Şekil 5.97 Farklı k_0 oranlarında $Q_{Top-opt}$ değişimi



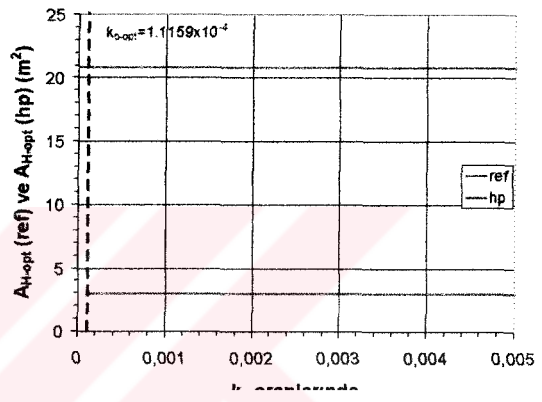
Şekil 5.98 Farklı k_0 oranlarında Q_{L-opt} değişimi



Şekil 5.99 Farklı k_0 oranlarında Q_{H-opt} değişimi



Şekil 5.100 Farklı k_0 oranlarında A_{L-opt} (ref) ve A_{L-opt} (hp) değişimi



Şekil 5.101 Farklı k_0 oranlarında A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) değişimi

soğutma makinesi için, (a_L) Buharlaştırıcı birim alan yıllık yatırım amortisman bedelinin, kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli (b_1) ve birim kW enerjinin yıllık çalışma saatleri bedeli (b_2) toplamına (b) oranı; ısı pompası için, (a_K) yoğuşurucu birim alan yıllık yatırım amortisman bedelinin, kompresör ve devre elemanları birim kW maliyeti yıllık amortisman bedeli (b_1) ve birim kW enerjinin yıllık çalışma saatleri bedeli (b_2) toplamına (b) oranı k_0 değişkenini ifade etmektedir. k_0 değişkenini ifade etmektedir. Bu sebeple k_0 katsayısının sistem değişkenlerinin geneli üzerindeki büyük bir etkisi vardır.

k_0 oranı 0 değerini aldığı anda ısı pompası için (1.2)'de verilen koşul sağlanmış olacaktır. Bu durumda ısı pompası için $T_{Y-opt} = T_{Sm-opt} = T_{Top}$ olacak, yoğuşma sıcaklığı ise ısıtılacak ortam sıcaklığına eşit olacaktır ($T_{X-opt} = T_H$). Soğutma makinesi için bu çalışmada $T_{Top} > T_L$ gibi bir özel durum ele alınmıştır. s oranının açıklamasında anlatıldığı gibi belli k_0 oranlarının altında Carnot soğutma çevrimine alternatifler (soğutma çevrimi yapılmadan direkt ısı transfer sistemleri vb.) düşünülmelidir. Bu sebeple $T_{Top} < T_L$ şartı için k_0 oranı 0 değerine yaklaştıkça sistem devre dışı kalacaktır. Bu durum Şekil 5.90 ve Şekil 5.91'in açıklamalarında anlatılmıştır. Bununla beraber

$T_{Top} > T_L$ şartlarını sağlayan durumlarda k_o oranının 0 değerine yaklaşması durumunda soğutma makinesi, ısı pompası ile benzer sonuçlar verecektir. Bu durumda $T_{X-opt} = T_{Sm-opt} = T_{Top}$ ve buharlaşma sıcaklığı soğutulacak ortam sıcaklığına eşit olacaktır ($T_{Y-opt} = T_L$)

Bu bölümde k_o oranına bağlı değişim grafikleri $k_o < 0.02$ oranları için incelenmiştir. k_o ifadesi a_L ve a_K birim alan amortisman bedelinin yıllık birim kW tüketim ve yatırım bedeline oranı olduğu düşünülecek olursa, $k_o < 0.02$ oranı pratikte karşılaşılan değerleri kapsamaktadır. Şekil 5.88'de soğutma makinesi için ve Şekil 5.89'da ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi farklı k_o oranlarında incelenmiştir. Her k_o değerine karşılık gelen bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı ($\beta_{REF-opt}$ ve β_{HP-opt}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.88'de $k_o-REF = 0.0036$ değeri için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF} = 10.7$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max} = 4.6$) almakta ve Şekil 5.89'da $k_o-HP = 0.0036$ değeri için ısıtma performans katsayısı $\beta_{HP} = 6.3$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{HP-max} = 3.9$) almaktadır. k_o oranı arttıkça $\beta_{REF} - bF_{REF}$ ve $\beta_{HP} - bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan küçülmekte ve sistemler daha küçük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır (Şekil 5.88 ve Şekil 5.89).

Şekil 5.90 ve Şekil 5.91'de $T_{Top} < T_L$ halinde soğutma makinesi için k_o oranının alabileceği en düşük sınır değerlerde $bF_{REF} - \beta_{REF}$ değişimleri incelenmiştir. k_o oranının sifıra yaklaşması enerji maliyetlerinin yanında ısı transfer yüzey alan maliyetlerinin önemsenmeyecek değerlerde olması durumunu yani bu maliyetlerin sifıra yaklaşmasını ifade etmektedir. Bu durumda ısı transferinin gerçekleşmesi için gerekli olan ısı transfer alanının artması sisteminin maliyetine önemli bir etkisi olmamaktadır. Ancak kompresör işinden (W) kaynaklanan maliyetler sistem karakteristiği üzerinde baskın etkiye olacaktır. Bu sebeple kompresör işinin mümkün olan en küçük değerde olması gereklidir. Bu da yoğuşma (T_X) ve buharlaşma (T_Y) sıcaklıklarına bağlıdır. Bu sıcaklıklarının mümkün olduğunca birbirine yakın değerlerde olması gereklidir. Bir çevrim olabilmesi için iki farklı enerji olması gereklidir. Bu sebeple yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları aynı enerji seviyesinde yani aynı sıcaklıkta olamaz. Bu sıcaklıklarının birbirine en yakın olabileceği değerler yüksek enerji ve düşük enerji seviyeleridir. Bu sebeple optimum şartlarda T_{X-opt} ısı kaynağı sıcaklığında T_{Y-opt} ısı çukuru sıcaklığında olacaktır. Burada yüksek enerji seviyesi etkilenmemiş toprak sıcaklığı (T_{Top}) ve düşük enerji seviyesi ise soğutulacak ortam sıcaklığıdır (T_L). Bu durumda (T_Y) buharlaşma sıcaklığı (T_L) soğutulacak ortam sıcaklığına eşit olacaktır. Ancak T_X yoğuşma sıcaklığı burada ele alınan örnekte $T_{Top} < T_L$ olması nedeniyle T_{Top} sıcaklığına düşmeden (T_L) soğutulacak ortam sıcaklığına yani (T_Y) buharlaşma

sıcaklığına eşit olacaktır. Bu durumda çevrimin gerçekleşmesi için gerekli olan iki farklı enerji seviyesi olmayacaktır. Bu sebeple soğutma performans katsayısının alacağı değer (5.1)'de ifade edildiği gibi sonsuza gidecektir. Sonuç olarak k_o oranının en küçük değeri bu örnekte verilen şartlar altında sıfır olamaz. s oranında benzer durumla karşılaşılmıştır. Ancak s oranı sıfır değerinde olduğunda bile optimum değerler mevcuttur. Çünkü s oranı alan/enerji maliyet oranı olmayıp alan/alan oranıdır. Bu sebeple s oranına bağlı olarak optimum sıcaklıklardaki değişim kullanılan ısı transfer alanlarının birinin diğerine oranla sonsuz büyüklükte olmasından kaynaklanmaktadır. Burada verilen $T_{Top} < T_L$ kısıtına bağlı olarak k_o oranı sıfır değerine ulaşmadan optimum yoğuşma sıcaklığı optimum buharlaşma sıcaklığına eşit olmaktadır. Ancak çevrim olabilmesi için yukarıda anlatıldığı gibi optimum şartlarda:

$$T_{X-opt} - T_{Y-opt} > 0 \quad (5.6)$$

olmalıdır. (5.6)'da T_{X-opt} ve T_{Y-opt} ifadeleri yerine (3.42) ve (3.44) eşitlikleri yazılır ve bu ifadede k_o dışındaki değerler Çizelge 5.1'den alınırsa bu şartı sağlayan k_o değeri $k_o > 1.1159 \times 10^{-4}$ olarak bulunur. Bu şartı sağlayan k_o sınır değerindeki $bF_{REF} - \beta_{REF}$ değişimi Şekil 5.90'da gösterilmiştir.

Burada T_{X-opt} ve T_{Y-opt} arasındaki fark çok azdır bu sebeple tam küsurat ve maksimum β_{REF} değeri grafik karakteristiğinin kaybolmaması amacıyla verilmemiştir. Çizelge 5.1'de verilen kabul değerlerine göre böyle bir sistemin alabileceği minimum k_o oranında sistem değişkenleri grafikte verildiği gibidir. Burada verilen bF_{max} değeri teorik olarak bu sistemin alabileceği en yüksek değerdir. Bu k_o oranından küçük oranlarda sistem çalışmayacaktır.

$$k_o = 1.1159 \times 10^{-4} \text{ için } \lim_{\beta \rightarrow \infty} bF_{REF} \approx 48.833$$

Bu çalışmada elde edilen optimum değerler işletme esnasında ısıtma/soğutma yüklerinin sabit olduğu, toprak sıcaklığında bir değişimin olmadığı kabulüne göre yapılmıştır. Gerçek işletme şartlarında soğutma yüklerinde gün içerisinde saatlik/anlık değişimler olacaktır. Bu sebeple Şekil 5.90'da gösterilen $bF_{REF} - \beta_{REF}$ grafiği işletme esnasında T_X sıcaklığının alabileceği tüm değerleri kapsamamaktadır. Gerçekte yoğuşturucudan toprak devresine ısı transferi olması için gerekli minimum şart, (5.2)'de verildiği gibidir. Çünkü yoğuşturucuda yapılan ısı transferinin istenilen yönde gerçekleşmesi için minimum sıcaklık şartı yoğuşma sıcaklığının ortalama su sıcaklığından fazla olmasıdır. $k_o > 1.1159 \times 10^{-4}$ şartı sabit soğutma yükünde çalışan sistem içindir. Gerçek sistemde $T_{X-opt} > T_{Y-opt}$ şartı sağlansa bile, sistemdeki kapasite salınımlarına bağlı olarak (T_X) yoğuşma sıcaklığının (T_Y) buharlaşma sıcaklığına eşit olduğu (soğutma çevriminin gerçekleşmediği) durumlar söz konusudur. Bu sebeple minimum k_o oranının (5.2) şartının gerçekleştirilmesi gereklidir.

(5.5)'de Çizelge 5.1'de verilen kabul değerleri yerine konulur ve k_o ifadesine göre çözümlerse: $k_o > 1.1324 \times 10^{-4}$ olarak bulunur. Bu şartı sağlayan k_o sınır değerindeki $bF_{REF} - \beta_{REF}$ değişimi Şekil 5.91'de gösterilmiştir.

Şekil 5.91'de gösterildiği üzere $k_o = 1.1324 \times 10^{-4}$ oranında sabit soğutma yükü için optimum şartlarda ($T_{X-opt} > T_{Y-opt}$) çevrim yapılabilirken farklı T_X ve T_Y sıcaklıklarında sistem devre dışı kalmaktadır. Bu sebeple k_o oranının minimum değeri optimum şartlara göre değil yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının alabileceği değerlere göre belirlenmelidir. Sonuç olarak (5.6)'dan bulunan k_o oranı sabit soğutma kapasitesi olması halinde kullanılabilen minimum k_o oranıdır. (5.5)'de bulunan k_o oranı ise uygulamadaki farklı soğutma yüklerinde sistemin çalışması için alt limit değeridir. Bu sebeple sistemin çalışabileceği minimum k_o oranı olarak (5.5)'den bulunan k_o oranı kullanılmalıdır. Farklı sınır değerleri belirtmek için (5.6)'dan bulunan k_o limit değeri k_{o-opt} ve (5.5)'den bulunan k_o limit değeri k_{o-app} olarak ifade edilmiştir. k_{o-app} toprak kaynaklı soğutma makinesi sistemi için bir sınır değer olup bu değerlerin altında alternatif sistemler düşünülmelidir. Toprak devresindeki suyu ana sistemde dolaştıran FCU, panel soğutma vb. sulu sistem uygulamaları mevcuttur.

Şekil 5.92 ila Şekil 5.101'de soğutma makinesi için minimum k_o oranı k_{o-opt} olması nedeniyle bu şekillerdeki soğutma makinesi eğrileri k_{o-opt} değerinden başlamaktadır. Isı pompası eğrilerinde ise $T_{Top} > T_H$ olması nedeniyle k_o alt sınır değeri "0"dir.

Şekil 5.92 ve Şekil 5.93'de sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı k_o oranlarındaki değişimi gösterilmiştir. Eğrilerden görüldüğü üzere k_o oranı arttıkça bF_{max} ve β_{opt} değerleri azalmaktadır. $k_o = 0.001$ için soğutma makinesi $bF_{REF-max} = 9.6$, ısı pompası $bF_{HP-max} = 6.2$ değerini almakta (Şekil 5.92) ve bu bF_{max} değerlerine karşılık gelen optimum performans katsayıları sırası ile $\beta_{REF-opt} = 25$ ve $\beta_{HP-opt} = 9.4$ 'dir (Şekil 5.93).

Şekil 5.92'de $k_o = 0.001 - 0.004$ değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $bF_{REF-max} \approx \%56$; ısı pompası için $bF_{HP-max} \approx \%40$ azalmıştır. Aynı aralık için soğutma ve ısıtma performans katsayılarının değişimine bakacak olursak sırasıyla $\beta_{REF-opt} \approx \%60$, $\beta_{HP-opt} \approx \%42$ azalmıştır (Şekil 5.93). Sınır k_o oranlarında: soğutma makinesinde k_{o-opt} sınır değerinde $bF_{max-ref} = 48.833$ $\beta_{opt-ref} = 4.6 \times 10^7$; ısı pompasında $k_o = 0$ için $bF_{max-hp} = 21.214$ $\beta_{opt-hp} = 21.214$ değerlerindedir (Şekil 5.92 ve Şekil 5.93). Bu değerler teorik koşullarda soğutma ve ısıtma halleri için alınabilen maksimum durumu göstermektedir

Şekil 5.94, Şekil 5.95 ve Şekil 5.96'da k_o oranına bağlı olarak soğutma makinesi ve ısı pompası için sırası ile optimum yoğuşma sıcaklığı (T_{X-opt}), optimum buharlaşma sıcaklığı (T_{Y-opt}) ve

optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) değişimi gösterilmiştir. k_o oranının artmasıyla soğutma makinesi ve ısı pompası için yoğuşma sıcaklığı artmış, (Şekil 5.94), buharlaşma sıcaklıkları azalmıştır (Şekil 5.95). Bu bölüme kadar ele alınan termoeconomik optimizasyon değişkenlerinin ısı pompası için T_X yoğuşma sıcaklığına ve soğutma makinesi için T_Y buharlaşma sıcaklığına olan etkisi önemsenmeyecek miktarlarda ve sırasıyla T_L ve T_H sıcaklıklarından farklı değerlerdedir. Ancak yukarıda anlatıldığı gibi k_o oranının sıfır değerine yaklaşmasıyla bu sıcaklık değerleri teorik çevrim değerlerine ulaşmakta yani T_L ve T_H değerlerine eşit olmaktadır. Bu sebeple Şekil 5.94 ve Şekil 5.95’de k_o oranına bağlı olarak sırasıyla ısı pompası için T_X yoğuşma sıcaklığı ve soğutma makinesi için T_Y buharlaşma sıcaklığında değişim gözlenmektedir.

Sınır değerleri dışında k_o oranının optimum değerlere etkisine bakacak olursak: $k_o = 0.001$ için $T_{X-opt} (ref) = 308$ (°K) ve $T_{X-opt} (hp) = 300$ (°K) sıcaklıklarındadır. $k_o = 0.001-0.004$ aralığında $\Delta T_{X-opt} (ref) = 15$ (°K) ve $\Delta T_{X-opt} (hp) = 4$ (°K) artmıştır (Şekil 5.94). Aynı şekilde $k_o = 0.001$ için $T_{Y-opt} (ref) = 296$ (°K) ve $T_{Y-opt} (hp) = 268$ (°K) sıcaklıklarındadır. $k_o = 0.001-0.004$ aralığında $\Delta T_{Y-opt} (ref) = 2.5$ (°K), $\Delta T_{Y-opt} (hp) = 15$ (°K) azalmıştır (Şekil 5.95). Soğutma makinesi için sınır değer $T_{Top} < T_L$ olması nedeniyle (T_Y) buharlaşma sıcaklığı T_L soğutulacak ortam sıcaklığına ulaşmamaktadır. Sınır şartlarda bu sıcaklıklar: Soğutma makinesinde k_{o-opt} için $T_{X-opt} = 298.05997$ (°K), $T_{Y-opt} = 298.05996$ (°K); ısı pompasında $k_o = 0$ için $T_{X-opt} = 297$ (°K), $T_{Y-opt} = 283$ (°K) değerlerini almaktadır (Şekil 5.94- Şekil 5.95- Şekil 5.96).

Şekil 5.96’de farklı k_o oranları için toprak devresi optimum su giriş sıcaklığının değişimi soğutma makinesi ve ısı pompası için incelenmiştir. $k_o = 0.001$ için $T_{S1-opt} (ref) = 307$ (°K) ve $T_{S1-opt} (hp) = 267$ (°K)’dir. k_o oranının artmasıyla soğutma makinesi optimum su giriş sıcaklığı artmış ve ısı pompası optimum su giriş sıcaklığı azalmaktadır. $k_o = 0.001-0.004$ aralığında $\Delta T_{S1-opt} (ref) = 15$ (°K) artmış ve $\Delta T_{S1-opt} (hp) = 15$ (°K) azalmıştır. k_o oranının artmasıyla su giriş sıcaklıkları uygulama değerlerinin dışına çıkmaktadır. Sınır şartlarda optimum su giriş sıcaklıkları: Soğutma makinesinde k_{o-opt} için $T_{S1-opt} = 297.867$ (°K); ısı pompasında $k_o = 0$ için $T_{S1-opt} = 283$ (°K) değerlerindedir.

Şekil 5.97’de k_o oranına bağlı olarak topraktan/toprağa transfer edilen optimum ısılarının değişimi gösterilmiştir. k_o oranının sınır değerlerinde: soğutma makinesinde k_{o-opt} için $Q_{Top-opt} = 0.725$ (kW) çünkü burada $T_{S1-opt} > T_{Top}$ ’dır, ısı pompasında $k_o = 0$ için $Q_{Top-opt} = 0$ (kW) değerindedir çünkü burada $T_{S1-opt} = T_{Top}$ ’dır.

k_o oranına bağlı olarak optimum buharlaşma ve yoğuşma ısılarının değişimi (Q_{L-opt} ve Q_{H-opt}) Şekil 5.98 ve Şekil 5.99’de verilmiştir. k_o oranının artmasıyla transfer olan optimum ısılar ısı

pompası ve soğutma makinesi için artmaktadır. $k_o = 0.001-0.004$ aralığındaki değişimi sonucunda soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt} \approx \%82$ artış göstermektedir. Isı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt} \approx \%92$ artış göstermektedir. Bu aralıkta optimum sıcaklıklardaki değişime bakacak olursak buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark k_o oranının büyümesi ile artmaktadır. Sonuç olarak ısı pompası ve soğutma makinesi için bu değer aralığında bF_{max} değerinde azalma olmasına karşılık gerekli olan toprak sahası azalmaktadır. Çünkü Q_{L-opt} (ref) ve Q_{H-opt} (hp) değerlerinin artmasıyla gerekli modül sayısını yani saha alanı azalacaktır. k_o oranının alabileceği sınır değerlerde optimum ısı miktarları: Soğutma makinesinde k_{o-opt} için $Q_{L-opt}=0.725$ (kW), $Q_{H-opt}=0.725$ (kW); ısı pompasında $k_o=0$ için $Q_{H-opt}=0$ (kW), $Q_{L-opt}=0$ (kW) değerlerini almaktadır (Şekil 5.98 ve Şekil 5.99). Bu sınır değerlerde soğutma makinesi ve ısı pompası bir çevrim yapmamaktadır. Soğutma makinesinde optimum ısı değerlerinin sıfırdan farklı olmasının nedeni Şekil 5.97'de optimum toprak sıcaklıklarında anlatılan k_{o-opt} sınır değerinde toprak devresinden transfer olan optimum ısının $Q_{Top-opt}$ (ref) = 0.725 (kW) olmasıdır. Sonuç olarak bu sınır değerlerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının birbirine eş olması nedeniyle çevrim olmadan topraktan alınan ısı değişmeden ortama aktarılmıştır. Isı pompasında da aynı durum geçerlidir çünkü $k_o=0$ için $Q_{Top-opt}$ (hp) = 0 (kW)'dir.

