

## Çapraz Akışlı Saptırılmış Boru Demeti Isı Değiştiricilerinin Ekonomik Optimizasyonu

Mehmet Tahir ERDİNÇ<sup>1</sup>, Alper YILMAZ<sup>\*2</sup>, Tuncay YILMAZ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
Osmaniye,

<sup>2</sup>Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Otomotiv Mühendislik Bölümü,  
Adana

Geliş tarihi: 02.06.2016

Kabul tarihi: 23.11.2016

### Öz

Çapraz akışlı saptırılmış boru demeti ısı değiştiricileri kolay temizlenebilir olmaları, hacimsel ısı transferinin büyük olması dolayısıyla ısı geri kazanımında ve kuru tip soğutma kulelerinde en çok tercih edilen ısı değiştiricilerinden biridir.

Bu çalışmada, mahal olarak Türkiye'nin 2. bölgesinden bir şehir seçilerek, ısı değiştiricisi için ilk yatırım, işletme ve toplam giderler araştırılarak ekonomik optimizasyon yapılmıştır. İlk yatırım giderlerinde pompa, vantilatör ve ısı değiştiricisi fiyatları, işletme giderlerinde pompa ve vantilatörün harcadığı elektrik enerjisi dikkate alınmıştır. Ancak işletme giderleri bugünkü değere göre belirlenmiştir. Çeşitli parametrelere göre elde edilen sonuçlar grafikler şeklinde gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çapraz akış, Saptırılmış boru demeti, Ekonomik optimizasyon

### Economic Optimization of Cross-flow Staggered Plain Tube Bank Heat Exchangers

#### Abstract

Cross-flow staggered tube bank heat exchangers are among the most commonly used heat exchangers in heat recovery systems and closed type cooling towers due to resistance to fouling and high rate of volumetric heat transfer.

In this study, initial investment cost, operating cost and total cost for economic optimization of heat exchanger is investigated in a city of 2. climatic zone of Turkey. For initial investment cost, pump, ventilator and heat exchanger prices, and for operating cost electricity consumption of pump and ventilator are taken into consideration. But present values are used for operating costs. Results to be obtained are shown graphically for different parameters.

**Keywords:** Cross-flow, Staggered tube banks, Economic optimization

---

\* Sorumlu yazar (Corresponding author): Alper YILMAZ, [alpyil@cu.edu.tr](mailto:alpyil@cu.edu.tr)

## 1. GİRİŞ

Çapraz akışlı boru demeti ısı değiştiricileri (ÇABDID) endüstrinin birçok alanında kullanılmaktadır. Isı transferinin daha iyi olmasından ve kolay temizlenebilme özelliklerinden dolayı saptırılmış boru demetleri tercih edilmektedir.

ÇABDID içinde ısı transferi kapsamlı olarak Gnielinski [1] tarafından incelenmiş ve ısı transferi için çeşitli parametreleri içeren eşitlikler verilmiştir. Bu ısı değiştiricilerinde basınç kaybı için genel eşitlikler ise Gaddis [2] tarafından elde edilmiştir.

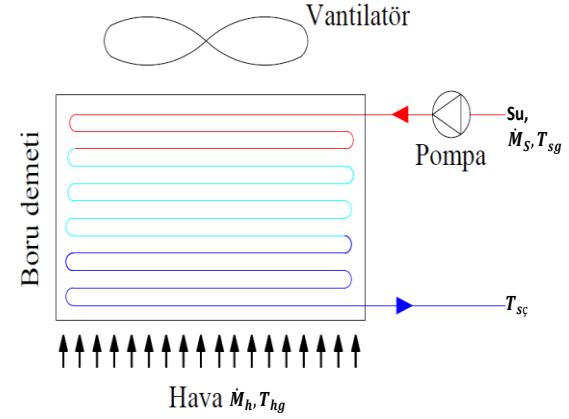
ÇABDID bilhassa kapalı yaş soğutma kulelerinde ısı değiştiricisi olarak kullanılmaktadır. Bunların modellenmesi üzerine birçok çalışma bulunmaktadır [3-6]. Ekonomik optimizasyon üzerine Caputo ve arkadaşları [7] ve Manossaldi ve arkadaşları [8] tarafından kanatçıklı borulu ısı değiştiriciler için çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar yapılırken en önemli fiyatlar ilk yatırım fiyatları ve işletme maliyetleri olup, bunlar hakkında geniş bilgi Taal ve arkadaşları [9] tarafından verilmiştir.

Bu çalışmada ÇABDID'ın ekonomik olarak optimizasyonu kanatçık içermeyen düz borular için gerçekleştirilecektir.

