



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

FARKLI LAMEL TİPLERİNİN KANATLI BORULU ISITMA BATARYASI PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

AYHAN ONAT
MARMARA ÜNİVERSİTESİ

MERT EKİN ÖZKAN
GÖRKEM ZENGİN
CENK ENDÜSTRİ



FARKLI LAMEL TİPLERİNİN KANATLI BORULU ISITMA BATARYASI PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

Comparison of the Effects of Different Fin Types on the Performance of Air Cooled Heat Exchanger with Numerical Methods

Ayhan ONAT
Mert Ekin ÖZKAN
Görkem ZENGİN

ÖZET

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerin uygun tasarımı ve seçimi, enerji verimliliği açısından çok önemlidir. Enerji verimli ürünlerin tasarımı ve seçimi, ekonomik ve ekolojik olarak büyük avantajlar sağlamaktadır.

Bu ęalıřmanın amacı, değişik lamel tiplerine sahip kanatlı borulu ısıtma bataryalarının kapasite ve basınç kaybı gibi performans değerlerinin sayısal yöntemlerle hesaplanarak karşılaştırma yapılmasına bağlı olarak enerji verimli ürün tasarımına destek vermektir.

Yapılan bu ęalıřmada, aynı şartlarda ęalıřan aynı geometrik özelliklerdeki ısıtma bataryalarında farklı lamel tiplerinin kullanılmasıyla oluşan performans farklılıkları sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Isı değiştirici kapasite hesapları yapılırken ϵ -ntu yöntemi kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Enerji Verimliliği, Kuru Soğutucu, Isıtma Bataryası, Kanatlı Borulu Isı Değiştirici, ϵ -Ntu Yöntemi

ABSTRACT

Proper design and selection of fin and tube heat exchangers are very important with respect to energy efficiency. Design and selection of energy efficient products provide advantages economically and ecologically.

The purpose of this study is to support design of energy efficient products based on comparing fin and tube heater coils' performances which has different fin types as calculating performance values like capacity and pressure drop with numerical methods.

In this study, performance differences based on different fin types on heater coils, which has the same geometrical properties and works under the same ambient conditions, has investigated with numerical methods. ϵ -NTU method were used calculating heat exchanger capacity.

Key Words: Energy Efficiency, Dry Cooler, Heater Coil, Fin And Tube Heat Exchanger, ϵ -NTU Method

1. GİRİŞ

Kanatlı borulu ısıtma bataryaları kuru soğutma prensibine göre çalışan endüstriyel ekipmanlardır. Endüstrinin hemen her alanında, iklimlendirme, enerji ve diğer tüm alanlarda gerek atık ısının uzaklaştırılmasında, gerekse mahal iklimlendirme ihtiyacında kanatlı borulu ısı değiştiriciler kullanılabilirlerdir.

Değişen çevre koşulları, su kaynaklarının azalması, enerji krizleri ve diğer nedenler işletmelerin soğutma ekipmanlarından ve üretici firmalardan temel beklentilerini düşük enerji tüketimi, düşük kurulum ve işletme maliyetlerine yoğunlaştırmaktadır.

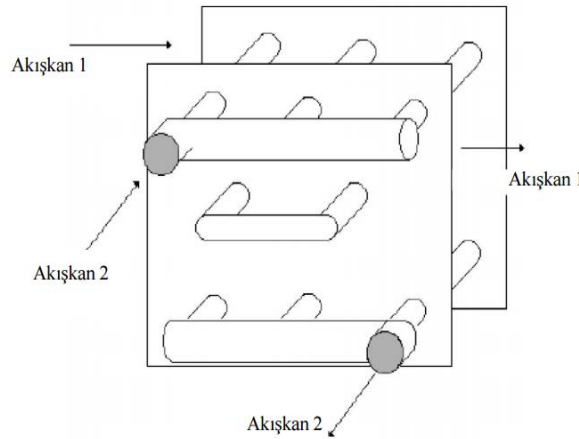
Isıtma bataryalarında ısıyı ortamdan uzaklaştıran temel akışkan havadır. Havayı ısı transfer yüzeyiyle maksimum seviyede temas etmeye zorlamak, basınç kaybı yüksek bir sonuç ortaya çıkarır. Basınç kaybını azaltmak için havanın ortamda rahat bir akış halinde dolaşımını ise ısı transfer kapasitesini olumsuz etkileyecek sonuçlar doğurur. Bu nedenle hava tarafı dizaynının da olabildiğince verimli olması genel olarak sistemi verimli bir hale getirecektir.