Şekil 5.100 ve Şekil 5.101'de farklı k_o oranları için sırasıyla A_{L-opt} (ref), A_{L-opt} (hp) ve A_{H-opt} (ref) ve A_{H-opt} (hp) optimum ısı transfer yüzey alanlarının değişimi verilmiştir. Optimum yüzey alanları grafikleri soğutma makinesi için (3.45) ve (3.47)'de; ısı pompası için (4.38) ve (4.39)'da verilen optimum yüzey alanları ifadelerinden yararlanılarak yapılmıştır. Bu ifadelerin hiç birisinde k_o oranı bulunmamaktadır. Bu sebeple k_o oranı optimum yüzey alanlarında etkisi olmamaktadır (Şekil 5.100 ve Şekil 5.101). Ancak burada bir çelişkili durum, ısı transferinin olmadığı sınır şartlarında bile ısı transfer yüzey alanlarının değişmemesidir. Bunun nedeni L toprak devresi modül uzunluğunun hesaplamalarda değişken olarak değil sabit ($L=65$ [m]) olarak alınmasından kaynaklanmaktadır. Bu sebeple sınır şartlarda bile ısı transfer yüzey alanları değişmemektedir. Sınır k_o oranlarında optimum ısı transfer yüzey alanlarının değerleri: soğutma makinesinde k_{o-opt} için $A_{H-opt} = 2.964$ (m²), $A_{L-opt} = 20.838$ (m²); ısı pompasında $k_o=0$ oranı için $A_{H-opt} = 20.838$ (m²), $A_{L-opt} = 39.965$ (m²)'dir. Uygulama açısından bu yüzey alanlarının değerlerinde T_{S1-opt} sıcaklıklarında olduğu gibi bir kısıtlama olmamaktadır. Bu sebeple k_o değişkenine bağlı olarak bu grafikler imalat değerlerini teşkil eder.

Sonuç olarak gerek bF_{max} değerlerindeki değişim gerekse (soğutma makinesi için) T_{S1-opt} sıcaklığındaki artış ve (ısı pompası için) T_{S1-opt} sıcaklığındaki azalma istenilmeyen bir durumdur. Yukarıda verilen değişim miktarları sistem performansına önemli farklar

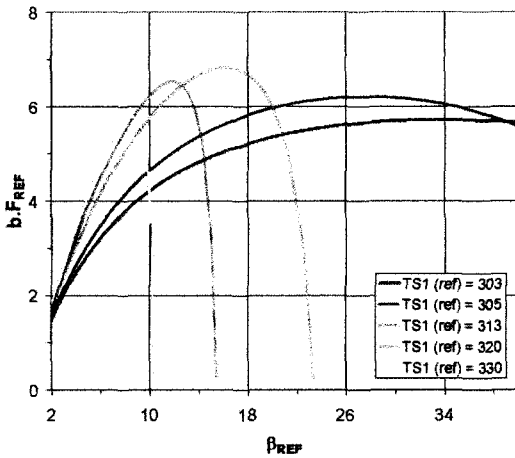
yaratmaktadır. k_o oranının mümkün olduğunca küçük değerlerde olması gereklidir. Ancak k_o oranını oluşturan ısı transfer yüzey birim maliyetleri ve özellikle birim kW enerji maliyeti sistemin tasarlandığı ülkeye ve en genel açıdan global enerji fiyatlarına bağlıdır. Yine de k_o oranı, birim ısı transfer yüzey alan maliyetlerinin gelişen teknolojiyle azalacağı ve tükenebilir enerji kaynaklarının maliyetlerinin artacağı düşünülürse zaman içerisinde daha düşük değerlere sahip olacağı kesindir.

k_o oranı tasarımcı tarafından seçilemeyen değişkendir. Bununla beraber k_o oranının iyi etüt edilmesi gereklidir zira bu değerlerin seçimindeki ufak hatalar bile sistemin genel karakteristiğine önemli bir etkide bulunmaktadır.

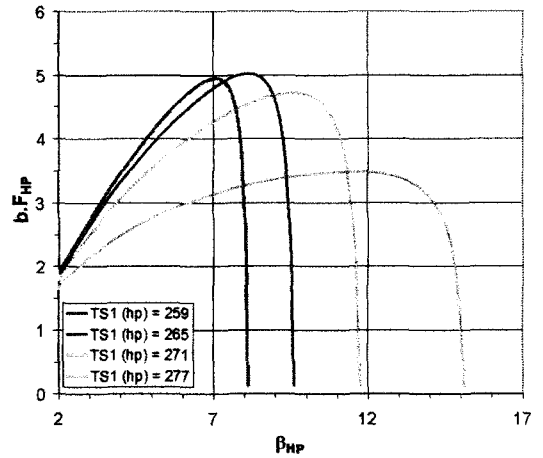
5.4 Optimum olmayan durumlarda tasarım değişkenleri

3 ve 4. bölümde amaç fonksiyon F_{REF} ve F_{HP} T_{S1} , T_X ve T_Y değişkenlerine göre maksimum noktaları bulunmuştur. Bu sayede toprak devresi su giriş sıcaklıkları tasarımcı tarafından belirlenmeyip optimum değerleri kullanılmıştır. Ancak buraya kadar anlatılan değişim grafiklerinde bazı değişken değerlerinde soğutma makinesi ve ısı pompası için pratik uygulaması olmayan T_{S1-opt} optimum toprak devresi giriş sıcaklıkları ile karşılaşıldığı durumlar olmuştur. Bu şartlarda T_{S1} toprak devresi su sıcaklığı tasarımcı tarafından belirlenmesi gerekli olan tasarım değişkeni olmaktadır. 3 ve 4. bölümdeki amaç fonksiyon sadece T_X ve T_Y sıcaklıklarına bağlı olarak maksimize edilirse optimum dışı T_{S1} sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon formüller elde edilir. Bu durumda termoeconomik optimizasyon değerleri Ek-3'de verilmiştir.

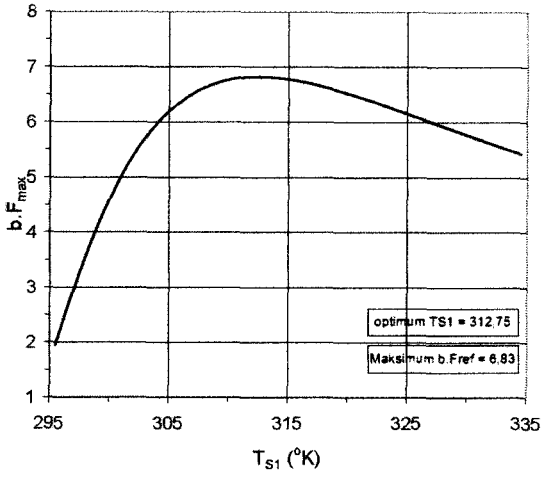
5.4.1 T_{S1} Toprak Devresi Su Giriş Sıcaklığına Bağlı Değişim Grafikleri



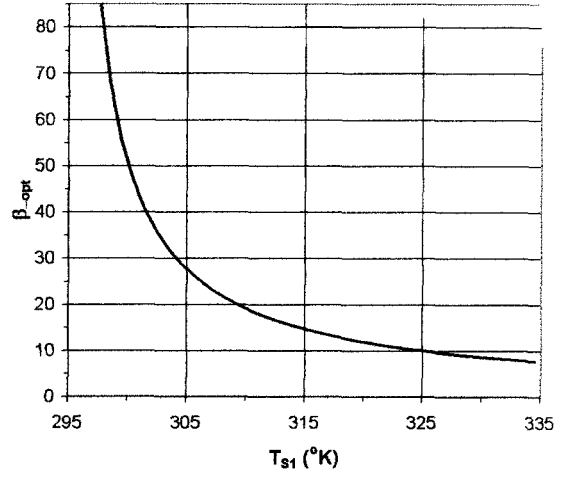
Şekil 5.102 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında $b.F_{REF}$ ve β_{REF} değişimi



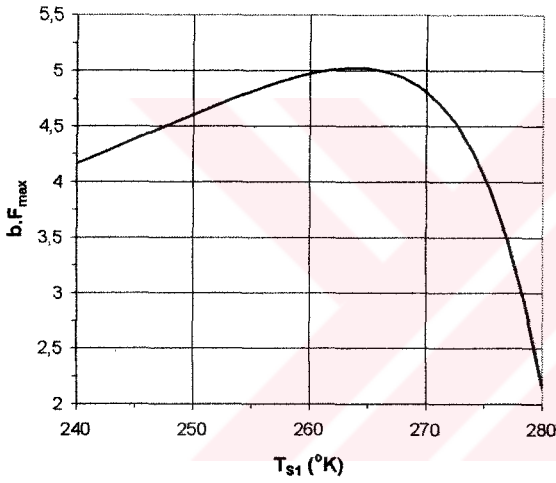
Şekil 5.103 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında $b.F_{HP}$ ve β_{HP} değişimi



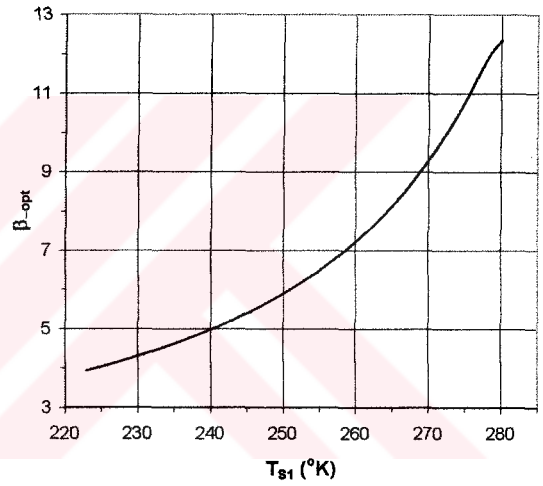
Şekil 5.104 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında $b.F_{\max}$ değişimi (ref)



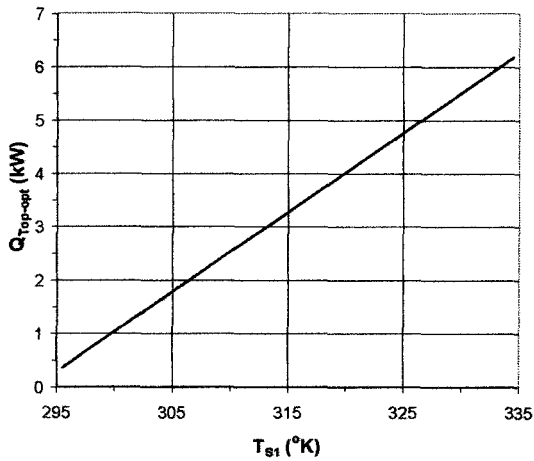
Şekil 5.105 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında β_{opt} değişimi (ref)



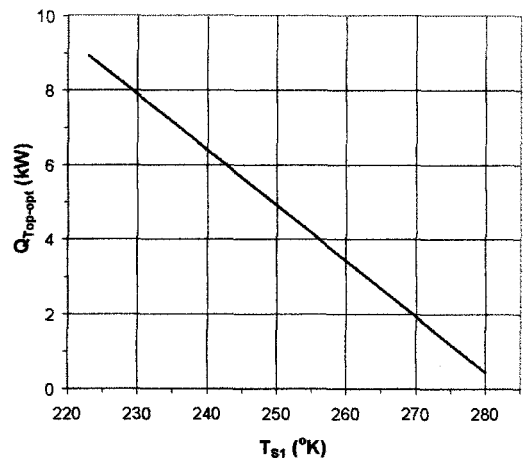
Şekil 5.106 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında $b.F_{\max}$ değişimi (hp)



Şekil 5.107 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında β_{opt} değişimi (hp)



Şekil 5.108 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında $Q_{\text{Top-opt}}$ değişimi (ref)



Şekil 5.109 Farklı T_{S1} ($^{\circ}\text{K}$) Su giriş sıcaklıklarında $Q_{\text{Top-opt}}$ değişimi (hp)

Şekil 5.102’de soğutma makinesi için ve Şekil 5.103’de ısı pompası için performans katsayısına (β_{REF} ve β_{HP}) bağlı olarak amaç fonksiyonun (bF_{REF} ve bF_{HP}) değişimi optimum olmayan toprak devresi su giriş sıcaklıklarında incelenmiştir. Her su giriş sıcaklığı (T_{S1}) için bir maksimum bF_{REF} ve bF_{HP} değeri ve bu değere karşılık gelen bir optimum performans katsayısı (β_{REF} ve β_{HP}) bulunmaktadır. Örnek olarak Şekil 5.102’de $T_{S1} = 305$ (°K) su giriş sıcaklığı için soğutma performans katsayısı $\beta_{REF}=26.7$ değerinde amaç fonksiyon maksimum değerini ($bF_{REF-max}=6.2$) almakta ve Şekil 5.103’de $T_{S1}=277$ (°K) su giriş sıcaklığı için ısıtma performans katsayısı $\beta_{REF}=11.5$ değerinde $bF_{HP-max}=3.5$ maksimum değerini almaktadır. β_{REF} - bF_{REF} eğrilerinde $T_{S1}=313$ (°K) için en büyük bF_{REF} değerine ulaşılmıştır. Bu sıcaklık değerinin altında bF_{REF} değerleri ve soğutma performans katsayısının çalışma aralığı azalmaktadır; bu sıcaklık değerinin üzerinde bF_{REF} değeri azalmakta ancak soğutma performans katsayısının çalışma aralığı artmaktadır (Şekil 5.102). β_{HP} - bF_{HP} eğrilerinde $T_{S1}=265$ (°K) için en büyük bF_{HP} değerine ulaşılmıştır. Bu sıcaklık değerinin üstünde bF_{REF} değerleri ile ısıtma performans katsayısının çalışma aralığı azalmakta, bu sıcaklık değerinin altında ise bF_{REF} değerleri azalmakta ancak ısıtma performans katsayısının çalışma aralığı artmaktadır (Şekil 5.103).

Şekil 5.104 ve Şekil 5.105’de soğutma makinesi için sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak devresi su giriş sıcaklıklarındaki değişimi gösterilmiştir. Toprak devresi su giriş sıcaklığına bağlı olarak bF_{max} eğrileri bir maksimum tepe noktasından geçmektedir. Örnek olarak $T_{S1}=312.45$ değerinde soğutma makinesi için $bF_{REF-max}=6.82$ maksimum değerindedir (Şekil 5.104). Bu sıcaklık değeri aynı zamanda (3.39)’dan elde edilen optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı değeridir. Bu optimum su giriş sıcaklığına karşılık gelen optimum soğutma performans katsayısı değeri ise $\beta_{REF-opt}=7.9$ ’dur (Şekil 5.107). Burada T_{S1} sıcaklığını $T_{Top}<T_{S1-REF}< T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-REF}>T_{S1-opt}$ olmak üzere iki farklı bölgede incelemek gereklidir. Toprak sıcaklığına yakın bölgede $bF_{REF-max}$ değerindeki değişim T_{S1-opt} değerinden daha yüksek su giriş sıcaklıklarının olduğu bölgeden daha fazladır. $T_{S1-REF}=295-312.5$ (°K) sıcaklık değerleri arasında $bF_{REF-max}$ %76 azalma gösterirken; $T_{S1-REF}=312.5-330$ (°K) arasında $bF_{REF-max}$ %15.4 azalma göstermektedir (Şekil 5.104). Toprak devresi optimum su giriş sıcaklığının kullanılmadığı durumlar T_{S1-opt} değerinin pratik uygulamaya imkan vermediği yüksek sıcaklık değerleri olduğu düşünülürse tasarımcı tarafından seçilen toprak devresi su giriş sıcaklığı T_{S1-REF} değerleri $T_{Top}<T_{S1-REF}< T_{S1-opt}$ aralığında yani $bF_{REF-max}$ değerindeki değişimin en fazla olduğu bölgede olacaktır. Bu sebeple T_{S1-REF} değerinin seçiminde $bF_{REF-max}$

etkisi açısından bakıldığında mümkün olduğunca optimum su giriş sıcaklığına yakın seçilmelidir. Bununla beraber Şekil 5.102'de farklı su giriş sıcaklıklarına β_{REF} değerlerine bağlı olarak bF_{REF} değerinin değişimine baktığımızda $T_{Top} < T_{S1-REF} < T_{S1-opt}$ aralığında geniş bir β_{REF} değer aralığında çalışma imkanı bulunmaktadır. $T_{S1-REF} > T_{S1-opt}$ olduğu alanda ise β_{REF} değer aralığı önemli bir şekilde düşmektedir. Şekil 5.105'de farklı toprak devresi su giriş sıcaklıklarında optimum soğutma performans katsayısının değişimi gösterilmektedir. Burada da T_{S1-REF} sıcaklığının artmasıyla β_{opt} azalmakta ve $T_{Top} < T_{S1-REF} < T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-REF} > T_{S1-opt}$ aralığında farklı eğime sahiptir. $T_{S1-REF}=300-312.5$ ($^{\circ}K$) arasında $\beta_{REF-opt}$ %66.4 azalma gösterirken $T_{S1-REF}=312.5-325$ ($^{\circ}K$) arasında $\beta_{REF-opt}$ %41.4 azalma göstermektedir.