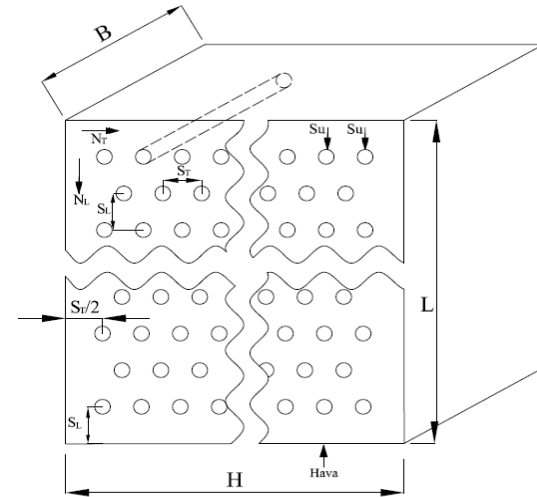
## 2. ÇAPRAZ AKIŞLI SAPTIRMALI BORU DEMETİ

Çapraz akışlı saptırmalı boru demeti ısı değiştiricisinin sistemdeki yeri Şekil 1'de gösterilmiştir. Isı değiştiricisi dışında burada  $\dot{M}_h$  debisini basan vantilatör ve  $\dot{M}_s$  debisini basan

pompa gösterilmiştir. Şekil 2'de ise boru demeti verilmiştir.



Şekil 1. Isı değiştiricisinin sistemdeki yeri



Şekil 2. Çapraz akışlı saptırmalı boru demeti

Isı değiştiricisinin borularının içinden soğutulacak su, boru dışlarından ise hava akmaktadır. Hava girişinde ısı değiştiricisinin kesit alan boyutları B ve H'dir. Isı değiştiricisinin hava akışı doğrultusunda uzunluğu da L'dir. Boru iç ve dış çapları  $d_d$  ve  $d_i$  olarak verilmektedir. Şekilden de gösterildiği gibi, akışa dik yönde boru merkezleri arasındaki mesafe  $s_T$  ve akış yönündeki mesafe ise  $s_L$ 'dir. Akışa dik yönde boru sayısı  $N_T$  ve akış yönünde ise  $N_L$ 'dir. Buna göre toplam boru sayısı

$$N=2 \cdot N_T \cdot N_L \quad (1)$$

şeklinde yazılır. Isı değiştiricisi girişindeki hava hızı

$$u_h = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot A} \quad (2)$$

olarak belirlenir. Burada  $A=B \cdot H$  ısı değiştiricisi kesit alanıdır.  $\rho_h$  hava yoğunluğu olup

$$\rho_h = \frac{P_h}{R_h \cdot T_h} \quad (3)$$

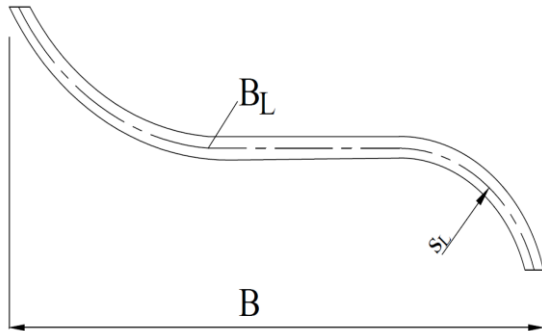
eşitliğinden hesaplanır. Burada  $P_h$  hava basıncı, ısı değiştiricisinin bulunduğu mahaldeki rakım  $H_{ma}$  verildiğinde ASHRAE [10] tarafından verilen bağıntıdan hesaplanır:

$$P_h = 101,325 \cdot \left( 1 - 2,256 \cdot \frac{H_{ma}}{100.000} \right)^{5,256} \quad (4)$$

Burada  $P_h$  kPa ve  $H_{ma}$  da m olarak birimlendirilmiştir.

Isı değiştiricisi eni  $B$  ile ısı değiştiricisi içindeki tek boru uzunluğu  $B_L$  Eşitlik 3' te gösterilmiş olup, aralarındaki ilişki aşağıda verilmiştir.

$$B_L = B + (\pi - 2) s_L \quad (5)$$



Şekil 3. B ve  $B_L$ 'nin gösterimi

### 3. ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYBININ HESAPLANMASI

$\dot{M}_{s1}$  ve  $\dot{V}_{s1}$  her kolondan akan suyun kütle ve hacimsel debileri olup, aşağıda verilmiştir:

$$\dot{M}_{s1} = \frac{\dot{M}_s}{2N_T} \quad (6)$$

$$\dot{V}_{s1} = \frac{\dot{M}_{s1}}{\rho_s} \quad (7)$$

Su kütle debisi ise transfer edilmek istenen  $\dot{Q}$  ısısından belirlenir:

$$\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}}{c_{ps}(T_{sg} - T_{sç})} \quad (8)$$

Burada  $T_{sg}$  ve  $T_{sç}$  suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları olup,  $c_{ps}$  de suyun özgül ısıdır. Boru içindeki su hızı

$$u_s = \frac{\dot{V}_{s1}}{A_i} \quad (9)$$

Bağıntısından ve boru içi kesit alanı da

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 \quad (10)$$

eşitliğinden bulunmalıdır.