Sektörde çeşit çeşit lamel yapıları bulunmaktadır. Başlıca; dalgalı, düz ve panjurlu lamel tipleri kullanılmaktadır. Bu lamel tiplerinin birbirlerine göre avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır.

Bu çalışmada çeşitli notasyon ve lamel yapılarındaki kanatlı borulu ısıtma bataryalarının, farklı dizayn koşullarındaki performanslarının enerji verimliliği yönünden karşılaştırılması literatürde test edilerek doğrulanmış sayısal çalışmalar yardımıyla yapılmıştır. Farklı koşullardaki ısı performansları incelenirken ϵ -NTU metodu kullanılmıştır.

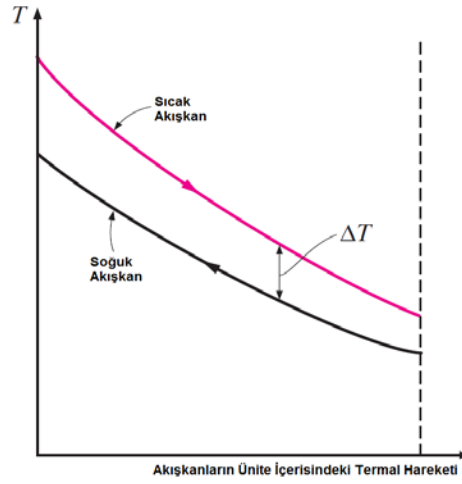
2. ÇALIŞMA PRENSİBİ

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin çalışma prensibi oldukça basit olmakla beraber, ısı geçişini etkileyen parametrelerin çokluğu sebebiyle performans analizini yapmak bir o kadar zordur. Isı geçişi birbirine çapraz olarak akan, yani aralarındaki açı 90° olan akışkanlar arasında olur. İç akışkan, ısı değiştiricisi içinde mümkün olduğu kadar gezinir.



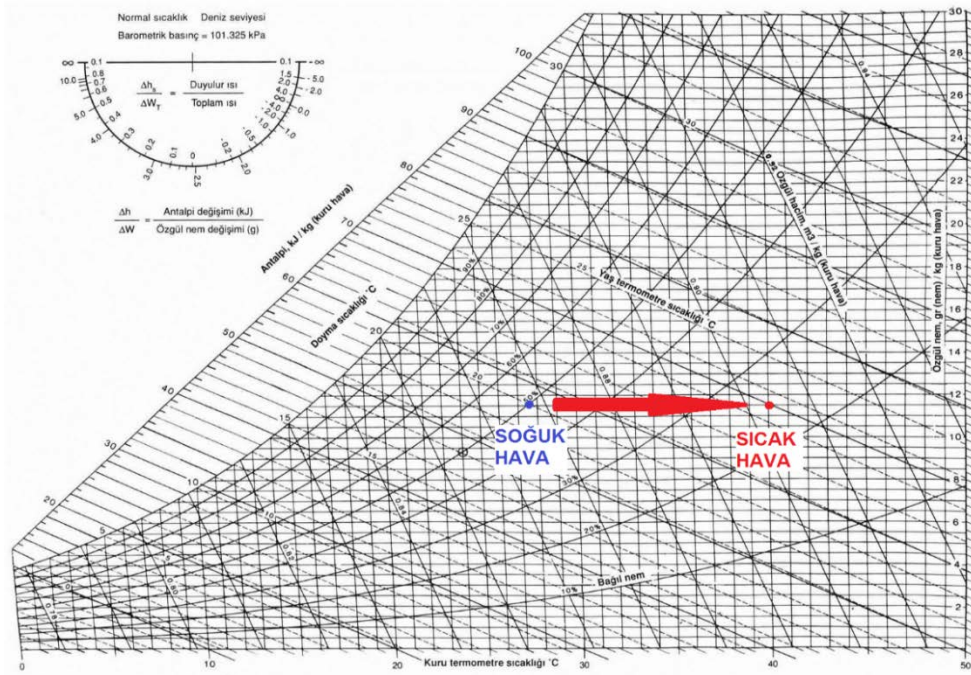
Şekil 1. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisinin Sembolik Gösterimi

Şekil 1'de standart bir kanatlı borulu ısı değiştiricinin çalışma mantığı gösterilmektedir. Soğuk akışkanı hava, sıcak akışkanı da su olarak ele aldığımızda Grafik 1'deki gibi bir sıcaklık – konum grafiği elde ederiz.