Şekil 5.106 ve Şekil 5.107'de ısı pompası için sırasıyla bF_{max} ve β_{opt} değerlerinin farklı toprak devresi su giriş sıcaklıklarındaki değişimi gösterilmiştir. Soğutma makinesinde olduğu gibi ısı pompası için de toprak devresi su giriş sıcaklığına bağlı olarak bF_{max} (ref) eğrileri bir maksimum tepe noktasından geçmektedir. Örnek olarak $T_{S1}=264$ değerinde soğutma makinesi için $bF_{HP}=5.05$ maksimum değerindedir (Şekil 5.106). Bu sıcaklık değeri aynı zamanda (4.30)'dan elde edilen optimum toprak devresi su giriş sıcaklığı (T_{S1-opt}) değeridir. Bu optimum su giriş sıcaklığına karşılık gelen optimum ısıtma performans katsayısı değeri ise $\beta_{HP-opt}=7.9$ 'dur (Şekil 5.107). Burada da T_{S1} sıcaklığının bF_{max} ve β_{opt} eğrilerine olan etkisini $T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ olmak üzere iki farklı bölgede incelemek gereklidir. Toprak sıcaklığına yakın bölgede bF_{HP-max} değerindeki değişim T_{S1-opt} değerinden daha düşük su giriş sıcaklıklarının olduğu bölgeden daha fazladır. $T_{S1-HP}=264-280$ ($^{\circ}K$) arasında bF_{HP-max} %57.2 azalma gösterirken; $T_{S1-HP}=248-264$ ($^{\circ}K$) arasında bF_{HP-max} %9.6 azalma göstermektedir (Şekil 5.106). Toprak devresi optimum su giriş sıcaklığının kullanılmadığı durumlar T_{S1-opt} değerinin pratik uygulamaya imkan vermediği düşük sıcaklık değerleri olduğu düşünülürse tasarımcı tarafından seçilen toprak devresi su giriş sıcaklığı T_{S1-HP} değerleri $T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ aralığında yani bF_{HP-max} değerindeki değişimin en fazla olduğu bölgede olacaktır. bF_{HP-max} değerinin azalması istenilmeyen bir durum olduğu düşünülürse seçilen toprak devresi su giriş sıcaklığının mümkün olduğunca optimum su giriş sıcaklığına yakın seçilmelidir. Bununla beraber Şekil 5.103'de farklı su giriş sıcaklıklarına β_{HP} değerlerine bağlı olarak bF_{HP} değerinin değişimine baktığımızda $T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ aralığında geniş bir β_{HP} değer aralığında çalışma imkanı bulunmaktadır. $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ olduğu alanda ise β_{HP} değer aralığı önemli bir şekilde düşmektedir. Şekil 5.107'de farklı toprak devresi su giriş sıcaklıklarında optimum ısıtma performans katsayısının değişimi gösterilmektedir. Burada T_{S1-HP} sıcaklığının artmasıyla β_{opt} artmakta Ancak burada da

$T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ aralığında farklı eğime sahiptir. $T_{S1-HP}=264-280$ (°K) arasında β_{HP-opt} %36.6 artış gösterirken; $T_{S1-HP}=248-264$ (°K) arasında β_{HP-opt} %27.8 artış göstermektedir.

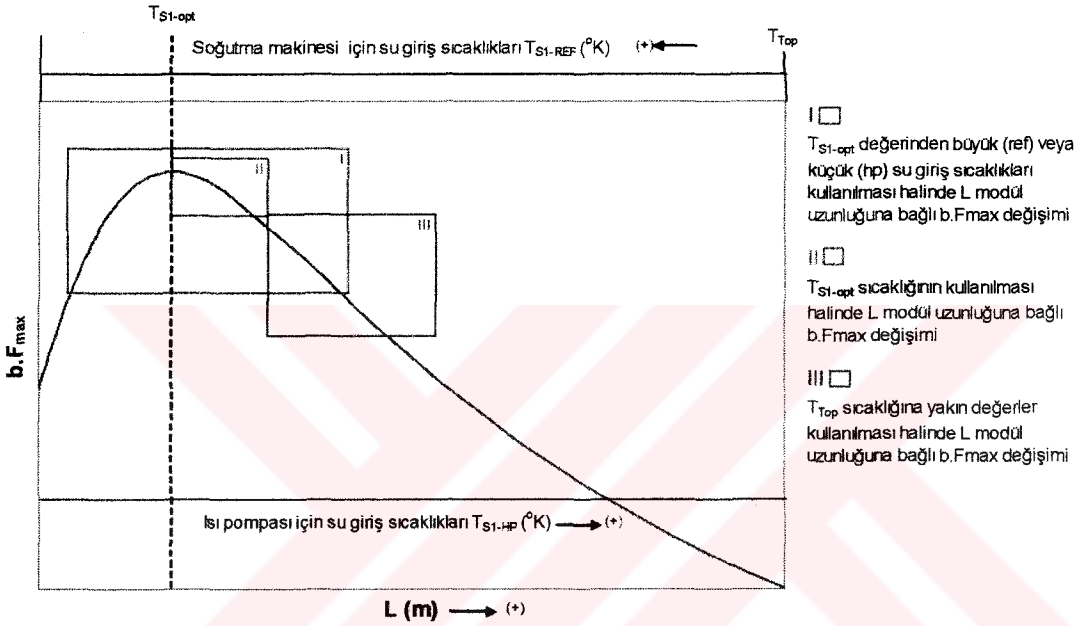
Şekil 5.108'de soğutma makinesi için Şekil 5.109'de ısı pompası için farklı su giriş sıcaklıklarına bağlı olarak $Q_{Top-opt}$ toprak devresinden/devresine transfer edilen optimum ısıların değişimi gösterilmektedir. Soğutma makinesi için su giriş sıcaklığının artmasıyla $Q_{Top-opt}$ ısıları artmakta; ısı pompası için su giriş sıcaklıklarının artmasıyla $Q_{Top-opt}$ sıcaklıkları azalmaktadır. Burada her iki grafikteki ortak nokta değişim eğrileri lineer değişim göstermesidir. Bu Ek-2'de verilen modelden kaynaklanmaktadır. Gerçekte sıcaklığın artmasıyla üstel fonksiyon olarak artan/azalan eğriler olması gereklidir. Bu sebeple soğutma ve ısı pompası için Q_{L-opt} , Q_{H-opt} , A_{L-opt} , A_{H-opt} eğrileri lineer bir değişim göstermektedir. Bu Ek-2'de verilen modelin kapsamadığı bir durumdur.

Bu çalışmada optimum değerler, işletme sırasındaki ısıtma/soğutma yük salınımları dikkate alınmadan tek bir belirli yük değeri için yapılmıştır. Isıtma/soğutma yük salınımlarının dikkate alınması halinde tek bir optimum soğutma/ısıtma performans katsayısı olmayacaktır. Çünkü işletme sırasında sabit ısı transfer yüzey alanları olacağından kapasite farkları optimum yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının değişimiyle sağlanabilecektir. Bu sebeple işletme esnasında sistem tek bir performans katsayısı yerine bir aralık değerinde çalışacaktır. T_{S1-REF} değerinin seçilmesinde $T_{Top} < T_{S1-REF} < T_{S1-opt}$; T_{S1-HP} 'nin seçinde ise $T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ istenilen bölge olacaktır. Çünkü soğutma makinesi ve ısı pompası bu bölgelerde geniş bir performans katsayısı değer aralığına sahiptir. Sonuç olarak soğutma makinesi için T_{S1-REF} değerinin seçiminde $bF_{REF-max}$ değerindeki azalma, T_{Top} sıcaklığına yaklaşımadaki kısıt; işletme sırasındaki yük salınımlarına bağlı olarak β_{REF} değer aralığı da T_{S1-opt} (REF) değerine yaklaşımadaki kısıt olarak alınmalıdır. Isıtma makinesi içinse T_{S1-HP} değerinin seçiminde bF_{HP-max} değerindeki azalma, T_{Top} sıcaklığına yaklaşımadaki kısıt; işletme sırasındaki yük salınımlarına bağlı olarak β_{HP} değer aralığı da T_{S1-opt} (HP) değerine yaklaşımadaki kısıt olarak alınmalıdır. Bu iki kısıta bağlı olarak T_{S1-REF} değerinin seçilmesi mümkün olacaktır. Bununla beraber işletme sırasındaki soğutma/ısıtma yük salınımlarına bağlı olarak β_{REF} değer aralığının (pratik uygulaması mümkün olmayan yüksek) T_{S1-opt} değerlerinde de sağlanabilmesi durumunda ise sistemin $bF_{REF-max}$ değerinin altında çalışması kaçınılmazdır. Bu sebeple yüksek ısı iletkenliğine sahip dolgu malzemesi kullanılması vb. yöntemlerle sistemin performansının iyileştirilmesine çalışılmalıdır. Bu çalışmada projede işletme esnasındaki yük salınımları dikkate alınmadığı için bu durumlar için örnekleme yapılmamıştır.

5.4.2 T_{S1} sıcaklıklarında L Toprak Devresi Modül Uzunluğuna Bağlı Değişim Grafikleri

Buraya kadar yapılan açıklamalar T_{S1} sıcaklığının tasarımcı tarafından seçilmesi halinde bF_{max} ve β_{opt} değerleri üzerine olan etkisi incelenmiştir. Ancak optimum dışı seçilen toprak devresi su giriş sıcaklığı dizayn değişkenlerinin karakteristiğini değiştirmekte dolayısıyla giriş sıcaklığına bağlı olarak bu değerlerin optimum değerlerinde değişiklik olmaktadır.

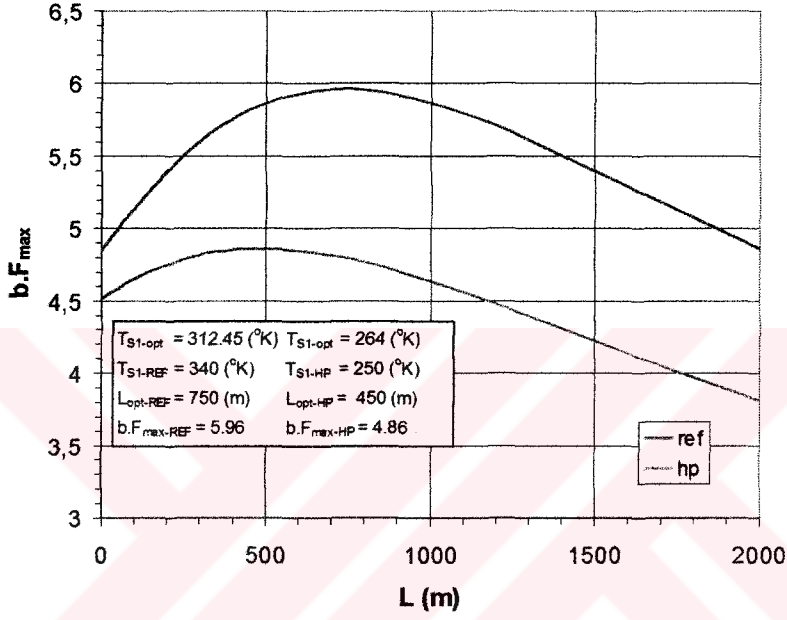
Şekil 5.110'da seçilen toprak devresi su giriş sıcaklığına bağlı olarak L (m) toprak devresi boru uzunluğunun b.Fmax değerine olan etkisi gösterilmektedir.



Şekil 5.110 Farklı T_{S1} ($^{\circ}K$) Toprak devresi akışkan giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı bF_{max} ve β_{opt} değişimi

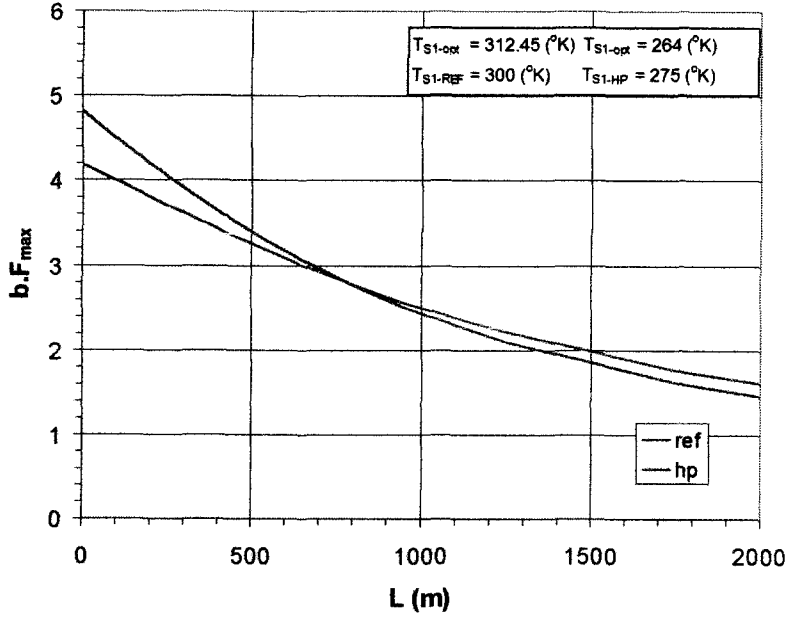
T_{Top} sıcaklığından büyük tüm T_{S1} su giriş sıcaklıkları için L (m) modül uzunluğuna bağlı olarak $b.F_{max}$ değişimi Şekil 5.110'daki eğri üzerinde değişmektedir. Soğutma makinesi ve ısı pompası için bu karakteristik eğri aynıdır ancak su giriş sıcaklığının artış yönleri farklıdır. Soğutma makinesi için örnek verecek olursak $T_{S1-opt} > T_{S1-REF} > T_{Top}$ toprak devresi su giriş sıcaklık değeri aralığında L (m) – $b.F_{max}$ eğrileri karakteristiği III No'lu bölgelerle sınırlandırılan alanlar şeklinde olacaktır. T_{Top} sıcaklığına yaklaşıldıkça bu bölgelerin alanları büyümektedir. II No'lu bölgede su giriş sıcaklığı olarak T_{S1-opt} değerinin kullanılması hali gösterilmiştir. Bu bölgede sıcaklık değeri sabit olduğundan bir alan değişikliği olmamakta ve Şekil 5.40'da gösterilen L (m) – $b.F_{max}$ değişimi şeklindedir. Su giriş sıcaklığının T_{S1-opt} değerinden daha büyük değerlerde olması halinde ise L- $b.F_{max}$ eğrileri I no'lu bölgeyle sınırlandırılan alanlar şeklinde olacaktır. Karakteristik eğriden görüldüğü üzere bu durumda

maximum $b.F_{max}$ değerine karşılık gelen bir optimum L (m) modül uzunluğu bulunmaktadır. T_{S1-opt} değerinden uzaklaşıldıkça I 'nolu bölge ile sınırlandırılan alan büyümektedir. Şekil 5.110'da gösterilen karakteristik eğri ve alanlar bu farklılıkları vurgulamak amacıyla ölçeksiz olarak, eğimleri büyütülerek verilmiştir. Bu sebeple T_{S1-opt} dışı su sıcaklıklarının seçiminde bu sıcaklıktaki L - $b.F_{max}$ eğrilerine bakılarak yorum yapılmalıdır. II no'lu bölgedeki değişim Şekil 5.40'da verilmiştir. I No'lu bölgedeki yani T_{S1-opt} değerinden büyük (REF) ve küçük (HP) su giriş sıcaklıklarındaki L - $b.F_{max}$ değişimi Şekil 5.111'de verilmiştir.



Şekil 5.111 I. Bölge su giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı bF_{max} ve β_{opt} değişimi

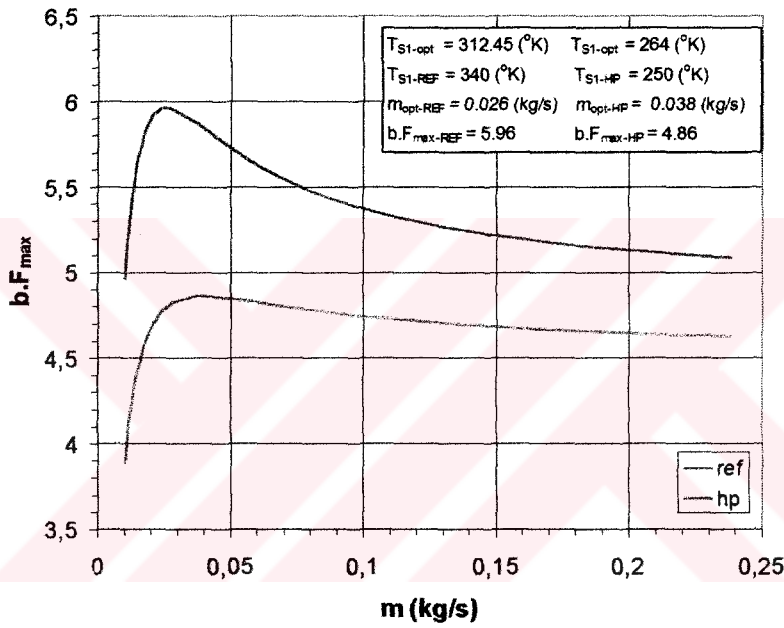
Soğutma makinesi ve ısı pompası için sırasıyla $T_{S1-REF} > T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ hali için L - $b.F_{max}$ değişimi verilmiştir. Bu durumda soğutma makinesi için $L=750$ (m) ve ısı pompası için $L=450$ (m) modül uzunluğunda maksimum $b.F_{max}$ değeri elde edilmektedir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken husus seçilen toprak devresi su giriş sıcaklıkları ($T_{S1-REF} = 340$ (°K) ve $T_{S1-HP} = 250$ (°K)) pratik uygulama değerlerinin dışında kalmasıdır. Bu bölgedeki değişimin vurgulanması amacıyla bu sıcaklık değerleri seçilmiştir. Ayrıca bu değerler grafiklerin çiziminde Çizelge 5.1'de verilen $s=0.877$ oranı için geçerlidir. Daha düşük s oranlarında, örnek olarak $s=0.2-0.8$ aralığında $T_{S1-REF} = 310$ (°K) ve $T_{S1-HP} = 270$ (°K) gibi sıcaklıklarda bu bölgede olma imkanı vardır. Soğutma/ısıtma yük salınımlarının dikkate alınarak yapılan sistem tasarımında bazı günler için T_{S1} sıcaklıkları I. Bölgede kalacaktır. Bu halde su giriş sıcaklıkları buradaki örnekte verildiğinden farklı olarak pratik değer sınırları içerisinde kalabilecektir.



Şekil 5.112 III. Bölge su giriş sıcaklıklarında L modül uzunluğuna bağlı bF_{max} ve β_{opt} değişimi

Şekil 5.112'de, Şekil 5.110'da III. Bölge'de gösterilen yani T_{Top} sıcaklıklarına yakın su giriş sıcaklıklarının seçilmesi halinde soğutma makinesi ve ısı pompası için L - $b.F_{max}$ eğrilerinin değişimi gösterilmiştir. Şekil 5.40'daki optimum su giriş sıcaklığına bağlı L - $b.F_{max}$ eğrileri ile karşılaştırma yapılacak olursa burada L (m) boru modülünün uzunluğunun $b.F_{max}$ üzerine etkisinin daha fazla olduğu görülür. Bir karşılaştırma için öncelikle en büyük $b.F_{max}$ değerinin olduğu $L=1$ (m) boru boyu için her iki grafikteki $b.F_{max}$ değerlerinin incelersek T_{S1-opt} su giriş sıcaklığında: soğutma makinesinde $b.F_{max}=6.83$; ısı pompasında $b.F_{max}=5.03$ değerindedir (Şekil 5.40). Şekil 5.112'de verilen su giriş sıcaklıklarında $L=1$ (m) için Soğutma makinesinde $b.F_{max}=4.81$; ısı pompasında $b.F_{max}=4.17$ değerindedir. T_{top} sıcaklığına yakın sıcaklık değerlerinin seçilmesi sadece başlangıç değerini değiştirmemektedir. Şekil 5.40'da T_{S1-opt} sıcaklığında $L=1-700$ (m) arasında $b.F_{max}$ değerindeki azalma soğutma makinesi için %6.7 ısı pompası için %4.2'dir Şekil 5.112'deki su giriş sıcaklıklarında ise bu değişim $L=1-700$ (m) arasında $b.F_{max}$ değerindeki azalma soğutma makinesi için %38.7 ısı pompası için %30.2'dir. Sonuç olarak T_{S1-opt} değerinden farklı T_{top} sıcaklığına yakın değerlerin seçilmesi halinde ne kadar kısa modül uzunluğu seçilirse seçilsin T_{S1-opt} sıcaklığındaki $b.F_{max}$ değerinden daha düşük olmakta ve L modül uzunluğunun $b.F_{max}$ üzerinde azaltıcı etkisi büyümektedir.