Hesaplarda gerekli olacak  $Re_s$  sayısı

$$Re_s = \frac{u_s d_i}{\nu_s} \quad (11)$$

şeklinde hesaplanır. Kinematik viskozite  $\nu_s$  dahil, fiziksel özellikler suyun ortalama sıcaklığı  $T_{sm}$ 'de alınmalıdır.

$$T_{sm} = \frac{T_{sg} + T_{sç}}{2} \quad (12)$$

Boru içinden akan suyun basınç kaybı

$$\Delta P_s = \left( \zeta_y + \zeta_s \cdot \frac{L_{B1}}{d_i} \right) \cdot \frac{\rho_s u_s^2}{2} \quad (13)$$

şeklinde belirlenir.  $L_{B1}$  uzunluğu suyun bir kolonda akma uzunluğu olup

$$L_{B1} = N_L \cdot B_L \quad (14)$$

eşitliğinden bulunur.

Su tarafındaki ısı transferi katsayısı

$$h_s = Nu_s \cdot \frac{k_s}{d_i} \quad (15)$$

şeklinde hesaplanır. Burada  $k_s$  suyun ısı iletim katsayısıdır. Yerel basınç kayıp katsayısı giriş ve çıkış kayıpları dikkate alınarak  $\zeta_y = 2$  alınacaktır. Sürtünme kayıp katsayısı ve Nusselt sayısı laminar ve türbülanslı akış durumları için aşağıda verilen eşitliklerden bulunabilir [11].

$Re_i \leq 2300$  için

$$Nu_s = 3,66 + \frac{0,0677 z_s^{-1,33}}{1 + 0,1 Pr_s^{0,117} z_s^{-0,83}} \quad (16)$$

$$z_s = \frac{L_{B1}}{d_i} \frac{1}{Re_s Pr_s} \quad (17)$$

$$\xi_s = \frac{64}{Re_s} + 1,33 \quad (18)$$

$Re_s > 2300$  için

$$Nu_s = \frac{\lambda_s}{8} \frac{(Re_s - 1000) Pr_s}{1 + 12,7 (\lambda_s/8)^{1/2} (Pr_s^{2/3} - 1)} \quad (19)$$

$$\lambda_s = \frac{1}{(1,82 \log Re_s - 1,64)^2} \quad (20)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_s}} = 3,48 - 1,7372 \ln \left( \frac{\varepsilon}{d_i/2} + \frac{9,35}{Re_s \sqrt{\xi_s}} \right) \quad (21)$$

Burada  $\varepsilon$  iç borudaki bağıl pürüzlülük

$$\varepsilon = \frac{s_p}{d_i} \quad (22)$$

olup  $s_p$ 'de mutlak pürüzlülüktür.

Hava ile boru dışı arasındaki ısı transferi katsayısı

$$h_h = Nu_h \cdot \frac{k_h}{d_i} \quad (23)$$

bağıntısından bulunur.  $k_h$  havanın ısı iletim katsayısıdır.  $h_h$  Gnielinski [1] tarafından açıklanan yöntemle göre hesaplanacaktır. Bu metoda göre

$$Nu_L = 0,3 + (Nu_{L,i}^2 + Nu_{L,t}^2)^{0,5} \quad (24)$$

$$Nu_{L,i} = 0,664 Re_{V,L}^{0,5} Pr_h^{1/3} \quad (25)$$

$$Nu_{L,t} = \frac{0,037 Re_{V,L}^{0,8} Pr_h}{1 + 2,443 Re_{V,L}^{-0,1} (Pr_h^{2/3} - 1)} \quad (26)$$

$$Nu_{h,\infty} = \frac{2}{\pi} Nu_L \quad (27)$$

$$Nu_N = f_{A,N} Nu_a \quad (28)$$

$$f_{A,N} = \frac{1 + (N_L - 1) f_A}{N_L} \quad (29)$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 s_L^*} \quad (30)$$

eşitlikleriyle elde edilir.

Burada  $Re_{v,L}$  değeri

$$Re_{v,L} = \frac{\pi \left(1 - \frac{1}{s_T^*}\right)}{2 \left(1 - \frac{\pi}{4s_T^*}\right)} Re_{max} \quad (31)$$

$$Re_{max} = \frac{u_{max} d_d}{\nu} \quad (32)$$

$$Nu_h = \frac{2}{\pi} Nu_L \quad (33)$$

bağıntıları ile belirlenir. Burada ayrıca

$$s_L^* = \frac{s_L}{d_d} \quad (34)$$

$$s_T^* = \frac{s_T}{d_d} \quad (35)$$

şeklinde tarif edilmişlerdir.