Grafik 1. Kuru Soğutucu Sıcaklık Analiz Grafiği

Genelde ısıtma bataryalarında, başlangıçta su ortamdaki sıcak akışkan iken, hava ise soğuk akışkandır. Grafik 1'deki gibi hava suyun giriş sıcaklığına yaklaşıırken, su da havanın giriş sıcaklığına yaklaşmıştır. Bu grafik iki akışkanın da tek fazda olduğu, herhangi bir faz değişiminin gerçekleşmediği şartlar için geçerlidir.



Grafik 2. Isıtma Bataryasında Havanın Psikrometrik İncelemesi

Grafik 2 incelendiğinde standart bir ısıtma bataryasında giren havanın psikrometrik diyagram üzerinde izlediği yol gösterilmiştir. Hava içeriğindeki su miktarı değişmediği için entalpi artışı kuru termometre sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle yüksek ısı transfer kapasitelerinin ısıtma bataryaları ile sağlanması için yüksek hava debilerine ihtiyaç duyulmaktadır.

3. HESAPLAMA ALGORİTMASI

Enerji verimliliği tüm sistemlerde temel olarak elde edilen gücün harcanan güce oranı olarak tanımlanır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde elde edilen güç olarak soğutma kapasitesi, harcanan güç olarak ise pompa ve fanların harcadığı güç alınabilir. Bu yüzden enerji verimliliğini doğrudan etkileyen ilk parametre ısı değiştiricinin soğutma kapasitesidir.

Endüstride kanatlı borulu ısıtma bataryası seçimi yapılırken genelde su debisi veya su çıkış sıcaklıkları bilinmemektedir. Bu yüzden klasik yöntemlerle hesaplama yapmak mümkün olmamaktadır.

Bu çalışmada ϵ -NTU hesaplama yöntemi kullanılarak geliştirilen iteratif algoritmayla ısıtma bataryası performansları sayısal olarak hesaplanmıştır. Bu algoritma, temel olarak 6 aşamadan meydana gelmektedir.

- akışkanların termofiziksel özelliklerinin hesaplanması
- geometrik hesaplamalar
- su ısıtma hesaplamalarının yapılması
- hava ısıtma hesaplamalarının yapılması
- ısı değiştirici ısıtma hesaplamalarının yapılması
- ısı değiştirici etkenliğinin hesaplanması

İlk aşamada akışkanların sıcaklık değerlerine bağlı olarak, özgül ısıları, viskozite değerleri, yoğunlukları ve termal iletkenlikleri hesaplanır.

Ardından akışkan hızlarının ve ısı transfer alanlarının belirlenmesi için temel geometrik hesaplamalar yapılır.

Boru içindeki akışkan hızının hesaplanması için debi ve alan parametrelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Boru içindeki suyun debisi bilinmediği için burada iteratif bir yöntem izlenerek afaki bir ϵ değeri atanır. ϵ değeri, ısı değiştiricinin genel etkenliği olarak tanımlanır

$$\epsilon = Q / Q_{\max} \quad (1)$$

olarak formüle edilebilir.

Buradaki Q_{\max} teorik kapasite olarak tanımlanabilir ve boru içindeki akışkanın boru dışındaki akışkanın giriş sıcaklığına eşitlendiği durumdaki ısı değiştiricinin kapasitesidir.

$$Q_{\max} = c_{\min} \times \Delta T_{\max} \quad (W) \quad (2)$$

Afaki ϵ değeri ve dolayısıyla afaki kapasite parametreleri bilindiğinden, boru içi akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları yardımıyla akışkan debisi belirlenir.

$$m_{su} = \frac{Q}{c_{\max}} \quad (kg/s) \quad (3)$$

Akışkan debisine bağlı olarak hesaplanan hızdan Reynolds sayısı hesaplanarak akış karakteristiği belirlendikten sonra, Nusselt sayısı ve buna bağlı olarak boru içi akışkanının ısı transfer katsayısı hesaplanır.