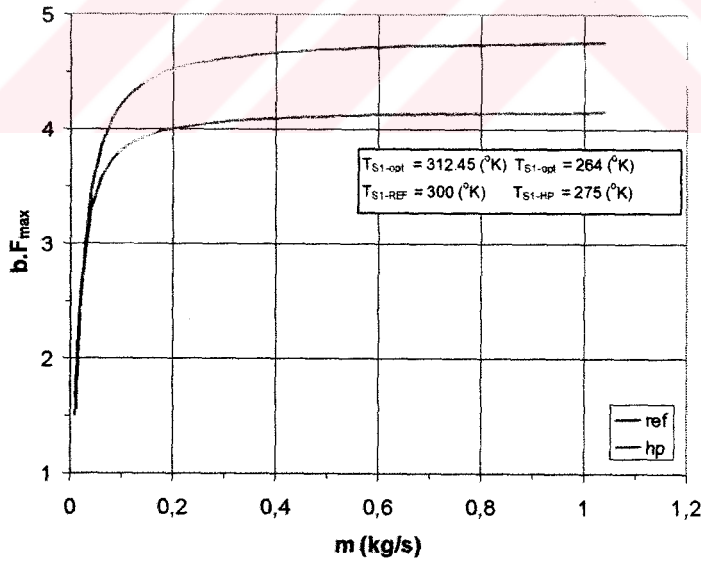
5.4.3 T_{S1} Sıcaklıklarında (m) Toprak Devresi Akışkan Debisine Bağlı Değişim Grafikleri
Tasarım değişkenlerinden toprak devresi debisi incelenirken toprak devresi akışkan debisinin $0.05 < m < 0.3$ (kg/s) aralığında seçimi tavsiye edilmiş. Bu aralıkta $b.F_{max}$ 'daki değişim soğutma makinesi için $\% \approx 2.2$ ısı pompası için $\% \approx 1.4$ olup (Şekil 5.52); sistem ekonomisi açısından bir problem teşkil etmediği; topraktan modül başına alınan ısı miktarının da $\%2,5-5$ arasında değiştiği (Şekil 5.57); bu kapasite farkının da sistemdeki küçük yük dalgalanmalarını karşılamakta kullanılabilecek bir değişken olduğu belirtilmiştir. Toprak devresi su giriş sıcaklığının (T_{S1}) optimum dışı değerlerde olmasının toprak devresi akışkan debisinin (m) sistem performansına olan etkisini de değiştirmektedir.



Şekil 5.113 $T_{S1} > T_{S1-opt}(REF)$ ve $T_{S1} < T_{S1-opt}(HP)$ durumunda, farklı m (kg/s) toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi

T_{S1-opt} değerinden büyük (REF) ve küçük (HP) su giriş sıcaklıklarındaki m- $b.F_{max}$ değişimi Şekil 5.113'de verilmiştir. Soğutma makinesi ve ısı pompası için sırasıyla $T_{S1-REF} > T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ hali için m- $b.F_{max}$ değişimi verilmiştir. Bu durumda soğutma makinesi için $m_{opt-REF} = 0.026$ (kg/s) ve ısı pompası için $m_{opt-HP} = 0.038$ (kg/s) toprak devresi akışkan debilerinde maksimum $b.F_{max}$ değeri ($b.F_{max-REF} = 5.96$ ve $b.F_{max-HP} = 4.86$) elde edilmektedir. Burada Şekil 5.111'deki optimum modül uzunluğundaki $b.F_{max}$ değerleri ve Şekil 5.113'deki optimum toprak devresi akışkan debisine (m_{opt}) karşılık gelen $b.F_{max}$ değerlerine bakacak olursak ikisinin eşit olduğunu görürüz. Burada her iki değişken için (L ve m) optimum değerler kullanıldığında elde edilecek $b.F_{max}$ değeri, ayrı ayrı optimum değerlerin kullanılması halindeki $b.F_{max}$ değerinden daha büyük olmamaktadır. Çünkü Şekil 5.111'deki L_{opt} optimum modül uzunluğu, optimum dışı toprak devresi akışkan debisindeki

($m=0.292$ [kg/s]) değeridir. Şekil 5.111'deki grafikte m_{opt} debisi kullanılması halinde L_{opt} modül uzunluğu $L=1$ (m) değerine yaklaştığı görülür. Bu sonuç daha önce dizayn değişkenlerinde anlatıldığı gibi modül uzunluğunun mümkün olduğunca kısa tutulması sonucu ile örtüşmektedir. Şekil 5.111'un açıklamasında anlatıldığı gibi seçilen toprak devresi su giriş sıcaklıkları ($T_{S1-REF}=340$ (°K) ve $T_{S1-HP}=250$ (°K)) pratik uygulama değerlerinin dışında kalmaktadır. $T_{S1-REF}>T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP}<T_{S1-opt}$ halindeki değişimin vurgulanması amacıyla bu sıcaklık değerleri seçilmiştir. Ayrıca bu değerler grafiklerin çiziminde Çizelge 5.1'de verilen $s=0.877$ oranı için geçerlidir. Daha düşük s oranlarında, örnek olarak $s=0.2-0.8$ aralığında $T_{S1-REF}=310$ (°K) ve $T_{S1-HP}=270$ (°K) gibi sıcaklıklarda $T_{S1-REF}>T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP}<T_{S1-opt}$ şartını sağlama imkanı vardır. Şekil 5.113'de ısı pompası ve soğutma makinesi için m_{opt} değerinden büyük akışkan debilerinde eğriler farklı eğimdedirler. Bu durum seçilen T_{S1-REF} ve T_{S1-HP} değerlerinin farklılığından kaynaklanmaktadır. (Örnek T_{S1-HP} daha düşük bir sıcaklık seçilmesi halinde eğriler benzer eğimlerde olacaktır.) Bununla beraber her iki sistem için ortak nokta m_{opt} değerinden daha düşük akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değerlerinde önemli azalma olmasıdır. Bu debi değerlerinin altına inilmemelidir. m_{opt} değerlerinden büyük (m) değerlerinde ise $b.F_{max}$ değeri T_{S1} sıcaklığına bağlı olarak azalmakta ancak bu azalma su giriş sıcaklığına bağlı olarak farklı oranlarda olmaktadır. Şekil 5.113'de ısı pompası için $b.F_{max}$ değerindeki azalma önemsizken, soğutma makinesi için verilen debi aralığı için $\approx\%20$ azalmıştır.



Şekil 5.114 $T_{TOP}<T_{S1}<T_{S1-opt}$ (REF) ve $T_{TOP}>T_{S1}>T_{S1-opt}$ (HP) durumunda, farklı m (kg/s) toprak devresi akışkan debilerinde $b.F_{max}$ değişimi

Şekil 5.114'de T_{Top} sıcaklıklarına yakın su giriş sıcaklıklarının seçilmesi halinde soğutma makinesi ve ısı pompası için $m-b.F_{max}$ eğrilerinin değişimi gösterilmiştir. Şekil 5.52'deki optimum su giriş sıcaklığına bağlı $m-b.F_{max}$ eğrileri ile karşılaştırma yapılacak olursak; Şekil

5.52'de $m=0.1$ (kg/s) debi değerinden daha büyük değerlerde $b.F_{max}$ değerinde önemli bir değişiklik olmamaktadır. Şekil 5.114'de ise $m=0.1-0.6$ (kg/s) debi aralığında $b.F_{max}$, soğutma makinesi için $\approx\%12$, ısı pompası için $\approx\%9$ azalma göstermiştir. T_{Top} sıcaklığına yakın değerler seçilmesindeki tek fark bu değildir. Şekil 5.52'de $m=0.1$ (kg/s) için $b.F_{max-REF}=6.79$, $b.F_{max-HP}=5$ değerlerindedir. Şekil 5.114'de $m=0.6$ (kg/s) için $b.F_{max-REF}=4.7$, $b.F_{max-HP}=4.1$ değerlerindedir. Sonuç olarak T_{S1-opt} değerinden farklı T_{top} sıcaklığına yakın değerlerin seçilmesi halinde ne kadar debi artışı yapılırsa yapılsın T_{S1-opt} sıcaklığındaki $b.F_{max}$ değerinden daha düşük olmaktadır. m toprak devresi akışkan debisinin daha büyük değerlerde olması düz boru direnç kayıplarının artmasına neden olacaktır. Bu sıcaklıklarda dikkat edilmesi gereken bir diğer durum optimum toprak devresi su giriş sıcaklığında düşük su debilerinde (örneğin $m=0.05$ (kg/s) gibi debilerde) çalışma imkanı varken (Şekil 5.52) su giriş sıcaklığının bu değerlerde olması halinde $b.F_{max}$ değerlerinde önemli düşüşler olmaktadır.

Tasarım değişkenlerinden D toprak devresi boru çapının farklı T_{S1} sıcaklıklarındaki değişiminde önemli bir değişiklik olmamaktadır. Bu sebeple burada bu değişim grafiklerine yer verilmemiştir. Ancak bu sıcaklık bölgelerindeki değişimin eğilimi açısından şunlar söylenebilir. $T_{S1-REF}>T_{S1-opt}$ ve $T_{S1-HP}<T_{S1-opt}$ hali için $D>0.05$ (m) çaplarının $b.F_{max}$ değerlerinde artış olmaktadır. T_{Top} sıcaklığına yakın bölgedeki T_{S1} sıcaklıklarında ise $D<0.05$ (m) çaplarındaki $b.F_{max}$ değerlerinde artış olmaktadır ancak her iki halde de Şekil 5.28'in açıklamasında yapıldığı gibi $D=0.05$ (m) boru çapı optimum boru çapı olup en yüksek $b.F_{max}$ değerini vermektedir.

Bu bölüme kadar yapılan T_{S1-opt} sıcaklıklarına bağlı olarak toprak niteliklerinin, dizayn değişkenlerinin ve ekonomik değişkenlerinin değişiminde ısı pompası ve soğutma makinesi grafiklerinin arasında bir eğim farkı olduğu gözlenmektedir. Bunun sebebi kabul şartlarının (T_{Top}) ve ortam şartlarının (T_H ve T_L) farklarından kaynaklandığı daha önceden belirtilmişti. Bu değerler tarafımızca değiştirilemeyen değerler olup jeolojik, iklimsel ve konfor şartlarına göre belirlenen değerlerdir. Buraya kadar yapılan yorumlar ve açıklamalarda bu T_{S1-opt} değerinin dışında T_{S1} toprak devresi su giriş sıcaklıklarının seçilmesi optimum değerlerin pratik uygulaması mümkün olmayan ya (soğutma makinesi için) çok yüksek sıcaklıklarda olması ya da (ısı pompası için) çok düşük su giriş sıcaklıklarda olmasından kaynaklanmaktadır. Su giriş sıcaklığının optimum dışı değerlerde seçilmesinin bir diğer nedeni bu çalışmanın kapsamı dışında tutulan işletme esnasındaki kapasite salınımlarına bağlı olarak su giriş sıcaklığının belirlenmesi ihtiyacıdır. Sadece soğutma makinesi olarak veya sadece ısı pompası olarak kullanılan mevsimlik sistemler için optimum dışı su giriş

sıcaklıklarının seçilmesi başlıca iki nedeni bunlardır. Ancak soğutma makinesi ve ısı pompası olarak kullanılacak yıllık sistemlerde iki sistemin birlikte vereceği maksimum $b.F_{max}$ değerine bakılması gereklidir. Bu durumda yaz ve kış işletme eğrileri arasındaki değerlerin farkı ve değişkenlerin etkilerindeki eğim farkı yıllık sistemin ekonomikliğine etki edecektir. Şekil 5.111 ve Şekil 5.112’de görüldüğü üzere seçilen T_{S1} sıcaklığı bu eğime etki etmektedir. Yaz şartlarındaki soğutma kapasitesinin daha fazla olduğu bir durumda kış şartları için modül uzunluğu (L), modül adedi (u) ve bunlara bağlı olarak buharlaştırıcı alanı (A_L) ve yoğuşturucu alanı (A_H) optimum değerlerden farklı olacaktır. Bu durumda kış şartı için aynı kurulu kapasiteler kullanıldığı için ısı pompası $b.F_{max}$ değeri de azalacaktır. Bunun tersi veya topraktaki ısı birikiminin olmaması için yapılan eş toprak devresi soğutma ve ısıtma kapasiteli hibrid sistemlerde bile bu durum geçerlidir. Bu durumda yukarıda belirtilen etkenler göz önüne alınarak yaz ve kış şartlarındaki $b.F_{max}$ değerleri karşılıklı olarak incelenmeli ve hangi mevsimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu alanları daha büyük değerlere sahip ise diğer mevsim için T_{S1-REF} veya T_{S1-HP} değerleri kurulu kapasiteye göre kontrol edilmelidir.

5.5 Öneriler

TKSM ve TKIP sistemine etki eden etmenler önem sırasına göre T_{S1} , k , k_o , s , L , m , D , a ve t olarak sıralanabilir. Hangi değişken olursa olsun bu değerlerle ilgili verilen sınır şartları dışındaki durumlarda toprak ısı değiştiricilerinin verimini arttırmak amacıyla dolgu malzemesi kullanılmalıdır.

Toprak ısı difüzivite değeri arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan ve bF_{max} değeri küçülmektedir. $a=0.01-0.1$ ($m^2/gün$) değer aralığındaki değişim sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%10.3$, ısı pompası için $\approx\%6.5$ değişmektedir. $a<0.01$ ($m^2/gün$) olması halinde ısı difüzivitenin etkisi daha artmaktadır. Bu aralıklarda, buharlaşma, yoğuşma ve toprak devresi su giriş sıcaklıklarına ısı difüzivitenin etkisi önemsenecek miktarda değildir. Isıl difüzivite değerinin $0.01-0.1$ ($m^2/gün$) değer aralığında soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt}\approx\%10$ azalma göstermektedir. Isı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt}\approx\%11$ azalma göstermektedir. Böylece modül başına iklimlendirilecek ortama transfer olan Q_{H-opt} ve ortamdan çekilen Q_{L-opt} ısıları azalmaktadır. Sonuç olarak iklimlendirme kapasitelerini karşılamak için daha fazla modül kullanılması, dolayısıyla daha fazla toprak alanı gerekli olacaktır. (Bölüm 5.1.2)

Toprak ısı iletkenlik katsayısı (k) bu değişkenler içinde en fazla etkiye sahip olanıdır. Çünkü k değerinin topraktan transfer olan ısı (Q_{top}) üzerinde büyük etkisi bulunmaktadır. Sonuç

olarak TKSM veya TKIP sisteminin ekonomikliği topraktan/toprağa olan ısı transferine bağlıdır. Toprak ısı iletkenlikleri arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan ve bF_{max} değerleri büyümektedir. $k=0.0005-0.004$ (kW/m²K) değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%161$, ısı pompası için $\approx\%85$ artmaktadır. Bu aralıkta yoğuşma, buharlaşma, ve toprak devresi su giriş sıcaklıklarında da büyük değişiklik gözlenmektedir. $k=0.0005-0.001$ (kW/m²K) değer aralığında bu sistemlerin gerek bF_{max} değerlerindeki düşüş, gerekse optimum sıcaklıklarının uygulama zorluğu nedeniyle bu aralıkta ve daha düşük aralıklarda (backfill) dolgu malzemesi kullanılması gereklidir. Aksi takdirde bu TKIP ve TKSM sistemlerinin konvansiyonel sistemlerle rekabet yeteneği bulunmamaktadır. k katsayısının artmasıyla Q_{H-opt} ve Q_{L-opt} ısıları artmaktadır. Yukarıda verilen k değer aralığında soğutma makinesi için $\Delta Q_{L-opt}\approx\%204$ artış göstermektedir. Isı pompası için bu değer aralığında $\Delta Q_{H-opt}\approx\%185$ artış göstermektedir. Sonuç olarak aynı soğutma veya ısıtma kapasitesi için k değerindeki büyüme gerekli toprak saha alanı azaltacaktır. Ancak bu çalışmada etkilenmemiş toprak sıcaklığı ve buna bağlı olarak modüller arası mesafe hesabı yapılmamıştır. Bu sebeple soğutma ve ısıtma kapasitelerindeki bu artışın saha alanında ters orantılı olarak gerekli saha alanına etkisi bu kriterin modellemeye eklenmesiyle daha belirginleşecektir. (Bölüm 5.1.2)

Düz boru direnç kayıpları göz önüne alınmaksızın $D=0.05$ (m) çapı her iki sistemde de maksimum bF_{max} değerlerini vermiştir. Aynı şekilde buharlaşma, yoğuşma ve toprak devresi giriş sıcaklıkları bu çap değerinde en uygun sıcaklık değerindedir. Fakat bu değişimler büyük miktarlarda değildir. Yine de düz boru dirençlerinin hesaba katılması durumunda boru çapına bağlı sistem değişkenlerindeki bu farklar artacaktır. Boru çapının artmasıyla soğutma ve ısıtma kapasiteleri artmaktadır. Böylece daha az toprak alanına ihtiyaç duyulacaktır. Aynı şekilde boru çapının optimum boru çapı değerinden ($D=0.05$ [m]) fazla olması durumunda bF_{max} değerindeki azalmaya karşın soğutma ve ısıtma kapasitelerinde $\%20$ 'lere varan artış miktarları daha büyük boru çaplarında göz önünde bulundurulması gerektiğini işaret etmektedir. Ancak bu çalışmada etkilenmemiş toprak sıcaklığı ve buna bağlı olarak modüller arası mesafe hesabı yapılmamıştır. Bu sebeple soğutma ve ısıtma kapasitelerindeki bu artışın saha alanında ters orantılı olarak gerekli saha alanına etkisi bu kriterin modellemeye eklenmesiyle daha belirginleşecektir. (Bölüm 5.2.1)

Toprak devresi modül uzunluğunun artmasıyla bF_{max} değeri azalmaktadır. Ancak bu artış büyük miktarlarda değildir. Toprak devresi modül uzunluğunun $L=50-800$ (m) uzunluk değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx\%8.2$, ısı pompası için \approx

%5.2 değişmektedir. Bu aralıkta yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarındaki değişim miktarları önemsenecek miktarda değildir. Ancak toprak devresi su giriş sıcaklığı modül uzunluğunun artmasıyla büyük değişim göstermektedir. Bu sebeple L modül uzunluğunun mümkün olduğunca kısa tutulması gereklidir. Modül uzunluğunun artmasıyla düz boru direnç kayıplarının artacağı düşünülürse mümkün olan en kısa modül boyuna sahip paralel sistemler kullanılmalıdır. $L=1-200$ m aralığında bF_{max} ve β_{opt} değerlerindeki sistem tasarımını etkileyecek bir değişiklik bulunmamaktadır $\Delta bF_{REF} \approx \%0.7$, $\Delta bF_{HP} \approx \%0.4$ (Şekil 5.40) ve $\Delta \beta_{REF} \approx \%0.4$, $\Delta \beta_{REF} \approx \%0.9$ (Şekil 5.41) Düz boru direnç kaybı, T_{S1-opt} sıcaklıkları, kapasiteye ve sahanın limitlerine bağlı olarak modül sayısı gibi değerlerin etkileri dikkate alınarak modül uzunluğunu bu değer aralığında seçilmelidir. (Bölüm 5.2.2)