Isı değıştiricisinde transfer edilen ısı

$$\dot{Q} = U \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (36)$$

olarak belirlenir. Su giriş ve çıkış sıcaklıkları ile hava giriş sıcaklığı verildiğinde, hava çıkış sıcaklığı bellidir. Bu durumda  $\Delta T_m$  ve UF değerleri

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sg} - T_{hç}) - (T_{sç} - T_{hg})}{\ln \left( \frac{(T_{sg} - T_{hç})}{(T_{sç} - T_{hg})} \right)} \quad (37)$$

$$\frac{1}{UF} = \frac{1}{\frac{1}{h_i F_i} + \frac{s_d}{k_d F_{dm}} + \frac{1}{h_h F_d}} \quad (38)$$

şeklinde bulunurlar. Ayrıca boru iç, dış ve ortalama yüzey alanları

$$F_d = N \cdot \pi \cdot d_d \cdot B_L \quad (39)$$

$$F_i = N \cdot \pi \cdot d_i \cdot B_L \quad (40)$$

$$F_m = \frac{F_d - F_i}{\ln \frac{F_d}{F_i}} \quad (41)$$

olarak belirlenir.  $u_{max}$  ile  $u_h$  arasında

$$u_{max} = \frac{s_T^*}{2(s_d^* - 1)} u_h \quad (42)$$

$$s_d^* = \left[ s_L^{*2} + (s_L^*/2)^2 \right]^{0.5} \quad (43)$$

bağıntıları geçerlidir. Hava tarafındaki basınç kaybı

$$\Delta P_h = \lambda_N N_L \frac{\rho_h u_{max}^2}{2} \quad (44)$$

bağıntısıyla hesaplanır.  $\lambda_N$  değeri de Gaddis [2] tarafından verilen eşitlikle elde edilir.

$$\lambda_h = \lambda_{hl} + \lambda_{ht} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{Re_{max} + 200}{1000} \right) \right] \quad (45)$$

$s_L^* \geq 0,5(2s_T^* + 1)^{0.5}$  için

$$\lambda_{hl} = \frac{280 \pi \left[ \left( s_L^{*0.5} - 0,6 \right)^2 + 0,75 \right]}{Re_{max} \left( 4s_L^{*2} s_T^* - \pi \right) s_T^{*1.6}} \quad (46)$$

$s_L^* < 0,5(2s_T^* + 1)^{0.5}$  için ise

$$\lambda_{hl} = \frac{280 \pi \left[ \left( s_L^{*0.5} - 0,6 \right)^2 + 0,75 \right]}{Re_{max} \left( 4s_L^{*2} s_T^* - \pi \right) c^{*1.6}} \quad (47)$$

$$c^* = \left( s_L^{*2} + s_T^{*2} / 4 \right)^{0,5} \quad (48)$$

yazılır.  $\lambda_{ht}$  ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\lambda_{ht} = \left[ 2,5 + \frac{1,2}{(s_T^* - 0,85)^{1,08}} + 0,4 \left( \frac{s_L^*}{s_T^*} - 1 \right)^3 - 0,01 \left( \frac{s_T^*}{s_L^*} - 1 \right)^3 \right] / \text{Re}_{\max}^{0,25} \quad (49)$$

#### 4. İŞLETME GİDERLERİNİN HESABI

İşletme giderleri olarak vantilatör ve pompanın harcadıkları elektrik enerjisi dikkate alınacaktır. Su pompasının işletme gideri

$$\dot{W}_s = \frac{\Delta P_s \cdot \dot{V}_s}{\eta_{pT}} \quad (50)$$

şeklinde hesaplanır.  $\eta_{pT}$  toplam pompa verimi olup; pompa, aktarma organı ve elektrik motoru verimlerini içermektedir.

Vantilatör toplam basınç kaybı

$$\Delta P_V = \Delta P_h + \xi_h \frac{\rho u_h^2}{2} \quad (51)$$

olarak belirlenir.  $\xi_h$  yerel basınç katsayısı olup, giriş ve çıkış kayıpları dikkate alınarak  $\xi_h = 2$  olarak kabul edilmiştir. Vantilatörün harcadığı güç de

$$\dot{W}_V = \frac{\Delta P_V \cdot \dot{V}_h}{\eta_{VT}} \quad (52)$$

şeklinde hesaplanmıştır.  $\eta_{VT}$  toplam vantilatör verimi olup; vantilatör, aktarma organı ve elektrik motoru verimlerini içermektedir. Toplam elektrik tüketimi

$$\dot{W} = \dot{W}_V + \dot{W}_p \quad (53)$$

şeklinde belirlenir. Yıllık harcanan elektrik tutarı FI'da

$$FI = \dot{W} \cdot YS \cdot fe / 1000 \quad (54)$$

olarak elde edilir. YS yıllık çalışma saati olup, genelde YS=8000 olarak kabul edilmektedir. fe ise elektrik birim fiyatı olup, 2016 ilk yarıyıldaki fe = 0,2 TL/kWh olarak alınabilir.