Toprak devresi akışkan debisi sistemdeki yük salınımlarına bağlı olarak değişim göstermesi nedeniyle en önemli değişkenlerden birisidir. Amaç fonksiyon açısından toprak devresi akışkan debisi $m=0.05$ (kg/s) değerinin üzerinde olduğunda sistem performansına etkisi önemsenmeyecek miktardadır. $m=0.05-0.3$ (kg/s) değer aralığına bakacak olursak soğutma makinesi ve ısı pompası için $\Delta T_{S1-opt}=6$ (°K) olup işletme esnasında kabul edilebilir farklardır. $m=0.3-0.4$ (kg/s) değer aralığındaysa soğutma makinesi ve ısı pompası için $\Delta T_{S1-opt} = 0.15$ (°K) fark olmakta yani $m>0.3$ (kg/s) debilerde bir optimum su giriş sıcaklıklarında bir değişiklik görülmemektedir. Dolayısıyla $m<0.3$ (kg/s) olmalıdır. Sonuç olarak toprak devresi akışkan debisi $0.05<m<0.3$ (kg/s) aralığında olmalıdır. Bu değer altında sistem değişkenleri önemli olumsuz değişiklikler göstermekte ve bu değerlerin üzerinde ise önemli bir değişiklik olmamaktadır. Düz boru direnç kayıplarını dikkate aldığımızda bu toprak devresi akışkan debisinin artması istenilen bir durum olmayacaktır. (Bölüm 5.2.3)

İşletme süresine bağlı optimum değişkenlerinin $t=1-150$ gün içerisindeki değişimin %70'i ilk 40 gün içerisinde olmaktadır. Tasarım yaparken işletme sürelerinin 90-150 gün arasında ve bu hesaplamaadaki hatalarında az miktarlarda olabileceği düşünülürse t işletme zamanının etkisi sistem tasarımında büyük değişiklikler yaratmamaktadır. (Bölüm 5.2.4)

s oranı k toprak ısı iletkenliği ve k_o oranından sonra termoekonomik optimizasyon değişkenlerini etkileyen en önemli değişkendir. s oranı arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$, $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan ve bF_{max} değerleri küçülmektedir. $s=1-1.6$ değer aralığındaki değişimi sonucunda bF_{max} soğutma makinesi için $\approx \%23$, ısı pompası için $\approx \%14$ azalmaktadır. Hafriyat maliyetinin buharlaştırıcı/yoğuşturucu maliyetinden daha düşük olması halinde Şekil 5.78'de $s=0.4 - 1$ aralığında değişimi için bF_{max} soğutma makinesi için $\approx \%31$,

ısı pompası için $\approx \%20$ azalmaktadır. $s=0$ hali sistemin maksimum ulaşabileceği ekonomik değer sınırlarını göstermesi açısından önemlidir. Ancak burada soğutma makinesi için verilen örnekte olduğu gibi $T_L > T_{Top}$ olması halinde $s=0$ değeri için optimum çalışma sıcaklıkları mevcut olsa bile optimum dışı değerlerde sistemin devre dışı kalması söz konusudur. Bu sebeple bu gibi durumlarda s_{app} oranı alt uygulama oranı olarak seçilmeli ve bu değer altında alternatif sistemler düşünülmelidir. $s < 1$ oranlarında buharlaşma, yoğuşma ve toprak devresi su giriş sıcaklıklarındaki değişiklikler uygulamaya açısından bir problem teşkil etmemekle beraber $s > 1$ oranlarında toprak devresi su giriş sıcaklıklarının optimum dışı değerlerde kullanılması gerekebilmektedir. s oranının artmasıyla sistemlerin soğutma ve ısıtma kapasiteleri artmaktadır. Bu sebeple s oranının artmasıyla gerekli toprak alanı azalacaktır. Ancak bF_{max} değerindeki azalmadan dolayı s oranının küçük değerlerde olması tercih edilir. Çünkü $s < 1$ oranlarında hafriyat maliyeti azalmaktadır. Bu sebeple birim modülden alınan ısı, dolayısıyla soğutma ve ısıtma kapasiteleri, gerekli toprak alanını büyütmeden daha derin hendekler kullanılarak (T_{top}) sıcaklıklarındaki değişikliklerle artırılabilir. (Bölüm 5.3.1)

k_o oranı (k) toprak ısı iletkenliğinden sonra TKSM ve TKIP sistemlerini etkileyen en önemli değişkendir. k_o oranı arttıkça $\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğrilerinin kapladıkları alan ve bF_{max} değerleri küçülmekte ve sistemler daha küçük performans katsayısı aralığında çalışmaktadır. k_o oranı sistemin karakteristiğini belirleyici bir değişkendir. $k_o=0$ için (1.1)'deki ideal carnot değerlerine ulaşılmaktadır. Ancak bu durumda sistemden transfer edilen ısılar sıfır olmaktadır. Burada ele alınan örnekteki gibi $T_L > T_{Top}$ halinde soğutma makinesi için k_{o-opt} ve k_{o-app} olmak üzere iki alt sınır değeri tanımlanmalıdır. k_{o-opt} optimum şartlarda sistemin çalışabileceği alt k_o oranını, k_{o-app} optimum dışı şartlarda sistemin çalışabileceği alt k_o oranını belirtmektedir. Bir sistemin tasarımında öncelikle bu değerlerin incelenmesi ve bu sınır değerlerin altında olup olmadığı kontrol edilmelidir. k_o oranının artmasıyla buharlaşma, yoğuşma ve toprak devresi su giriş sıcaklıkları uygulama kritereri açısından olumsuz etkilenmektedir. Bu sebeple k_o oranının değerine göre bu sıcaklıklar kontrol edilmeli uygulama değerlerinin dışında kalan hallerde ya optimum dışı su giriş sıcaklıkları kullanılmalı ya da dolgu malzemesi kullanılmalıdır. (Bölüm 5.3.2)

Optimum dışı su giriş sıcaklıklarının seçiminde soğutma makinesi için: $T_{Top} < T_{S1-REF} < T_{S1-opt}$ aralığında bF_{max} değerindeki düşüş, $T_{S1-REF} > T_{S1-opt}$ olduğu alanda ise β_{REF} değer aralığındaki düşük seçim kısıtı olarak alınmalıdır. Isı pompası için $T_{Top} > T_{S1-HP} > T_{S1-opt}$ aralığında bF_{max} değerindeki düşüş, $T_{S1-HP} < T_{S1-opt}$ değerlerinde ise β_{HP} çalışma aralığındaki düşüş toprak

devresi su giriş sıcaklığı seçim kısıtı olarak alınmalıdır.

Optimum dışı su giriş sıcaklıkları tüm değişkenlerin (k, a, D, m, L, t, s, k_o) sisteme olan etkilerini olumsuz yönde değiştirmektedir. Ancak bu değişim D, m, L değişkenleri dışında optimum su giriş sıcaklıklarında verilen genel karakterstik aynı kalmaktadır. Genel karakteristiği değişen D, m ve L değişkenlerinin değişim grafiklerinde yorumlar belirlenen toprak devresi su giriş sıcaklığına bağlı olması nedeniyle geneli kapsayan bir sonuç verilmemiştir. Bu sebeple optimum dışı su giriş sıcaklıklarında L modül boyunun I. II. ve III. Bölge halleri, toprak devresi akışkan debisinin optimum üstü (veya ısı pompası için altı) değerlerindeki karakteristik farklılıklar değişken çalışma şartlarında göz önünde bulundurulmalıdır. (Bölüm 5.4.1, 5.4.2 ve 5.4.3)

Her sistem tasarımında buradaki kabul değerlerinden farklı değerlerle karşılaşılacağı aşikardır. Bu kabul değerlerinden k, a, D, m, L, t, s, k_o ve T_{S1} değerlerinin farklı değerler alması halinde sisteme olan etkileri verilmiştir. Ancak soğutulacak ortam sıcaklığı, ısıtılacak ortam sıcaklığı ve toprak sıcaklığı kabul değerleri, yukarıda açıklamaları verilen değişkenlerin yorumlarında değişikliklere yol açmaktadır. Bu sebeple bu yorumların ele alınan sistemin kabul değerlerinde değişiklikleri incelenmelidir. Zira yaz ve kış çalışma şartları için farklı toprak sıcaklık değerleri alınması, eğrilerin farklı eğimlerde olmasına, dolayısıyla ele alınan değişkenlerin (k, a, D, m, L, t, s, k_o ve T_{S1}) optimum değişkenlere olan etkilerini büyültücü/küçültücü etkisi olmaktadır. Sonuç olarak T_H , T_L ve T_{Top} değerlerine bağlı olarak bu yorumlardaki değişim miktarları incelenmelidir.

$\beta_{REF}-bF_{REF}$ ve $\beta_{HP}-bF_{HP}$ eğri grafiklerinde dikkat edilmesi gereken bir diğer husus optimum performans katsayısı öncesi ve sonrası bF_{HP} ve bF_{REF} değişimlerinin eğimidir. Kabul edilen toprak sıcaklığına bağlı olarak optimum değer sonrası bF_{HP} değerleri hızla düşmektedir. Bu gibi durumlarda işletme sırasında optimum değerden büyük ve küçük performans katsayılarında çalışacağı düşünülürse bu gibi durumlarda optimum değerlerin dışında seçilmesi sistemin sağlıklı çalışmasına yardımcı olacaktır.

Bu çalışmada yapılan bir başka kabul de toprak sıcaklığının sabit alınmasıdır. Gerçekte toprak sıcaklığı mevsimsel salınımına sahiptir. Derinliğe göre sıcaklık artmakta ve salınımı azalmaktadır. Bu sebeple bu çalışma derinlik ve değişken toprak sıcaklığına bağlı olarak düzenlenirse optimum hafriyat derinliği hesaplanabilir.

Bu çalışmanın kapsamı dışında tutulan bir diğer konu ise düz boru direnç kayıplarıdır. Boru boyuna ve toprak devresi akışkan debisine bağlı olarak düz boru direnç kayıplarının modele

ilave edilmesiyle L , m ve D değişkenlerinin optimum değerlere olan etkileri gerçeğe daha yakın hale gelecektir.

Gerekli toprak sahasının belirlenmesinde modul boyu kadar moduller arası mesafede önemlidir. Bu da etkilenmemiş toprak sıcaklığına bağlı olarak hesaplanabilir. Bu kriterin modele ilavesiyle optimum toprak alanı hesaplanabilecektir.

Yukarıda verilen sistem değişkenlerinin aldığı değerlere bağlı olarak optimum değerlerin uygulama değerleri dışında kaldığı tüm hallerde dolgu malzemesi kullanılarak olumsuzluklar önlenilecektir. Ancak bu dolgu malzemesinin getireceği ek maliyet bu durumda amaç fonksiyona ilave edilmeli ve optimum dolgu hacmi belirlenmelidir.

Isı pompası için su giriş sıcaklıkları antifiriz kullanılmasını gerektirmektedir. Ancak antifiriz hem akışkan ısı kapasitesini düşürmekte hem de yatırım maliyetini arttırmaktadır. Bu sebeple kullanılacak antifiriz miktarının amaç fonksiyona dahil edilmesiyle optimum antifiriz miktarı belirlenebilecektir.

KAYNAKLAR

Ahlborn, B.ve Barnard, A. J. (1980), "Efficiency Reduction of Heat Engines due to Power Extraction", Am. J. Phys., 58: 498-499.

Angulo Brown, F. (1991), "Ecological Organization Criterion for Finite-Time Heat Engines", J. Apple Phys., 69: 7465-7469.

Ataman, H. (1985), Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarımı, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Bejan, A. (1982), Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, Wiley&Sons, New York.

Braven, K. ve Nielson, E. (1998), "Performance Prediction of a Sub-Slab Heat Exchanger for Geothermal Heat Pumps", Transactions of the ASME, Vol. 120: 282-285.

Carslaw, H.S. ve Jeager, J.C. (1959), Conduction of Heat in Solids, Claderon Press, London.

Chambadal, P. (1957), "Les Centrales Nucleaires", Armand Colin, Paris

Chen, L., Wu, C., Sun, F. (1999), "Finite Time Thermodynamic Optimization of Entropy Generation Minimization of Energy Systems", Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, Vol. 4: 327-359.

Curson, F. I., Ahlborn, B. (1975), "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", American Journal of Physics, 43: 22-24.

Çengel, Y. A. (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill&Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Diz T. (2001), Minimum Enerjili Bina Tasarımı (Toprak enerjisiyle), Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Ingersoll, L. R. ve Plass, H. J. (1955), Heat Conduction with Geological Applications, McGraw-Hill Book Company, New York.

Koyun, A. ve Diz, T. (2001a), "Toprak Isı Değiştiricilerindeki Isı Geçisi için Analitik Model", 13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 5-7 Eylül 2001, Konya.

Koyun A. ve Diz T. (2001b), "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarım Değişkenlerinin Optimizasyonu", 13. Ulusal Isı Blimi ve Tekniği Kongresi. 5-7 Eylül 2001, Konya.

Mei, V.C. (1991), "Heat Transfer of Buried Pipe for Heat Pump Application", *J. Solar Energy Eng.*, v. 113: 23-29.

Misra, A., Becker, B. R., Fricke, B.A. (1995), "A Theoretical Model of the Thermal Conductivity of Idealized Soil", *HVAC&R Research*, Vol. 1.

Novikov, I. I. (1957), "The Efficiency of Atomic Power Stations (a review)", *Atomnaya Energiya*, 11:409.

Phetteplace, G. (1995), "Optimal Design of Piping Systems for District Heating", *Crell Report*.

Rubin, M. H. (1979), "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Heat Engines", *I. Physics*, A (19): 1272-1276.

Salamon, P., ve Nitzan, A. (1981), "Finite Time Optimizations of a Newton's Law Carnot Cycle", *Journal of Chemical Physics*, 74: 3546-3560.

Sun, F., Chen, K., Chen, W. (1989), "Finite Time Thermodynamic Analysis and Evaluation for a Heat Engine with Steady-State Energy Conversion Between Two Heat reservoirs", *J. Engng. Thermal Energy Pow.*, 4:1-6.

Şahin, B., Kodal, A., Yavuz, H. (1996), "Maximum Power Density Analysis of an Endoreversible Carnot Heat Engine, Energy", *The Int. J.*, 21:1219-1225.

Şahin, B. ve Kodal, A. (1999), "Finite time thermoeconomic optimization for endoreversible refrigerators and heat pumps, Energy The Int. J.", 40: 951-960.

Yavuztürk, C. (1999), *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems*, Doktora Tezi., Oklahoma State University.

EKLER

- EK 1 TKSM ve TKIP termoeekonomik optimizasyonunda kullanılan SZT termoeekonomik optimizasyon modeli
- EK 2 TKSM ve TKIP termoeekonomik optimizasyonunda kullanılan topraktaki ısı geçişi modeli
- EK 3 T_{s1} su giriş sıcaklıklarının optimizasyonu yapılmadan, tasarım değişkeni olarak kullanılması hali için termoeekonomik optimizasyon denklemleri



EK 1 TKSM ve TKIP termoekonomik optimizasyonunda kullanılan SZT termoekonomik optimizasyon modeli

İçtetersinir soğutma makinesi ve ısı pompası için sonlu zaman termoekonomik optimizasyonu ⁽¹⁾

Bahri Şahin ^a, Ali Kodal ^b

^aYıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, Besiktaş, 80750, İstanbul, Türkiye

^bİstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak Mühendisliği Bölümü, Maslak, 80626, İstanbul, Türkiye

Özet

Bu çalışmada içtetersinir soğutma makinesi ve ısı pompası için yeni bir sonlu zaman termoekonomik optimizasyonu sunulmuştur. Optimizasyonda soğutma makinesinin soğutma yükünün ve ısı pompasının ısınma yükünün birim başına düşen toplam maliyeti objektif fonksiyonları olarak belirlenmiştir. Objektif fonksiyonlarını maksimize eden optimum performans parametreleri araştırılmıştır. Optimizasyon tekniği hem yatırım hem de enerji tüketim maliyetlerinden oluştuğu için varılan sonuçlar hem genel hem de gerçekçidir. (©) 1999 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Anahtar Kelimeler: Sonlu zaman termodinamiği, termoekonomik optimizasyon, İçtetersinir soğutma makinesi, İçtetersinir ısı pompası

Simge Listesi

- a Isı değiştiricileri yatırım maliyet değişkeni
 A Isı transfer alanı
 b_1 Kompresör ve devre elemanları için yatırım maliyet değişkeni
 b_2 Enerji tüketimi maliyet değişkeni
 b $b_1 + b_2$
 C Maliyet
 F Amaç fonksiyon
 k a/b
 ncu milli para birimi
 \dot{Q} Isı transfer miktarı
 S Entropi
 T Sıcaklık
 \dot{W} İş girdisi
 U Toplam ısı transfer katsayısı

Grek alfabesi

- β performans katsayısı

İndisler

- C Carnot
 e enerji tüketimi
 H Isı çukuru

⁽¹⁾(Energy Conversion&Management 40 (1999) 951-960) "Finite time thermoeconomic optimization for endoreversible refrigerators and heat pumps" adlı makalenin çevirisi. (Çev: M. Emre Başaran)

hp	Isı pompası
i	Yatırım
L	Isı kaynağı
max	maksimum
ref	soğutma makinesi
X	sıcak akışkan tarafı
Y	soğuk akışkan tarafı

Üst indisler

* optimum şartlar

1. Giriş

Tersinir Carnot çevriminin performans katsayısı, soğutma makinesi ve ısı pompası için bir üst limittir. Klasik termodinamiğe göre, tersinir soğutma makinesi ve ısı pompasının performans katsayısı sırasıyla şu şekildedir:

$$(\beta_{ref})_C = T_L / (T_H - T_L), \quad (\beta_{hp})_C = T_H / (T_H - T_L) \quad (1)$$

T_H ve T_L sırasıyla ısı çukuru ve ısı kaynağı sıcaklığıdır. Isı çukuru ve ısı kaynağı sıcaklığı, soğutma makinesi ve ısı pompası uygulamalarında farklılık gösterir, öyle ki soğutma makinesinde ısı çukuru genelde çevredir ve ısı kaynağı ise soğutulan alandır. Öte yandan, ısı pompaları için, ısı çukuru ısıtılan alan ve ısı kaynağı çevredir.

Denklem (1) deki performans katsayılarına ancak termodinamik dengenin gerektirdiği sonsuz yavaş proseslerle ulaşılabilir. Bu yüzden, sonlu ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricileri kullanarak belirli miktardaki bir soğutma yüküne (\dot{Q}_L) yada ısıtma yüküne (\dot{Q}_H) ulaşmak mümkün değildir, ör.

$$\dot{Q}_L = 0, \quad \dot{Q}_H = 0 \quad \text{için} \quad 0 < A < \infty. \quad (2)$$

Eğer belirli bir miktarda ısıtma ve soğutma yükü gerekiyorsa, gerekli olan ısı değiştirici alanı sonsuz, olmalıdır. ör.

$$A \rightarrow \infty \quad \text{için} \quad \dot{Q}_L > 0 \quad \text{veya} \quad \dot{Q}_H > 0. \quad (3)$$

Bu durumda, Denklem (1)'de verilmiş olan performans katsayılarının büyük bir önemi yoktur ve gerçek soğutma makinesi ve ısı pompası performansları için yanlış bir rehberdir. Chambadal, Novikov ve Curzon ve Ahlborn, sonlu zaman ısı transferini hesaba katarak, tersinir Carnot çevrimini içtentsinir Carnot çevrimine geliştirmişlerdir ve böylelikle sonlu zaman termodinamiği doğmuştur ve gerçek ısı makinesi performansları için daha gerçekçi limitler belirlenmiştir. Bu araştırmacılar, içtentsinir ısı makinesi modelleri için güç performans analizleri uygulamışlardır ve maksimum güç çıkışındaki verimi bulmuşlardır. Güç maksimizasyonu dışında, Wu [4, 5], Chen ve Wu [6] ve Chen et al. [7] belirli güç çıktısını maksimize etmişlerdir. Bejan [8] entropi üretimi minimize metodunu geliştirmiş, Şahin ve ark. [9-12] güç yoğunluğu ve sonlu zaman termodinamiği kullanarak bir enerji maksimize metodu geliştirmiştir. Angulo-Brown [13] ısı motorlarının performans analizi için ekolojik optimizasyon kriteri önermiştir.

Sonlu zaman termodinamiği kullanılarak yapılan son çalışmalar içtentsinir ve tersinmez soğutma makineleri ve ısı pompalarının performansları üzerinde yoğunlaşmıştır [14-24]. Bu çalışmalarda, optimizasyon kriterleri amaç fonksiyon, soğutma yükü, performans

katsayısı, toplam ısı transfer alanı ve belirli soğutma yüküdür. Wu [15] ve Chiou ve ark. [16] soğutma makinesinin belirli bir soğutma yükü için belirlenmiş soğutma kapasitesini optimize etmiştir. Chen ve Wu [17] ısı transfer alanlarının belirli bir soğutma yükündeki (ısı transfer alanı başına soğutma yükü) performans katsayısını optimize etmiştir ve ısı transfer alanlarının optimal dağıtımını tartışmıştır. Ayrıca Chen [18] belirli bir ısıtma yükü için performans katsayısını kısıt olarak alarak içtensinir ısı pompasının minimum ısı transfer alanını incelemiştir.

Yukarıdaki çalışmalardan da anlaşılacağı üzere, ısı pompası ve soğutma makinesinin performans optimizasyonu için seçilmiş olan fonksiyonlar yeterli değildir. Bazı çalışmalarda, performans karakteristiklerinden biri optimizasyon fonksiyonu olarak alınmışken diğer hepsi sabit olarak alınmıştır. Toplam ısı transfer alanı yatırım maliyetini, performans katsayısı da enerji tüketim maliyetini etkiler. Isı transfer alanının optimize eden çalışmalar yatırım maliyetini hesaba katarken enerji tüketim maliyetini katmazlar ve performans katsayısını optimize eden çalışmalar enerji tüketim maliyetini incelerken yatırım maliyetini incelemez. Toplam bir optimizasyon için, optimize edilmek istenen fonksiyon hem performans katsayısını hem de toplam ısı transfer alanını incelemelidir.

Bu çalışmada, daha gerçekçi bir optimizasyon için, içtensinir soğutma makineleri ve ısı pompaları için optimal tasarım şartlarında hem yatırım hem de enerji tüketim maliyetlerini içeren uygun fonksiyonlar önerilmiştir.

2. İçtensinir soğutma makinesi için performans optimizasyonu

İçtensinir soğutma makinesi modeli ve T - S diyagramı Şekil 1'de gösterilmiştir. Çevrim, sıcaklığı T_L olan ısı kaynağı ile sıcaklığı T_H (çevre sıcaklığı), olan ısı çukuru arasında çalışır. T_H ve T_L kaynakları arasında ısı transferi yapan akışkan sıcaklıkları sırasıyla T_x ve T_y 'dir. Isı kaynağından soğutma makinesine olan ısı transferi

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (T_L - T_Y) \quad (4)$$

U_L ve A_L sırasıyla, ısı kaynağı ve soğutma makinesi arasındaki toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştiricinin ısı transfer alanıdır. Soğutma makinesinden ısı çukuruna olan ısı transfer miktarı

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (T_X - T_H) \quad (5)$$

U_H ve A_H sırasıyla ısı çukuru ve soğutma makinesi arasındaki toplam ısı transfer katsayısı ve ısı değiştiricisinin ısı transfer alanıdır. Termodinamiğin ilk kuralına göre soğutma makinesinde verilen iş

$$\dot{W}_H = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (6)$$

İçtensinir çevrim için termodinamiğin ikinci kuralına göre izotermal ısı alışı ve verışı sonucunda sistemde dolaşan akışkandaki entropi değişimleri:

$$\dot{Q}_H / T_X = \dot{Q}_L / T_Y \quad (7)$$

İçten tersinir Carnot soğutma makinesi için performans katsayısı (β_{ref}) şu şekilde belirlenmiştir:

$$\beta_{ref} = \dot{Q}_L / \dot{W} = T_Y (T_X - T_Y) \quad (8)$$

Hem yatırım hem de enerji tüketim maliyeti için birim maliyet için soğutma yükünün optimizasyonuna bakılır. Optimize edilecek amaç fonksiyon şu şekilde belirlenmiştir:

$$F_{ref} = \dot{Q}_L / (C_i + C_e) \quad (9)$$

C_i ve C_e sırasıyla yıllık yatırım ve enerji tüketim maliyetidir. Yatırım maliyeti olarak ısı değiştiricileri ve kompresör gibi ana sistem parçaları ele alınabilir. Isı değiştiricilerinin yatırım maliyeti toplam ısı transfer alanına orantılı olarak alınabilir. Öte yandan, kompresörün yatırım maliyeti sıkıştırma kapasitesine ya da gerekli olan güç girdisine orantılı olarak alınmıştır. Böylelikle yıllık yatırım maliyeti aşağıdaki şekildedir:

$$C_i = a (A_H + A_L) + b_1 \dot{W} = a (A_H + A_L) + b_1 (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (10)$$

Isı değiştiricilerinin yatırım maliyetinin orantı katsayısı a , yatırım amortisman faktörü çarpı birim ısı transfer alanı başına olan yatırım maliyetidir ve birimi $ncu/(yıl m^2)$. Kompresör ve devre elemanları b_1 yatırım maliyet orantı katsayısı, yatırım amortisman faktörü çarpı birim güç başına olan yatırım maliyetidir ve boyutu $ncu/(yıl kW)$. Birim ncu , ulusal para birimini simgeler. İlk yatırım maliyeti, yatırım amortisman faktörü kullanılarak yıllık ödemelere dönüştürülür. [25, 26]. Yıllık enerji tüketim maliyeti güç girdisiyle orantılıdır. ör.

$$C_e = b_2 \dot{W} = b_2 (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \quad (11)$$

burada b_2 yıllık çalışma saati çarpı birim enerji maliyetine eşittir ve birimi $ncu/(yıl kW)$, Denklem (10) ve (11) denklem (9)'da yerine konulursa:

$$F_{ref} = \dot{Q}_H / \left[a (A_H + A_L) + b (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right] \quad (12)$$

burada $b = b_1 + b_2$. Denklem (4), (5) ve (7)'yi denklem (12)'de kullanılacak olursak:

$$F_{ref} = \left\{ 1/a \left[\left(T_x / (U_H T_\gamma (T_x - T_H)) \right) + 1 / (U_L (T_L - T_\gamma)) \right] + b (T_x / T_\gamma - 1) \right\} \quad (13)$$

Denklem (13)'de verilen amaç fonksiyonun, denklem (8)'de verilen soğutma makinesi performans katsayısı değerine bağlı olarak değişimi, farklı $k = a/b$ değerleri (ekonomik değişken) için, şekil 2'de görüldüğü gibi grafikler halinde verilebilir. Şekilden görüleceği gibi, objektif fonksiyonunu k 'ya göre maksimize eden bir β_{ref} değeri vardır. Böylece Denklem (13) T_x ve T_γ ye göre maksimize edilebilir. Sonuçlar aşağıdaki şekildedir.

$$T_x^* = T_H + \sqrt{a T_H / b U_H} \quad (14)$$

$$T_\gamma^* = T_L / \left[1 + \sqrt{U_H / U_L} \left(1 + \sqrt{b U_H T_H / a} \right)^{-1} \right] \quad (15)$$

Denklem (14) ve (15) denklem (13)'de kullanılırsa

$$(F_{ref})_{max} = 1 / \left\{ \left[a / (U_H T_L) \right] \left[1 + \sqrt{U_H / U_L} + \sqrt{b U_H T_L / a} \right]^2 - b \right\} \quad (16)$$

ve optimum performans katsayısı

$$\beta_{ref}^* = T_L / \left[T_H + \sqrt{a T_H / b} \left(1/\sqrt{U_H} + 1/\sqrt{U_L} \right) - T_L \right] \quad (17)$$

ve optimum haldeki ısı değiştirici oranı da şu şekildedir

$$(A_H / A_L)^* = \sqrt{U_L / U_H} \quad (18)$$

3. İçtentesinir ısı pompası için performans optimizasyonu

Şekil 1 de verilmiş olan içten tersinmeli soğutma pompası modeli ve $T-S$ diyagramı şematik olarak içten tersinmeli ısı pompası için de geçerlidir. Ancak bu sefer T_H ısıtılacak ortam sıcaklığı ve T_L ise çevre sıcaklığıdır. Böylece Denklemler (4)-(7) içtentesinir ısı pompası için de kullanılır. İçtentesinir ısı pompası için performans katsayısı (β_{hp}) şu şekilde tanımlanır:

$$\beta_{hp} = \dot{Q}_H / \dot{W} = T_x / (T_x - T_y) \quad (19)$$

Isı pompası için amaç fonksiyon optimizasyonu birim toplam maliyeti başına olan ısınma yükü olarak tanımlanmıştır.

$$F_{hp} = \dot{Q}_H / \left[a(A_H + A_L) + (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \right] \quad (20)$$

Denklem. (4), (5) ve (7) denklem (20)'de kullanılırsa

$$F_{hp} = 1 / \left\{ a \left[1 / (U_H (T_x - T_H)) + (T_y / (U_L T_x (T_L - T_y))) \right] + b (1 - T_y / T_x) \right\} \quad (21)$$

Denklem 19'da verilen ısıtma performans katsayısına bağlı olarak, farklı k değerleri için, denklem (21)'de verilen amaç fonksiyonun değişimi, Şekil 3'de verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi, amaç fonksiyonu verilen her k değeri için maksimize eden bir β_{hp} değeri vardır. Bu durumda Denklem (21) T_x ve T_y değerlerine göre maksimize edilebilir. Sonuçlar şu şekildedir.

$$T_x^* = T_H / \left[1 - \sqrt{U_L / U_H} \left(\sqrt{b U_L T_L / a} - 1 \right)^{-1} \right] \quad (22)$$

$$T_y^* = T_L - \sqrt{a T_L / b U_L} \quad (23)$$

Denklem (22) ve (23) denklem (21)'de kullanılırsa:

$$(F_{hp})_{\max} = 1 / \left\{ b - [a / (U_L T_H)] \left[\sqrt{b U_L T_L / a} - 1 - \sqrt{U_L / U_H} \right]^2 \right\} \quad (24)$$

ve optimum performans katsayısı:

$$\beta_{hp}^* = T_H / \left[T_H + \sqrt{a T_L / b} \left(1/\sqrt{U_H} + 1/\sqrt{U_L} \right) - T_L \right] \quad (25)$$

optimum haldeki ısı değiştirici alanları oranı ise

$$(A_H / A_L)^* = \sqrt{U_L / U_H} \quad (26)$$

4. Tartışma

Denklem (17)'de verilen optimum soğutma makinesi performans katsayısı ve denklem (25)'de verilen optimum ısıtma performans katsayısının farklı k oranlarına bağlı olarak değişimi Şekil 4'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, k oranının azalmasıyla optimum performans katsayılarının her ikisi de artar ve $k = 0$ için Denklem (1) 'de verilen ters Carnot çevrimi performans katsayılarına eşit olur. $k = 0$ olması halinde Denklem (2) ve (3) te belirtilen şartların gerçekleşmesi nedeniyle hiç bir önemi yoktur. Gerçek uygulamalarda k her zaman sıfırdan büyüktür ve değeri ülkenin ekonomi durumuna göre belirlenmelidir.

Denklem (18) ve (26) dan görüldüğü üzere ısı değiştiricilerinin optimum alan oranları içtentsinir soğutma makinesi ve ısı pompası için aynıdır, sadece U_H ve U_L nin fonksiyonlarıdır. Ancak pratikte U_H ve U_L nin değerleri genelde soğutma makineleri ve ısı pompaları için farklıdır. Optimum durumlardaki spesifik soğutma ve ısıtma yükleri de bulunabilir. Soğutma makinesi için

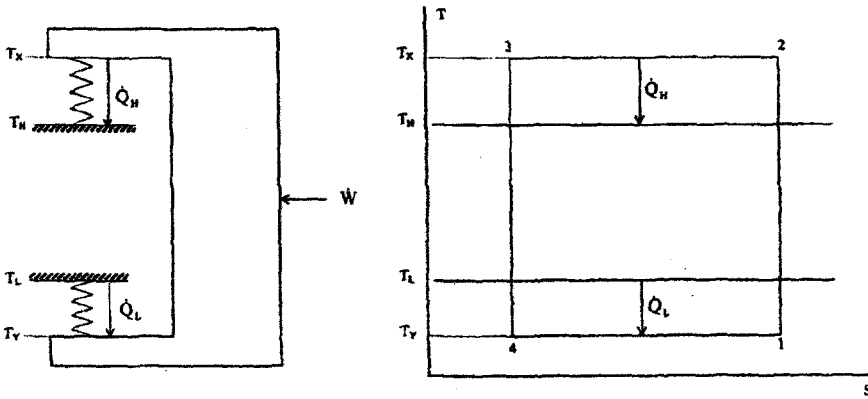
$$\left(\dot{Q}_H / A \right)_{ref}^* = U_L (T_L - T_\gamma^*) / \left(1 + \sqrt{U_L / U_H} \right) \quad (27)$$

ve ısı pompası için

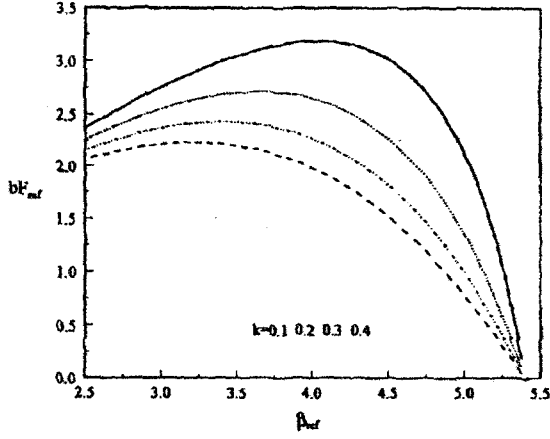
$$\left(\dot{Q}_H / A \right)_{hp}^* = U_H (T_\gamma^* - T_H) / \left(1 + \sqrt{U_H / U_L} \right) \quad (28)$$

burada toplam ısı transfer alanı A , A_H ve A_L toplamına eşittir. Denklem (27) ve (28) Denklem (15) ve (21) ile beraber değerlendirildiğinde optimumu spesifik soğutma ve ısıtma yükleri k , U_H ve U_L parametlerine bağlıdır. K 'nın spesifik soğutma ve ısıtma yükleri üzerindeki etkisi Denklem. (27) ve (28) de ve Şekil 5 'te gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere, k değerinin azalmasıyla, optimum spesifik yükler azalır. Aynı zamanda k değerinin azalması, spesifik soğutma yada ısıtma yükü için optimal toplam ısı transfer alanının artmasına neden olmaktadır. $k = 0$ olduğu özel durumda ise her iki spesifik yükler sıfır olur ve bu da ters Carnot çevrimine denktir.

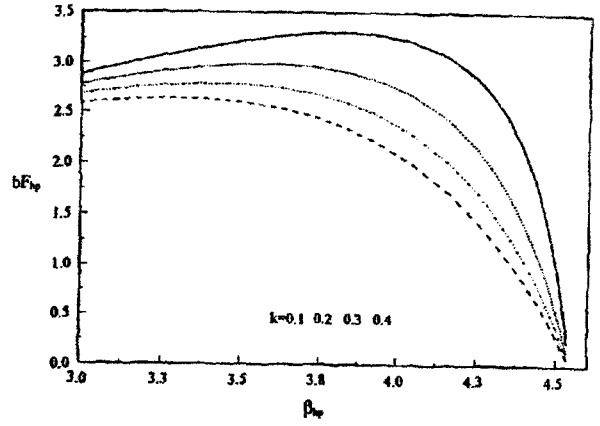
Amaç fonksiyonu maksimize etmek onun tersini minimize etmek, yani birim soğutma yada ısıtma yükü başına olan toplam maliyeti minimize etmektir. Böylelikle optimizasyon sonuçları ekonomik tasarım durumunu gösterir.



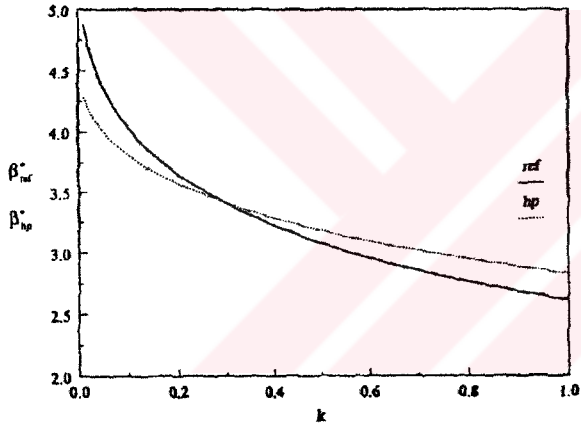
Şekil 1 İçtentsinir soğutma makinesi modeli ve T-S diagramı



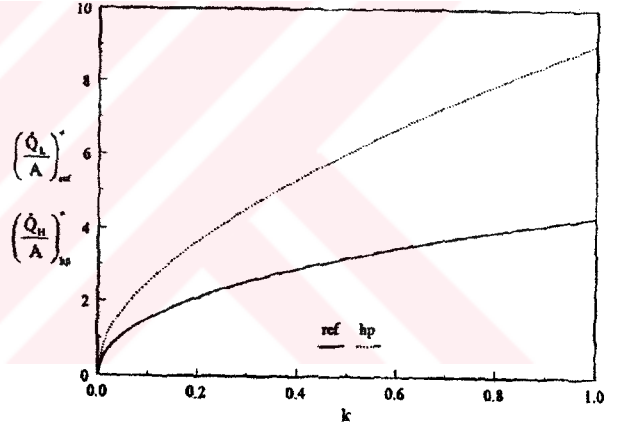
Şekil 2 Soğutma makinesi amaç fonksiyonunun farklı k değerleri için β_{ref} içtentsinir soğutma makinesi performans katsayısına göre değişimi. ($T_H=288$ K, $T_L=243$ K, $U_H=U_L=0.5$ kW/m² K)



Şekil 3. Isı pompası amaç fonksiyonunun farklı k değerleri için β_{hp} içtentsinir ısı pompası performans katsayısına göre değişimi. ($T_H=350$ K, $T_L=273$ K, $U_H=U_L=0.5$ kW/m² K).



Şekil 4 Optimum performans katsayılarının k değerine göre değişimi (soğutma makinesi için $T_H=288$ K, $T_L=243$ K ve ısı pompası için, $T_H=350$ K, $T_L=273$ K. $U_H=U_L=0.5$ kW/m² K).



Şekil 5 k değerlerine bağlı olarak spesifik soğutma ve ısıtma yüklerinin değişimi (soğutma makinesi için $T_H=288$ K, $T_L=243$ K ve ısı pompası için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K. $U_H=U_L=0.5$ kW/m² K).