Ancak, ilk yatırım masraflarıyla karşılaştırmak için işletme masraflarının bugünkü değeri  $FI_{BD}$ 'nin bulunması gerekmektedir.  $FI_{BD}$ 'de

$$FI_{BD} = FI \cdot F_{BD} \quad (55)$$

$$F_{BD} = \frac{(1+i_r)^n - 1}{i_r \cdot (1+i_r)^n} \quad (56)$$

olarak elde edilir [12].  $i_r$  reel faiz olup, enflasyon  $i_e$  ve nominal faiz  $i_n$  den elde edilir [12]:

$$i_r = \frac{i_n + i_e}{1 + i_e} - 1 \quad (57)$$

Eşitlik 56'da n pompa ve vantilatör amortizasyon yılıdır.

#### 5. İLK YATIRIM GİDERLERİNİN HESABI

İlk yatırım fiyatı FY

$$FY = FYV + FYP + FYE \quad (58)$$

olarak, vantilatör, pompa ve ısı değiştiricisi ilk yatırım fiyatlarından oluşur. Burada ısı değiştiricisi fiyatı

$$F_{YE} = L_B \cdot f_B \cdot f_E \quad (59)$$

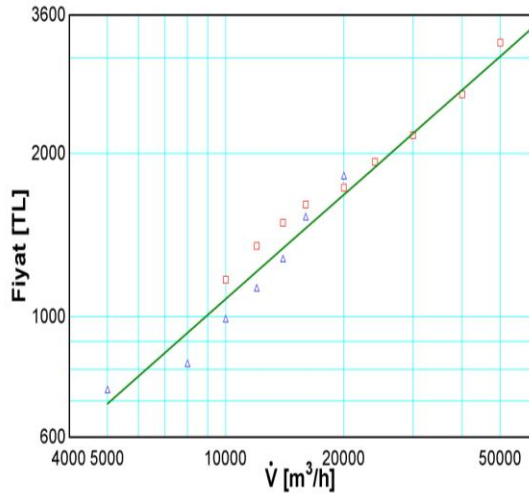
şeklinde bulunabilir. Burada da  $L_B$  ısı değiştiricisi boru uzunluğu olup

$$L_B = B_L \cdot N \quad (60)$$

olarak hesaplanır.  $f_B$  birim boru uzunluğu,  $f_E$ 'de imalat katsayısıdır. Vantilatör fiyatı  $F_{YV}$ , 2015 yılı birim fiyat listesine göre [13] şekil 4'te verilmiştir. Bu değerler eşitlik olarak

$$F_{YV} = 2,97 \cdot \dot{V}_h^{0,64} \quad (61)$$

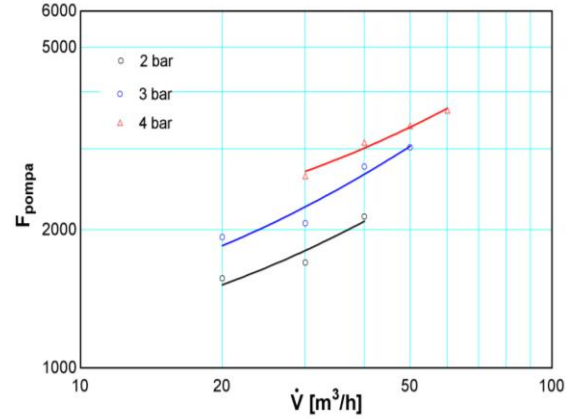
şeklinde bulunmuştur.  $F_{YV}$ , TL olarak ve  $\dot{V}_h$ 'de  $m^3/h$  olarak birimlendirilmiştir.



Şekil 4.  $F_{YV}$ 'nin değişim hızı ile değişimi

Pompa fiyatı  $F_{YP}$  yine birim fiyat listesine göre [14] şekil 5'te gösterilmiştir.  $F_{YP}$  değişim hızı ve basınçla bağlı olarak aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$F_{YP} = 255 \cdot P^{0,42} \cdot \dot{V}_p^{0,5} \quad (62)$$



Şekil 5.  $F_{YP}$ 'nin değişim hızı ve basınç ile değişimi

Pompa çıkış basıncı  $P$  bar ve pompa debisi  $\dot{V}_p$ 'de  $m^3/h$  olarak verilmektedir.  $F_{YP}$ 'de TL olarak bulunmaktadı. Toplam fiyat da

$$F_{YI_{BD}} = F_Y + F_{I_{BD}} \quad (63)$$

olarak hesaplanır.