EK 2 TKSM ve TKIP termoekonomik optimizasyonunda kullanılan topraktaki ısı geçişi modeli

ULIBTK'01

13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi
5-7 Eylül 2001, Konya

TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDEKİ ISI GEÇİŞİ İÇİN ANALİTİK MODEL

Mak. Yük. Müh. Timur DİZ

Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOYUN

YTÜ Makina Fakültesi
Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı
80750 Yıldız-İstanbul

ÖZET

Toprağı ısı kaynağı olarak kullanarak çalışan ısı pompası sistemlerinin en önemli bileşeni, toprağa döşenen ısı taşıyıcı borular, yani yer ısı değiştiricileridir. Bu borulardaki ısı taşıma sistemi üzerine birçok çalışma yapılmıştır (Ball, 1983). Boruların toprak altına yerleşiminde kullanılan ölçüler ve boru boyları bu tip ısıtma sisteminin en önemli karakteristiğidir ve sistemin maliyetlerini oluşturan en önemli bileşendir. Topraktan çekilmesi gereken ısı miktarını hesaplamak için teorik ve deneysel modeller geliştirilmiştir. Bu çalışmada teorik modeller ve deneysel çalışmalar incelenerek işletme zamanına bağlı olarak ısı akıları bulunmuştur. Topraktan belli bir ısı miktarını çekebilmek için gerekli boru miktarları belirlenmiştir. Genel uygulama olan, bir ya da iki paralel hattın gerekli ısıyı boru boyunu çok uzun tutarak sağlaması yerine en uygun ve çok sayıda paralel boru yerleştirmenin alt yapısı hazırlanmıştır. Böylece toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin en pahalı kısmı olan hafriyat maliyetlerinin düşürülmesi sağlanmış olacaktır.

ABSTRACT

The most important component of systems which use earth as a heat source is the pipes that are located in the underground, i.e. earth heat exchangers. Lots of studies have been conducted about heat transfer system in these kinds of pipes. The sizes and pipe lengths used for settlements of these pipes in the underground are the most significant characteristics of this type heating systems. In order to draw the heat required, theoretical and experimental models have been developed. In this study, heat flux depending on operating time have been found out observing theoretical and experimental models and studies. Depending on a certain ground depth, the number of pipes required to draw a certain amount heat from the soil has been determined. Instead of the common application which is keeping the required heat pipe length of one or two parallel lines very long, the substructure of the most proper and a great deal of pipe settlement has been prepared. Thus, the prices of expenses which is the most expensive portion of the earth source heat pump systems have been diminished.

1.GİRİŞ

Topraktan ısıtma sistemlerinde en maliyetli kısmını boru miktarı oluşturmaktadır. Bu döşenen

boru miktarına bağı olarak oluşan inşaat maliyetlerinden kaynaklanmaktadır. Bilinen birçok uygulama türünde borular bir veya iki paralel hat olarak binanın çevresindeki uygun bir boş alanda sarım oluşturacak şekilde dolaştırılmaktadır. Gerekli ısı ihtiyacı tamamen boru boynun uzunluğu ile sağlanmıştır. Oysa boru boyu uzadıkça birim boydan elde edilen ısı azalmaktadır. Amerika ve Avrupa'nın değişik yerleşim bölgelerinde kurulmuş olan birçok toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasında, sistemin tasarımı; hazırlanan küçük ölçekli tesisler üzerinde yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen bilgiler esas alınarak yapılmaktadır. Teorik çalışmalara dayalı tasarımlar (Ball, 1983) ise daha karmaşık, kabuller içeren, sürekli rejim veya zamana bağı modellerden biri kullanılarak tasarlanmıştır. Tasarım amaçlı yapılan modellemeler; başparmak kuralı, sürekli ve zamana bağı rejimde analitik çözüm metotları, bir, iki ve üç boyutlu sonlu fark metodu ve iki boyutlu sonlu eleman metodu üzerine kurulmuştur.

Zamana bağı modeller (Ball, 1983); zamanla değışken olan akışkan ve toprak sıcaklıklarının, en uygun tasarımın ve performansın hesaplanmasında kullanılan diğer değışkenlerin, elde edilmesini sağlar. Bu modeller, değışik çözüm yöntemlerine göre: analitik, genelleştirilmiş değışken, sonlu fark ve sonlu eleman modelleri olarak sınıflandırılabilir. Analitik modeller, zamana bağı ısı geçişi için, tek boyutlu temel ısı iletimi denkleminde faydalanır ve sabit ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı kabullerinden birini içerir.

2.TOPRAKTAKİ ISI GEÇİŞİ İLE İLGİLİ TEMEL KABULLER

Yer ISI değıştiricilerin analitik olarak tasarımı aşağıda yer alan iki farklı modelden biri esas alınarak yapılmaktadır. Yer kaynaklı ısı pompalarının tasarımında ilk olarak 1950'lerde Ingersoll, topraktan, borular vasıtasıyla ısı çekilmesinin matematiksel olarak modellenmesi üzerine çalışmış ve Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisini kullanarak topraktaki sıcaklık dağılımlarını iyi bir yaklaşıklıkla elde etmiştir. Daha sonra 1955 yılında Jeager ve Carslaw'un çalışmaları sonucu sabit yüzey sıcaklığı kabulünün temel ifadeleri elde edilmiştir

2.1 Sabit Isı Akısı Kabulü

Bu kabul için en basit teori "çizgisel kaynak teorisi "dir. Isı kaynağının çok uzun fakat çok küçük çaplı olması durumunda, ısı kaynağı "çizgisel kaynak" olarak kabul edilebilir . Buradan hareketle toprak altındaki borularda ısı geçişi bu yöntem ile incelenebilir. Kalman 1980 yılında ABD'de yaptığı (tek boyutlu) çalışmalarda, Kelvin çizgisel kaynak yöntemi üzerine modelini kurarak, bu yöntemin boru cidarındaki dirençlerin hesaplanabilmesi için uygun olduğunu analitik hesap yöntemleri ile göstermiştir. Vestal 1956 (Vestal ve Fluker 1954) yılında ABD'de yaptığı (tek boyutlu) çalışmalarda, analitik hesap yöntemleri ile, çok sayıda deneyden elde edilen dataları birbirleriyle ilişkilendirerek, g13fik çözüm yöntemi geliştirmiştir. Hadley 1949 yılında ABD'de yaptığı (tek boyutlu) çalışmalarda, birçok deneyden zamana bağı olarak elde edilen verileri birbirleriyle ilişkilendirerek bir model oluşturmuştur, Bu model ile Kelvin çizgisel kaynak yaklaşımının çok tutucu bir yaklaşım olduğunu göstermiştir.

Bu modele göre aşağıdaki eşitlik kullanılarak, çizgisel kaynaktan "r" kadar uzakta bulunan bir bölgedeki Sıcaklık değışimi; geçen ısı miktarı, zaman ve toprak özelliklerine bağı olarak hesaplanabilir. Çizgisel kaynak teorisinde; toprak özelliklerinin düzgün dağılımlı ve sabit, hesap yapılan zaman aralığında birim boydaki ısı geçişinin sabit ve ısı kaynağı çizgisel bir kaynak olduğu, (yani çok uzun ve ufak çaplı) kabulleri yapılmıştır (Ataman ,1985 ve Babür, 1986).

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi \cdot k_t} \int_{\frac{r}{2\sqrt{a_t t}}}^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (1)$$

Eşitlik(1)'de $x = r/(2\sqrt{a_t t})$ dönüşümü yapılarak, integralli ifade $I(x)$ olarak tanımlanmıştır. Dolayısıyla eşitlik (1). aşağıdaki haline dönüşür ,e ve ifade “basit çizgisel kaynak denklemi” olarak adlandırılır

$$I(x) = \int_0^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \rightarrow T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi \cdot k_t} I(x) \quad (2)$$

Integralin sonuçları tablolar halinde verilmiştir. (Ingersol ve Plass 1955)

Sabit ısı akısı için toprak sıcaklığındaki değişim bu teori ile uygun bir şekilde hesaplanabilir Normal topraklarda, özellikle 100 mm'den daha küçük ve bir günden daha uzun zaman aralıklarında basit çizgisel kaynak denklemi, pratik uygulamalar için yeterli doğrulukta sonuç verir. Bu hata verilen şartlarda %2'yi geçmez. Daha açık söylemek gerekirse, bahsedilen düşük hatalara ulaşmak için $a_t t / r^2 > 20$ kriteri sağlanmalıdır. (Ingersol ve Plass 1955)

Çizgisel kaynak denklemi, zamanın çok kısa, boru çapının çok büyük olması durumunda önemli miktarda hatalara sebep olmaktadır. Buradan yola çıkarak Jaeger bütün durumları kapsayan fakat değerlendirmesi zor bir denklem ortaya atmıştır. Sabit Q' ısı akısı modelinde, ısı geçişi yapan bir boru için, başlangıçtaki etkilenmemiş toprak sıcaklığı ile borunun yakınında veya üzerinde göz önüne alınan herhangi bir noktanın etkilenmiş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ΔT aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Delta T = \frac{Q'}{k_t} \cdot G(z, p) = \frac{2\pi \cdot r \cdot w}{k_t} \cdot G(z, p) \quad (3)$$

$$G(z, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} \frac{e^{-\beta^2 z} - 1}{J_1^2(\beta) - Y_1^2(\beta)} x [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(p\beta)Y_0(\beta)] \cdot \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (4)$$

Eşitlik (3) ve (4)'de $z = a_t t / r^2$ ve $p = R/r$ dir. (Örneğin $p=5$ değeri ele alındığı zaman, borunun merkezinden $5r$ mesafesindeki sıcaklık, ifade edilmektedir. $p=1$ değeri borunun yüzeyini ifade eder. “ r ” borunun yarıçapıdır). 100 mm çaplı bir borunun merkezinden 500 mm mesafedeki toprak sıcaklığı çizgisel kaynak denklemi ile bulunabilir . Fakat bahsedilen mesafede Jaeger integralli ile Çözümün bulunabilmesi için boru çapının 200 mm olması gerekir . Çünkü; Jaeger İntegrali $R > 10r$ olması durumunda güvenilir değildir. Dolayısıyla çizgisel kaynak metodu sayılarla fazla uğraşmadan kullanılabilir tek basit çözümdür.

2.2 Sabit Yüzey Sıcaklığı Kabulü

Sabit yüzey sıcaklığı kabulüne ait teorik alt yapı Jaeger ve Carslaw (1959)'un çalışmalarından

elde edilmiştir. Toprağın başlangıç sıcaklığından ΔT kadar düşük veya yüksek sıcaklıkta tutulan uzun bir boruda birim boyda geçen ısı miktarı Q' ve ısı akısı w zamana bağlı olarak aşağıdaki ifadelerle bulunur (Ingersoll ve Plass, 1955). Sabit yüzey sıcaklığı modelinde; Toprak özelliklerinin üniform ve sabit. hesap yapılan zaman aralığında birim boydaki ısı geçişinin değişken, borunun yüzey sıcaklığının sabit bir değerde tutulduğu kabul edilmiştir.

$$q = k_t \cdot (T_{\text{toprak}} - T_{su}) \cdot F(z) \quad (5)$$

$$w = \frac{k_t \cdot \Delta T \cdot F(z)}{2\pi \cdot r} \quad (6)$$

$$z = A_t / r^2 \rightarrow F(z) = \frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-z\beta^2}}{J_0^2(\beta) + Y_0^2(\beta)} \cdot \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (7)$$

Borunun içerisindeki akışkanın özellikleri, boru cidarından merkezine doğru farklılıklar göstermediği ve tüm kesitte akışkanın ortalama özelliklerinin hüküm sürdüğü kabul edilmiştir. Hesapların kolaylaştırılması amacıyla uzun integral işlemleri ile uğraşmak yerine z 'ye bağlı $F(z)$ değerleri kullanılmıştır.

3. GELİŞTİRİLEN HESAP YÖNTEMİ

Boru sisteminde sonsuz incelikte, bir sonlu küçük elemanı alınmıştır. Sonlu küçük elemana giren su sıcaklığı ile toprak sıcaklığı arasındaki fark sebebiyle, su dT kadar ısınacaktır ve dl boyunca elemandan ısı alınacaktır. Bu işlem boru boyunca integre edilerek dQ/dl bulunabilir. Dolayısıyla topraktan geçen ısı miktarı borunun başlangıcından daha az olacaktır. Bu sebepten ötürü, her sonlu küçük elemanı terk eden su sıcaklığındaki artış birinci elemanda ki artıştan daha azdır. Borunun direncini ihmal edilmiştir, Buna göre, 1-1,5 mm et kalınlığına haiz olan borunun sonsuz incelikte olduğunu, yani borunun içindeki ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığının borunun yüzey sıcaklığına eşit olduğunu düşünülerek, model kurulmuştur, Termodinamiğin 1. yasası uygulanarak; kontrol hacmine geçen ısı miktarı aşağıda bulunmuştur,

$$\sum Q - \sum W = \sum m_c h_c - \sum m_g h_g \quad (8)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_{S2} - T_{S1}) = q_l \cdot L \quad (9)$$

$$q_l = k \cdot (T_{\text{top}} - T_s) \cdot F(z) = k \cdot T \cdot F(z) \quad (10)$$

q_l birim boyda geçen ısı miktarı olmak şartıyla, ısı taşıyıcı akışkanın çıkış sıcaklığı aşağıda ifade edilmiştir. (Dağsöz, 1990).

$$\Delta T_s = T_{S2} - T_{S1} = \frac{q_l}{m \cdot C_p} \cdot l ; dT_s = \frac{q_l}{m \cdot C_p} \cdot dl \quad (11)$$

Isı geçişine sebebiyet veren sıcaklık farkı ($T = T_{\text{top}} - T_{su}$); toprak sıcaklığı sabit olduğundan (en

olumsuz koşullardaki sıcaklık) akışkan sıcaklığı 1° arttığında, toprakla su arasındaki sıcaklık farkı 1° azalır. ($dT = -dT_s$)

$$dT_s = -\frac{k.T.F(z)}{m.C_p} .dl = dT ; \quad -\frac{dT}{T} = \frac{k.F(z)}{m.C_p} .dl \quad (12)$$

Sınır koşullarına göre yukarıdaki eşitlik (12)' nin integrali alınır, boru boyuna bağlı olarak çıkış suyu sıcaklığı denklemi elde edilir.

$$\text{Sınır koşulları:} \quad l=0 \text{ için } T_1 = T_{S1} \Rightarrow T_{top} - T_{S1}$$

$$l=L \text{ için } T_1 = T_{S2} \Rightarrow T_{top} - T_{S2}$$

$$-\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = \frac{k.F(z)}{m.C_p} \int_0^L dL \quad (13)$$

$$T_{S2} = T_{top} - (T_{top} - T_{S1}) e^{-k.F(z)L/m.C_p} \quad (14)$$

Boru boyuna bağlı olarak çıkış suyu sıcaklığı eşitliği, sabit yüzey sıcaklığı eşitliğinde yerine yazılarak, birim boyda suya geçen ısı miktarının boru boyu ile değişimini belirten eşitlik (15) elde edildi.

$$q = k \cdot (T_{top} - T_{S1}) \cdot F(z) \cdot e^{-k.F(z)L/m.C_p} \quad (15)$$

Taralı alan dx . boyundaki boruya topraktan geçen toplam ısı miktarını verecektir . $q=y$, $L=X$, $k.(T_{top}-T_{S1}).F(z)=A$, $k.F(z)/m.C_p=B$ dönüşümleri yapılarak birim boyda geçen ısı miktarının boru boyunca değişimi eşitliği $y=Ae^{-Bx}$ haline getirilmiştir. Dolayısıyla $Alan=dQ=y.dx$ olmaktadır. $dQ = Ae^{-Bx} .dx$ diferansiyel denkleminin integrali alınarak, tüm boru boyunca geçen toplam ısı miktarı aşağıda bulunmuştur.

$$\int_0^Q dQ = \int_0^L A \cdot e^{-Bx} \cdot dx \quad (16)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_{top} - T_{S1}) \cdot \left[1 - e^{-\frac{k.F(z)L}{m.C_p}} \right] \quad (17)$$

Yukarıdaki ifade, herhangi bir t anında tüm boru boyunca çekilen toplam ısı miktarını ifade etmektedir. Sistemin toplam işletme süresince topraktan çektiği ısı miktarı aşağıda ifade edilmiştir.

$$\sum Q_i = \sum_{t=1}^{t=t} m \cdot C_p \cdot (T_{top} - T_{S1}) \cdot \left[1 - e^{-\frac{k.F(z)L}{m.C_p}} \right] \quad (18)$$

Yukarıdaki ifade de yer alan $F(z)$ değerleri;) belirli aralıklar için z değerlerine bağlı olarak ifade edilmiştir.

$$0,01 \leq z \leq 1 \text{ için } F(z) = 5,8555 \cdot z^{-0,3927}$$

$$1 \leq z \leq 100 \text{ için } F(z) = 5,8339 \cdot z^{-0,2261}$$

$$100 \leq z \leq 1000 \text{ için } F(z) = 4,1001 \cdot z^{-0,1392}$$

$$1000 \leq z \leq 25000 \text{ için } F(z) = 3,2006 \cdot z^{-0,1035}$$

Böylece $F(z)$ integraline başvurmadan birim akışkan için (18) eşitliği boru uzunluğu, akışkanın yer ısı değiştirgecine giriş sıcaklığı ve toprak derinliğine bağlı hale gelir.

$$\sum Q_i = \sum_{t=1}^{t=1} C_p \cdot (T_{top} - T_{s1}) \left[1 - e^{\frac{-k \cdot 8,8339 \cdot z^{-0,2261} \cdot L}{C_p}} \right] \quad (19)$$

4. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Sabit yüzey sıcaklığı ilkesine dayanarak oluşturulan eşitlikler vasıtasıyla; değişik durumlar göz önüne alınarak çeşitli hesaplamalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir. Eşitliklere dikkat edilirse, yer ısı değiştiricisi malzemesinin bulunan sonuçlara herhangi bir etkisinin olmadığını görülmektedir. Bunun sebebi; bu modelde, boru malzemesinin direncinin ihmal edilmesidir.

100 mm ve 25 mm çaplarındaki boruların, yüksek ısıl iletkenliğe sahip nemli, killi A toprağına ve düşük ısıl iletkenliğe sahip nemli B toprağına gömülmesi durumunda 24 saat süresince birim yüzey alanından geçen ısı miktarı hesaplanmıştır. Toprağın ilk sıcaklığının, ısı taşıyıcı akışkanın boruya giriş sıcaklığından 1°C farklı olduğu kabul edilmiştir.

A toprağının ısıl difüzivite katsayısı ve ısı iletim katsayıları; $a_t = 0,058 \text{ m}^2/\text{gün}$ ve $k_t = 2,080 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 'dir. B toprağının ısıl difüzivite katsayısı ve ısı iletim katsayıları; $a_t = 0,0296 \text{ m}^2/\text{gün}$ ve $k_t = 0,692 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 'dir.

Şekil (1a)'da zamana bağlı olarak 25mm ve 100mm çaplı bir borunun A ve B toprağına gömülmesi durumunda 180 günlük işletme zamanına bağlı olarak elde edilen ısı akıları bir grafikte gösterilmiştir. Burada, birim yüzey alanından geçen ısı miktarının zamana bağlı olarak değişimi iki farklı çap ve toprak çeşidi için gösterilmektedir.

Şekil 1a 'ya bakarak geniş zaman aralıklarında boru çapındaki büyümenin, geçen ısı miktarının azalmasına neden olduğunu, yer ısı değiştiricisinin gömüleceği toprağın özelliğinin

de geçen ısı miktarına etkisinin büyük olduğunu söyleyebiliriz. Buradan yola çıkarak, toprak özelliklerinin doğru tespit edilmesinin çok önemli olduğu vurgulanabilir. Değişik toprak tiplerinin SI birim sisteminde fiziksel özellikleri aşağıda verilmiştir (Ingersoll ve Plass, 1955).