## 6. SONUÇLAR

Hesaplarda ısı değiştiricilerde en çok kullanılan 3/4''lik çelik boru alınacak olup,  $d_d=26,9$  mm,  $d_i=21,1$  mm'dir. Mahal olarak Türkiye'de 2. Bölge seçilmiş olup, kış aylarına uygun ortalama dış sıcaklık  $T_{hg} = 1^\circ C$  alınmıştır. 2. Bölgede şehir olarak Gaziantep seçilmiş olup,  $H_{ma}=840$  m'dir. Borular eşkenar üçgen şeklinde yerleştirilmiş olup, bundan dolayı

$$s_L = \frac{\sqrt{3}}{2} s_T \quad (64)$$

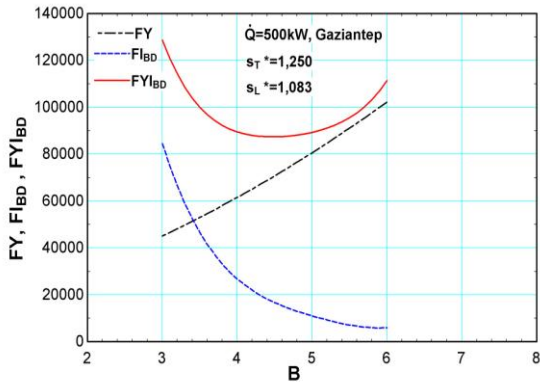
olarak alınacaktır. Isı değiştiricisi kesit alanı kare olarak kabul edilecek ve bundan dolayı

$$B = H \quad (65)$$

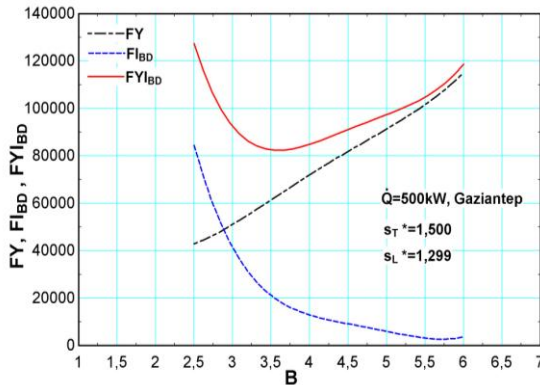
olarak hesaplar yapılacaktır. Hesaplanan ısı değiştiricisinin yoğuşturucu soğutulması için

kullanıldığı düşünülürse, su giriş ve çıkış sıcaklıkları Gaziantep için  $T_{sg} = 33^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{sç} = 28^{\circ}\text{C}$  olarak kabul edilecektir. Kullanılan borunun birim fiyatı 2016 fiyatlarıyla  $f_B=5,06$  TL/m ve  $f_E=1,5$  kabul edilmiştir. Ayrıca nominal faiz  $i_n=0,11$  ve enflasyon da  $i_e=0,07$  olarak alınacaktır. Pompa çıkış basıncının da  $P_p=2$  bar olduğu düşünölmektedir.

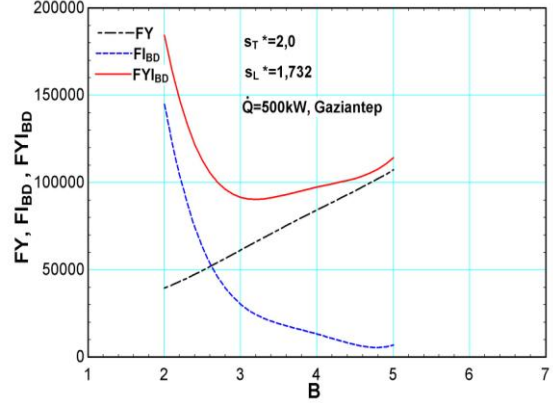
Yukarıda verilen değerler dikkate alınarak ekonomik optimizasyon için değişkenler olarak transfer edilen ısı  $\dot{Q}$ , hava kütle debisi  $\dot{M}_h$ , ve akışa dik yönde borular arası mesafe  $s_T$  alınacaktır.



Şekil 6. İlk yatırım işletme bugünkü değer ve toplam bugünkü fiyatın B ile değişimi

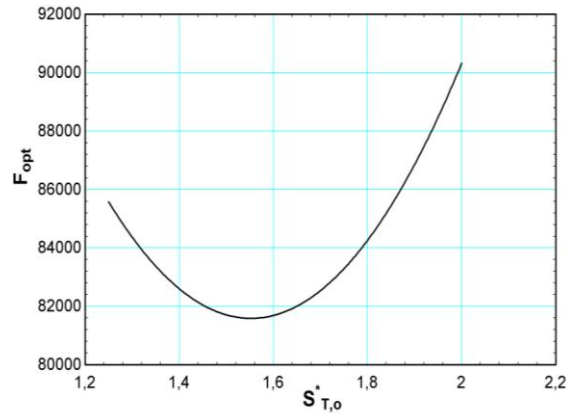


Şekil 7. İlk yatırım işletme bugünkü değer ve toplam bugünkü fiyatın B ile değişimi



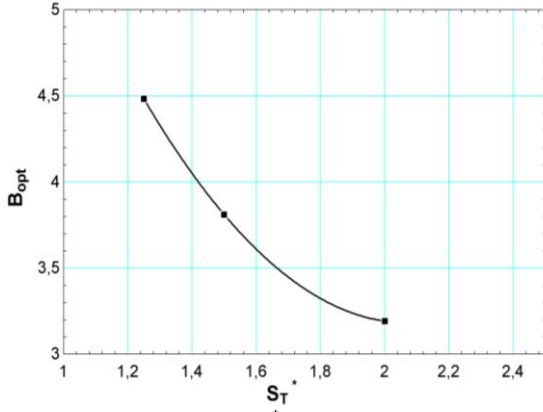
Şekil 8. İlk yatırım işletme bugünkü değer ve toplam bugünkü fiyatın B ile değişimi

Şekil 6, 7 ve 8'de ısı değiştiricisi, pompa ve vantilatörün ilk yatırım tutarı FY ile işletme masrafları bugünkü değeri ve toplam masraf bugünkü değer  $F_{IBD}$ ,  $F_{Y_{IBD}}$  ısı değiştiricisi eni B'nin fonksiyonu olarak verilmiştir. İlk yatırım masrafları B ile artarken işletme masrafları da azalmaktadır. Ancak belirli bir B değerinde toplam masraf en küçük değere erişmekte olup, bu değer ısı değiştiricisinin optimum ekonomik değeridir. Bu üç diyagramda  $s_T^*$  değeri sırasıyla 1,25, 1,50 ve 2,00 olarak alınmıştır. Optimum ısı değiştiricisi eni  $B_{opt}$  ve optimum toplam bugünkü fiyat da  $F_{opt}$  olarak gösterilirse, bunlar  $s_{T,o}^*$ 'un fonksiyonu olarak Şekil 9 ve 10 verilmiştir.



Şekil 9.  $F_{opt}$  değerinin  $s_{T,o}^*$  ile değişimi

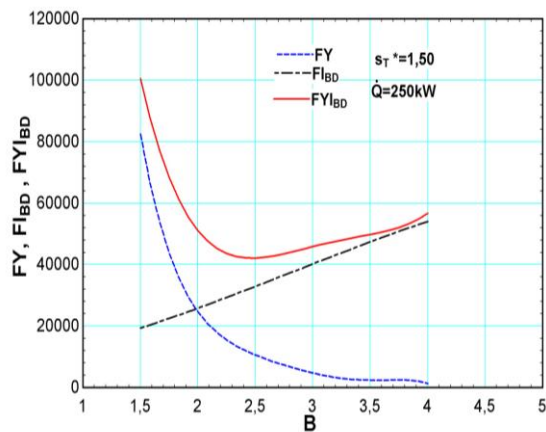




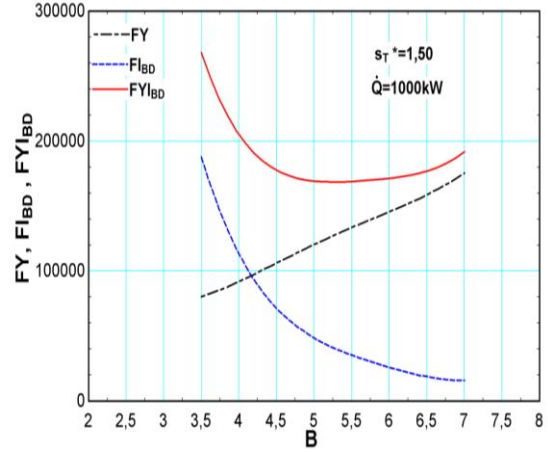
Şekil 10.  $B_{opt}$  değerinin  $s_{T,o}^*$  ile değişimi

Şekil 9'dan görüleceği gibi  $F_{opt}$  değeri  $s_{T,o}^*$  ile önce artmakta olup, yaklaşık  $s_{T,o}^* = 1,55$ 'te en küçük olmaktadır. Buna karşı  $B_{opt}$  değeri  $s_{T,o}^*$  ile düşmektedir. Bunun nedeni  $s_{T,o}^*$  küçüldüğünde basınç kayıpları hızla artmakta, bu artışı telafi etmek için ise  $B_{opt}$  düşmektedir.