Çizelge 1 : Toprak tipleri ve fiziksel özellikleri

Toprak Tipi	k	a
	W/m°C	m ² /gün
%43 sulu kalkerli toprak	0,71	0,015
Kuartzlı, orta derecede iyi, kuru kum	0,26	0,018
Kuartzlı kum (%8,3 nemli)	0,588	0,029
%15 nemli kumlu kil	0,92	0,031
Kuru toprak	0,17-0,35	0,018-0,027
Nemli toprak	1,38-3,46	0,045-0,089
Çamur	0,86	0,020

Yer kaynaklı ısı pompası sistemlerinde; toprakla teması sağlayarak ısı taşıyıcı akışkana sağlayarak, ısı alışverişine imkan sağlayan boru düzenleri (yani yer ısı değiştiricileri), içerisindeki ısı taşıyıcı akışkanın akış şekline göre; seri veya paralel olarak dizayn edilebilirler. Sistemin seri veya paralel olarak seçilmesi, sistem performansını, pompalama ihtiyacını ve maliyeti etkiler. Seri tipte tek bir akış yolu mevcuttur. Paralel tipte ise birkaç akış yolu mevcuttur. Her iki tasarıma ait izometrik şemalar Şekil 1e'de verilmiştir (Miles, 1994), Yer ısı değiştiricilerinin maliyetine etki eden en önemli faktör yer ısı değiştiricisinin toplam uzunluğudur. Boru maliyetlerinin artması önemsiz olmakla beraber, boru uzunluğunun artmasıyla hafriyat maliyetlerinin de artmasına ve proje maliyetlerinin kabul edilebilir sınırların dışına çıkmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla arzulanan ısı ihtiyaçlarının minimum boru uzunluğu ile karşılanması gerekmektedir.

25mm ve 100mm çaplı bir borunun A ve B toprağına gömülmesi durumunda 1 günlük işletme süresi içinde; toplam ısı geçişi, ısı akıları ve suyun yer ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığının, boru boyuna bağlı olarak değişimi grafikler halinde gösterilmiştir. Burada, elde edilen değerlerin, boru boyuna bağlı olarak değişimi iki farklı çap ve toprak çeşidi için gösterilmektedir. Suyun kütleli debisi 0,292 kg/s alınmıştır.

Şekil 1c, d ve e' de gösterilen grafiklerde 200-300m' den daha büyük boru uzunluklarında, ısı kaynağı veya kuyusuyla olan ısı alışverişlerinin verimsiz olduğu gösterilmiştir. Dolayısıyla, tek uzun bir boru ile ısı geçişinin sağlanması yerine sayıca daha fazla fakat daha kısa boruların kullanılması daha uygun olmaktadır. Dolayısıyla söz konusu uzunlukların üzerindeki yer ısı değiştiricilerinin, seri akışlı yerine, paralel akışlı olarak tasarlanmasında fayda vardır.

Yer ısı değiştiricisine giren ısı taşıyıcı akışkanın sıcaklığı, bir tasarım değişkenidir. Buna göre, yer ısı değiştiricisine giren ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığını, olabildiği kadar düşük tutmak gerektiği sonucuna varılabilir. Burada ki sınırlayıcı faktör ısı taşıyıcı akışkanın donma noktası olduğuna göre: donma noktasının biraz üzerindeki sıcaklıklardaki ısı taşıyıcı akışkan yer ısı değiştiricisine verilirse, söz konusu toprak ile boru yüzeyi (ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığı) arasındaki sıcaklık farkı en yüksek değerini alır. Buna bağlı olarak birim yüzey alanından geçen ısı miktarı da en yüksek olur. Söz konusu sıcaklık farkını arttırmanın bir diğer yolu ise

toprak sıcaklığını arttırmaktır. Isıtma sezonunda derinlik arttıkça toprak sıcaklığı artmaktadır. Dolayısıyla gömme derinliğini arttırarak ısı taşıyıcı akışkanla, toprak arasındaki sıcaklık farkı artırılabilir. Fakat gömme derinliğinin arttırılması, sistemin yatırım maliyetini arttırmaktadır. Dolayısıyla gömme derinliğinin tespitinde mutlaka bir optimizasyon çalışması yapılması gerekmektedir (Diz, T 2001). Toprağın ısı geçişine başlamadan önceki sıcaklığı ile boru girişindeki su sıcaklığı farkının değişken olduğunu farz ederek, birim yüzey alanından geçen ısı miktarının bu farklılıktan nasıl etkilendiği aşağıda incelenmiştir. Boru yüzeyi ile toprak arasındaki sıcaklık farkının $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ ve $\Delta T=4^{\circ}\text{C}$ olduğu durumlarda hesaplanan değerler için; zamana bağlı olarak değişik koşullarda bulunan ısı akıları, Şekil 2'de gösterilmiştir. (Boru çapları 25mm'dir.)

Şekil 2 'ye bakarak; toprak ile boru yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının artmasının birim yüzey alanından geçen ısı miktarını arttırdığı söylenebilir. şekillerden elde ettiğimiz bir başka sonuçta; zamanla birim yüzeyden geçen ısı miktarının azalmasıdır. Toprağın direncinin, zamana bağlı olarak artması sebebiyle: ısı geçişinin başladığı andan itibaren, eşit zaman aralıklarında, geçen ısı miktarları birbirlerinden farklı değerler alırlar. Tüm soğutma sezonu boyunca ısı pompası, gerekli olan soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için belirli bir süre çalışır. Sabit yüzey sıcaklığı kabulüne göre yapılan hesaplamalarda, belirli bir zaman aralığı dahilinde, herhangi bir " t " anında geçen ısı miktarının, bir sonraki " $t+dt$ " anında geçen ısı miktarına etkisi göz önüne alınmaktadır. Dolayısıyla bu kabule bağlı olarak tasarlanan herhangi bir sistemin, toplam çalışma süresinin sonunda, gerekli olan ısı ihtiyaçları karşılayacak şekilde, tasarlanması gerekmektedir.

ŞEKİL YAZILARI

Şekil 1 Borudaki ısı geçiş mekanizması

Şekil 1a Hesaplanan zamana bağlı ısı akısı değerlerinin mukayesesi.

Şekil 1b Seri ve paralel akışlı yer ısı değiştiricisi.

Şekil 1c Toplam geçen ısı miktarının boru boyuna bağlı olarak değişimi

Şekil 1d Birim boyda geçen ısı miktarının boru boyuna bağlı olarak değişimi

Şekil 1e Boru boyuna bağlı olarak suyun yer ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığının değişimi

Şekil 2 Hesaplanan zamana bağlı ısı akısı değerlerinin mukayesesi

SİMGE LİSTESİ:

a_t	: Toprağın ısı difüzyon katsayısı [$\text{m}^2/\text{gün}$]
t	: Zaman[h , gün]
k_t	: Toprağın ısı iletkenlik değeri [$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$]
Q'	: Birim boy için geçen ısı miktarı [W/m]
T	: Etkilenmiş toprak sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
T_o	: Etkilenmemiş toprak sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
β	: İntegral değişkeni
ΔT	: Başlangıçtaki toprak sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki fark [$^{\circ}\text{C}$]
q	: Birim boyu için geçen ısı miktarı [W/m]
w	: Birim yüzey alanı için geçen ısı miktarı [W/m^2]
r	: Borunun yarı çapı [m]
L	: Boru boyu [m]
C_p	: Özgül ısınma ısısı [$\text{J}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$]
M	: Kütleli debi [kg/s]

İNDİSLER:

S : Isı taşıyıcı akışkan "Su"
 Top : Toprak

KAYNAKLAR

Ataman, H. (1985), "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarımı" İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Babür, N. (1986), "Design and Construction of an Earth Source Heat Pump", ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans Tezi, Ankara.

Ball, D.A., Fischer, R.D ve Hodgett, D.L. (1983), "Design Methods for Ground Source Heat Pumps", ASHRAE Transactions, 89:416-440.

Carslaw, H.S. ve Jeager, J.C. (1959), Conduction of Heat in Solids, Claderon Press, London.

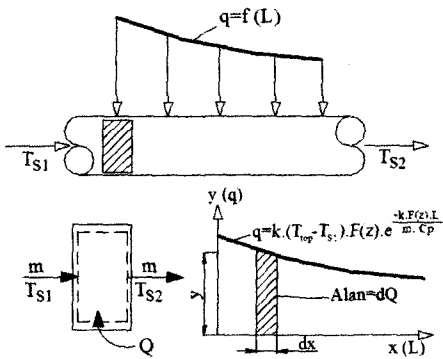
Dağsöz, A.K. (1990), Isı Geçişi, Alp Teknik Yayınları, İstanbul.

Ingersoll, L. R. ve Plass, H. J. (1955), Heat Conduction with Geological Applications, McGraw-Hill Book Company, New York.

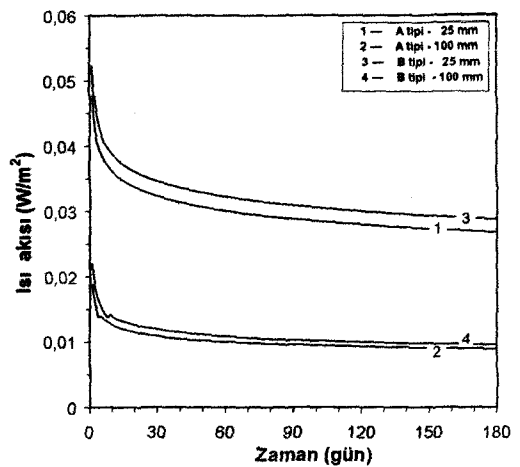
Miles, L. (1994), Heat Pumps Theory and Service, Delmar Publishers Inc. New York.

Diz, T (2001), "Minimum Enerjili Bina Tasarımı (Toprak Enerjisiyle)", YTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

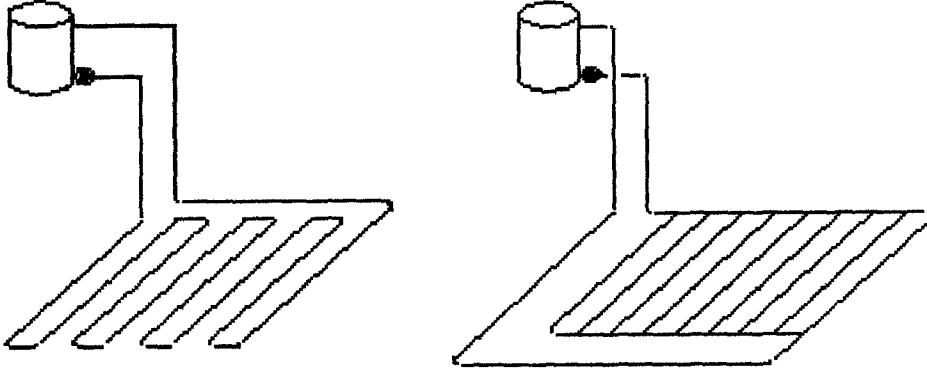
Miles, L. (1994), Heat Pumps Theory and Service, Delmar Publishers Inc. New York.



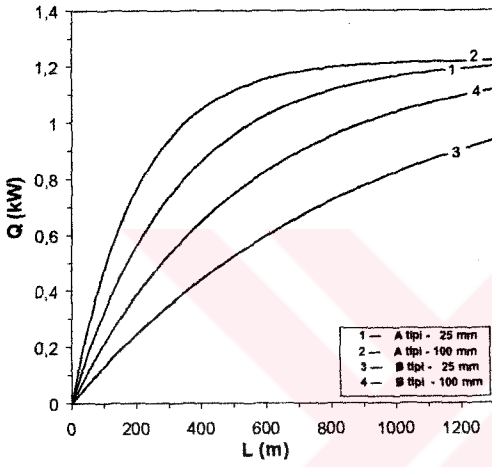
Şekil 1.



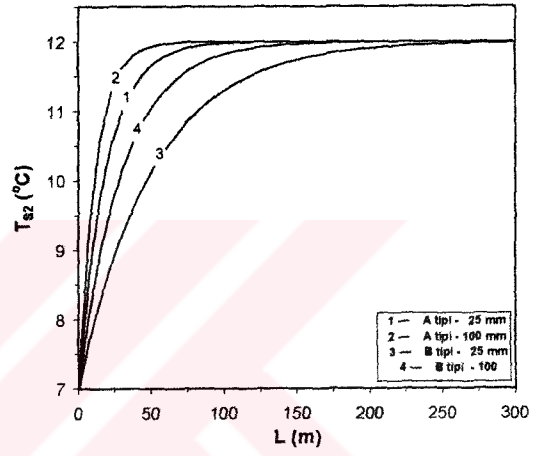
Şekil 1a.



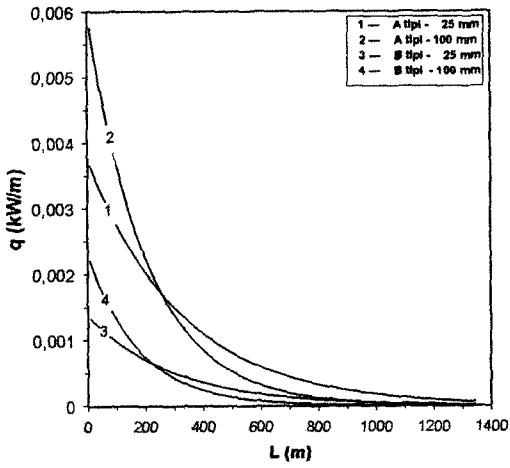
Şekil 1b.



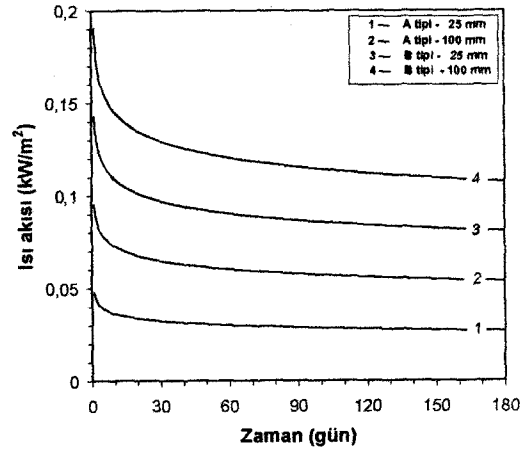
Şekil 1c.



Şekil 1e.



Şekil 1d.



Şekil 2.

EK 3 T_{S1} su giriş sıcaklıklarının optimizasyonu yapılmadan, tasarım değişkeni olarak kullanılması hali için termoeconomik optimizasyon denklemleri

Bu bölümde T_{S1} su giriş sıcaklığı optimizasyon kriteri olarak kullanılmadan tasarımcı tarafından sabit değişken olarak kullanılması hali, yani farklı T_{S1} su giriş sıcaklıklarında termoeconomik optimizasyon denklemleri verilmiştir.

Denklemler TKSM sistemi için çıkartılmıştır. TKIP sistemi optimum denklemlerinin çıkartılması için gerekli olan T_{X-opt} ve T_{Y-opt} bağıntıları verilmiştir.

İçten tersinir TKSM'de optimum dışı T_{S1} sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon

Simgesel dönüşümler:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^{n=i} T_{S1} \cdot \left(1 + e^{-\frac{k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}\right) + T_{Top} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)}{n}$$

$$B = \frac{\sum_{i=1}^{n=i} T_{S1} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}\right) - T_{Top} \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot F(z_i) \cdot L}{m \cdot C_p}}\right)}{n}$$

$$C = n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L$$

$$E = m \cdot C_p$$

Optimum Değerler

Optimum şartlarda kondensasyon sıcaklığı (T_{X-opt})

$$T_{Xopt} = \frac{A}{2} + \left[\frac{w \cdot E \cdot B \cdot A}{2 \cdot U_H \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

(1)

Optimum şartlardaki Evaporasyon sıcaklığı T_Y :

$$T_{Yopt} = \frac{T_L}{1 + \left[\left[\frac{U_L \cdot A}{2} \cdot \left(\frac{C}{E \cdot B} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^2}^{-1} \quad (2)$$

Optimum şartlarda Kondenser alanı (A_{H-opt})

$$A_{Hopt} = \left(\frac{2 \cdot E \cdot B}{w \cdot U_H \cdot A} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Optimum şartlarda Evaporatör alanı (A_{L-opt})

$$A_{Lopt} = \left(\frac{2 \cdot E \cdot B}{A \cdot U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Optimum şartlarda kondenser ve evaporatör alan oranı (A_H/A_L)

$$\frac{A_H}{A_L} = \left(\frac{U_L}{w \cdot U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

Optimum şartlarda çekilen soğutma ısısı (Q_{L-opt})

$$Q_{Lopt} = \frac{T_L \cdot \left(\frac{2 \cdot U_L \cdot E \cdot B}{A} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \left[\frac{U_L \cdot A}{2 \cdot E \cdot B} \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (6)$$

Optimum şartlarda birim alandan çekilen soğutma ısı (q_{L-opt})

$$q_{Lopt} = T_L \left[\left(\frac{C \cdot A \cdot k_o + E \cdot B \cdot A}{2 \cdot E \cdot B \cdot k_o} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{\frac{1}{(U_H)^2} + \frac{1}{(U_L \cdot w)^2}}{(U_L \cdot U_H)^2} \right] \left[\left(\frac{\frac{1}{(U_L)^2} + \frac{1}{(U_H \cdot w)^2}}{(U_L \cdot U_H \cdot w)^2} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{(\pi \cdot D \cdot L)}{\left[\left(\frac{2 \cdot E \cdot B}{A} \right)^2 \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (7)$$

Optimum şartlarda soğutma performans katsayısı (β_{REF-opt})

$$\beta_{REFopt} = T_L \left[\frac{A}{2} + \left[\frac{w \cdot A}{2 \cdot U_H \left(\frac{C}{E \cdot B} + \frac{1}{k_o} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \right] \left[\left[\frac{U_L \cdot A}{2} \cdot \left(\frac{C}{E \cdot B} + \frac{1}{k_o} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1} + 1 \right]^{-1} T_L \quad (8)$$

Optimum şartlarda amaç fonksiyon (F_{REF-opt})

$$F_{REFopt} = \left[\frac{a_L}{T_L \cdot U_H} \left[1 + \left[\frac{A \cdot U_L}{2 \cdot E \cdot B} \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right] \left[\frac{U_H}{U_L} + \frac{\left[\left(\frac{A \cdot U_H}{2 \cdot w \cdot E \cdot B} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 \right]^2}{\left[\frac{A \cdot U_L}{2 \cdot E \cdot B} \left(C + \frac{E \cdot B}{k_o} \right) \right]^2 + \left(\frac{w \cdot U_L}{U_H} \right)^2} \right]^{-1} \quad (9)$$

İçtensinir TKIP'da optimum dışı T_{s1} sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon

TKIP için sadece T_{X-opt} ve T_{Y-opt} değerleri verilmiştir. Diğer optimum bağıntıları bu iki denkleme göre çıkartılır.

Optimum buharlaşma sıcaklığı T_{Y-opt}

$$T_{Yt} = T_{Sm} - \left[\frac{w \cdot T_{Sm}}{U_L} \left[\frac{1}{k_o} - \frac{(n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L)}{Q_{Top}} \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Optimum yoğuşma sıcaklığı T_{X-opt}

$$T_{Xt} = \frac{T_H}{1 - \left[\left[U_H T_{Sm} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{n \cdot \pi \cdot D \cdot L + s \cdot h \cdot L}{Q_{Top}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{w \cdot U_H}{U_L} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-1}} \quad (11)$$

(10) ve (11)'de T_{Sm} ve Q_{Top} ısıları için, (4.1) ve (4.4)'deki eşitlikleri kullanılır.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	27.04.1974	
Doğum yeri	Çanakkale	
Lise	1985-1992 1992-1993	Çanakkale Anadolu Lisesi Colegio Marista de Cascavel – PR Brasil
Lisans	1993-1999	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000-2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
Çalıştığı kurum(lar)		
	1998-2002	Bizer Mühendislik, Ltd. Sti.