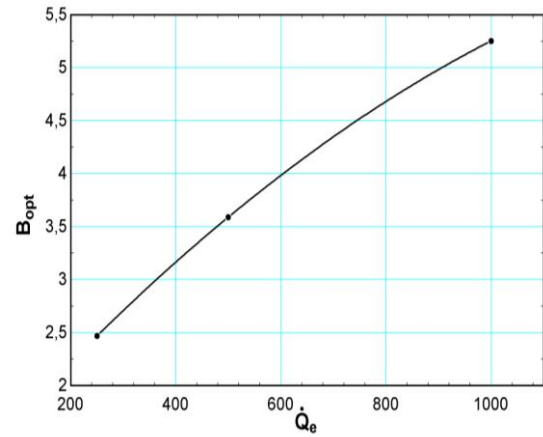
Şekil 11 ve 12'de ise  $s_T^* = 1,5$  durumunda  $\dot{Q}_e$  değeri, Şekil 7'de verilenin yarısına ve iki katına çıkarılmıştır. Bu durumlarda hava kütle debisi de yarıya ve iki katına çıkarılmıştır.  $B_{opt}$  ve  $F_{opt}$  değerleri beklendiği gibi kule yükü  $\dot{Q}_k$  ile artmaktadır. Şekil 13 ve 14'te  $F_{opt}$  ve  $B_{opt}$  değerlerinin  $\dot{Q}_e$  ile değişimi verilmiş olup, hem  $F_{opt}$  hem de  $B_{opt}$ ,  $\dot{Q}_e$  ile artmaktadır.



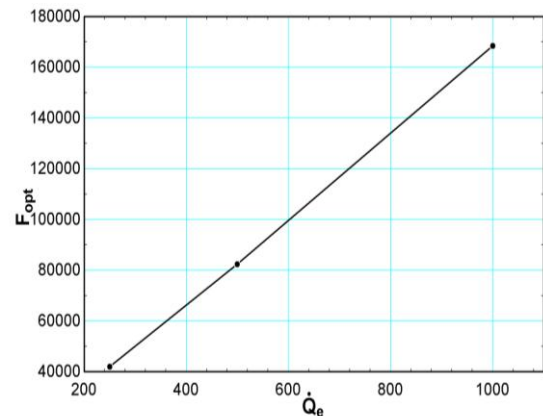
Şekil 11. Fiyatların B ile değişimi



Şekil 12. Fiyatların B ile değişimi



Şekil 13.  $B_{opt}$  değerinin  $\dot{Q}_e$  ile değişimi



Şekil 14.  $F_{opt}$  değerinin  $\dot{Q}_e$  ile değişimi

## **7. KAYNAKLAR**

1. Gnielinski, V., 2010. Heat Transfer in Cross Flow Around Single Rows of Tubes and Through Tube Bundles, in VDI Heat Atlas, ed. VDI, Springer Verlag, Berlin, Germany, pp. 725–729.
2. Gaddis, E.S., 2010. Pressure Drop of Tube Bundles in Cross Flow, in VDI Heat Atlas, ed. VDI, Springer Verlag, Berlin, Germany, pp. 1076–1091.
3. Yılmaz, A., Erdinç, M. T., 2016. A New Model for the Calculation of Closed Wet Cooling Towers, International Conference on Natural Science and Engineering (ICNASE'16), March 19-20, p. 2454-2471, Kilis.
4. Zalewski, W., Niezgoda-Zelasko, B., Litwin, M., 2000. Optimization of Evaporative Fluid Coolers, International Journal of Refrigeration, 23, 553-565.
5. Gan, G., Riffat, S.B., 1999. Numerical Simulation of Closed Wet Cooling Towers for Chilled Ceiling Systems, Applied Thermal Engineering, 19, 1279-1296.
6. Hasan A., Siren K., 2001. Theoretical and Computational Analysis of Closed Wet Cooling Towers and its Applications in Cooling of Buildings, Energy and Building, 34,477-486.
7. Caputo A. C., Pelagage P. M., Salin, P., 2008. Heat Exchanger Design Based on Economic Optimization, Applied Thermal Engineering, 28, 1151-1159.
8. Nabassaldi J.I., Nicolas J.S., Mussati S.F., 2014. Optimization Mathematical Model for the Detailed Design of Air Cooled Heat Exchangers, Energy, 64, 734-746.
9. Taal, M., Bulatov I., Klemes J., Stehlik P., 2003. Cost Estimation and Energy Price Forecasts for Economic Evaluation of Retrofit Projects, Applied Thermal Engineering, 23, 1819-1835.
10. ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009. Chapter 1: Psychometrics, Atlanta, Ga.: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
11. Yılmaz, T., 1999. Teorik ve Uygulamalı Isı Transferi, Papatya Yayıncılık.
12. Mishra, S., 2010. Engineering Economics and Costing, PHI Learning Private Limited.
13. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, 2016. Birim Fiyat Listesi, Poz No: 253.101-253.107-253.201-253.209.
14. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, 2016. Birim Fiyat Listesi, Poz No:217.122-217.160.