$$v_{su} = \frac{m_{su}}{A_{su} \times \rho_{su}} \quad (m/s) \quad (4)$$

$$Re_{su} = \frac{\rho_{su} \times v_{su} \times D_{iç}}{\mu_{su}} \quad (5)$$

Bu çalışmada incelenen bataryalarda türbülanslı akış olduğu için ($Re_{su} > 2300$) türbülanslı akış için Gnielinski'nin korelasyonu seçilmiştir.

$$Nu_{su} = \left(\frac{(f/8)^{0.25} (Re_{su} - 1000) Pr_{su}}{1 + 12.7 \sqrt{(f/8)^{0.25} (Pr_{su}^{0.4} - 1)}} \right) \quad (6)$$

Burada;

$$f = (0,79 \times \ln Re_{su} - 1,64)^{-2} \quad (7)$$

olarak tanımlanabilir. Su için ısı transfer katsayısı Nu sayısından hareketle hesaplanabilir:

$$h_{su} = \frac{Nu_{su} \times k_{su}}{d_{iç}} \quad (W/m^2K) \quad (8)$$

Hava debisi doğrudan belirli olduğu için direkt olarak Reynolds sayısı hesaplanabilir.

$$Re_{hava} = \frac{\rho_{hava} \times v_{hava} \times D_h}{\mu_{hava}} \quad (9)$$

Ancak ısı transfer katsayısının hesaplanması için gerekli Colburn sayısının hesaplanması için birçok deneysel çalışma yapılarak sayısal korelasyonlar ortaya konulmuştur. Tüm bu korelasyonlar lamel geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Düz lamel geometrisi Şekil 2.'de gösterilmiş olup bu geometri için korelasyonlar şu şekildedir:



Şekil 2. Düz Lamel Geometrisi ve Resmi

N = 1 için;

$$j = 0,173 \times Re_{D_c}^{0,346} \times \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{P1} \times \left(\frac{D_c}{\xi_k}\right)^{1,161} \times \left(\frac{D_h}{\xi_k}\right)^{1,035} \times \left(\frac{\xi_k}{P_t}\right)^{P2} \quad (10)$$

N > 1 için;

$$j = 0,078 \times Re_{D_c}^{P3} \times N^{P4} \times \left(\frac{\xi_k}{D_h}\right)^{P5} \times \left(\frac{P_t}{F_p}\right)^{1,026} \quad (11)$$

Bu denklemlerde kullanılan P1, P2, P3, P4 ve P5 katsayıları şu şekilde hesaplanır:

$$P1 = -0,22 \times \ln(Re_{D_c}) + 1,88 \quad (12)$$

$$P2 = 0,106 \times \ln(Re_{Dc}) \quad (13)$$

$$P3 = 0,16 \times \ln\left[N \times \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{0,42}\right] - 0,349 \quad (14)$$

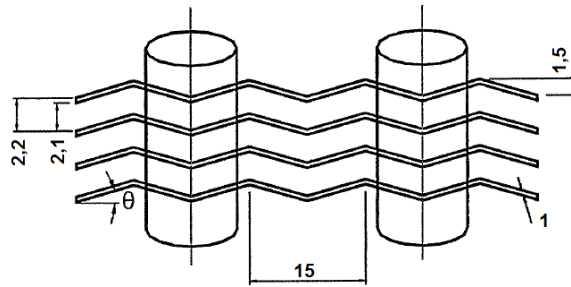
$$P4 = \frac{-0,094 \times \left(\frac{P_1}{D_h}\right)^{1,88}}{\ln(Re_{Dc})} - 1,405 \quad (15)$$

$$P5 = 1,263 \times \ln\left(\frac{Re_{Dc}}{N}\right) - 5,97 \quad (16)$$

Bu denklemdaki D_h şu şekilde hesaplanır:

$$D_h = \frac{4 \times A_{\min} \times L}{A_o} \quad (m) \quad (17)$$

Dalgalı lamel geometrisi ise Şekil 3.'te gösterilmiş olup bu geometri için korelasyonlar şu şekildedir:



Şekil 3. Dalgalı Lamel Geometrisi ve Resmi

$D_{dış} \geq 8,4$ mm ise;

$$j = 1,79097 \times Re_{Dc}^{0,1707-1,374 \times \left(\frac{P_1}{F_p}\right)^{-1,445}} \times \left(\frac{F_k}{D_c}\right)^{-0,886} \times N^{-0,43} \times \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{-0,0296} \times \left(\frac{P_1}{F_p}\right)^{-0,456} \times N^{-0,27} \times \left(\frac{F_k}{D_c}\right)^{-1,34} \times \left(\frac{P_d}{X_f}\right) \quad (18)$$

$D_{dış} < 8,4$ mm ise;

$$j = 0,324 \times Re_{Dc}^{11} \times \left(\frac{F_k}{P_1}\right)^{12} \times (\tan \theta)^{13} \times \left(\frac{P_1}{P_t}\right)^{14} \times N^{0,428} \quad (19)$$

Bu denklemlerde kullanılan J1, J2, J3, J4 katsayıları şu şekilde hesaplanır:

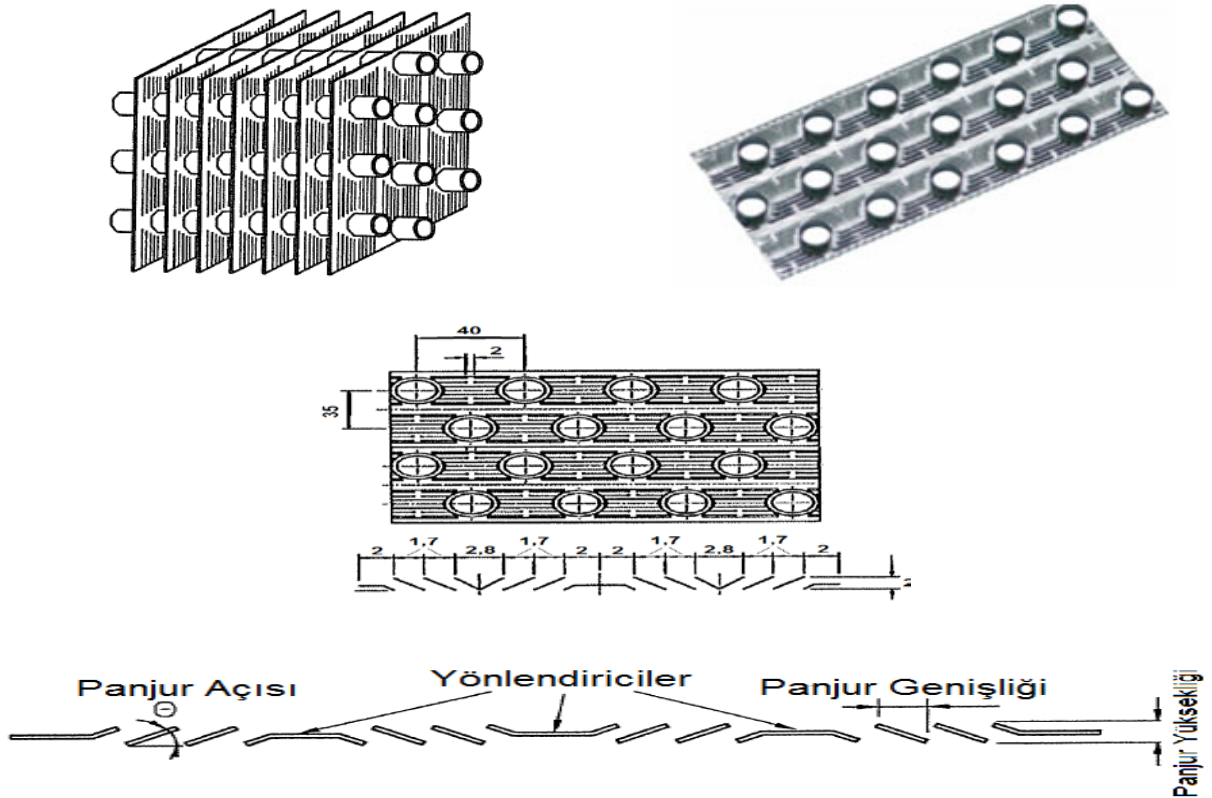
$$J1 = -0,229 + 0,115 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0,6} \times \left(\frac{P_l}{D_h} \right)^{0,54} \times N^{-0,284} \times \ln(0,5 \tan \theta) \quad (20)$$

$$J2 = -0,251 + \frac{0,232 \times N^{4,87}}{\ln(Re_{D_c}) - 2,303} \quad (21)$$

$$J3 = -0,439 + \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{0,09} \times \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,75} \times N^{-0,93} \quad (22)$$

$$J4 = 0,502 \times \ln(Re_{D_c}) - 2,54 \quad (23)$$

Panjurlu lamel geometrisi de Şekil 4.'te gösterilmiş olup bu geometri için korelasyonlar şu şekildedir:



Şekil 4. Panjurlu Lamel Geometrisi ve Resmi

$Re_{dc} < 1000$ ise;

$$j = 0,0501 \times Re_{D_c}^{0,094} \times \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{1,44} \times \left(\frac{\xi_k}{D_c} \right)^{0,322} \times N^{-0,809} \times \left(\frac{L_p}{\xi_k} \right)^{-0,177} \times \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-0,254} \quad (24)$$

$Re_{dc} \geq 1000$ ise;

$$j = 0,962 \times Re_{D_c}^{L1} \times \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,51} \times \left(\frac{\xi_k}{D_c} \right)^{-0,107} \times N^{-1,06} \times \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-0,433} \quad (25)$$

Elde edilen Colburn sayısından hareketle havanın ısı taşınım katsayısı belirlenir.

$$h_{hava} = \left(\frac{j_{hava} \cdot m_{hava} \cdot c_p \cdot h_{hava}}{pr_{hava}^{0.66} \cdot A_o} \right) \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (26)$$

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kanatların amacı ısı transfer yüzeyini arttırmaktır. Fakat bu ısı transfer alanının tamamının üstünden akışkan geçmez. Çünkü kanat alanının bir kısmı borular tarafından kaplıdır ve bir kısmı akışkanla temas halinde değildir. Dolayısıyla ısı değiştiricisinin kapasitesi hesaplanırken bu transfer alanının ne kadarının verimli kullanıldığını hesaplamak gerekir. Kanat verimliliğinin hesaplanması için μ ve l katsayılarını hesaplanması gerekmektedir.

Bu katsayıları aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanır.

$$\mu = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{dış}}{k_{dış} \cdot \delta_{dış}}} \quad (27)$$

$$l = \frac{(P_r - D_c)}{2} \quad (28)$$

$$\Psi_{kanat} = \frac{\tanh(\mu \cdot l)}{\mu \cdot l} \quad (29)$$

Bir kanatın verimliliği hesaplandıktan sonra tüm kanatların toplam verimliliğine ulaşmak için şu bağıntı kullanılır.

$$\Psi_{top} = \frac{A_{kanat} \cdot \Psi_{kanat} + A_{tüp}}{A_{toplam}} \quad (30)$$

Su ve hava tarafının ısı taşınım katsayılarından hareketle bataryanın toplam ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{\Psi_{top} \cdot h_{dış} \cdot A_{dış}} + \frac{\xi_{boru}}{k_{boru} \cdot A_{dış}} + \frac{1}{h_{iç} \cdot A_{iç}} \quad (\text{KW}) \quad (31)$$

Hesaplanan ısı transfer katsayılarına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Buna bağlı olarak:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{c_{min}} \quad (32)$$

formülüyle ısı transfer ünitesi sayısının (NTU) değeri hesaplanır.

Isı değiştiricilerde etkenlik ifadesi akışkanların ısı sığalarının oranları (c_{min}/c_{max}) ve ısı transfer ünitesi sayısının bir fonksiyonudur. Etkenlik ifadesi akış biçimine ve kanat formuna göre değişiklik göstermektedir. Geliştirilen hesap yöntemi boru-boru olduğu için her bir boru için ayrı inceleme yapılmıştır ve çapraz akış kabulü yapılmıştır.

$$\varepsilon = f(NTU, c_r) \quad (33)$$

Burada hesaplanan ε değeri ilk başta afaki olarak atanan ε değerine göre hesaplandığı için bu iki değer birbirine yakınsama durumuna bakılır. Yakınsama olmaması durumunda hesaplanan ε değeriyle aynı işlemler yakınsama oluncaya kadar tekrarlanır. Yakınsama sağlandığında hesaplanan ε değerine göre gerçek kapasite hesaplanmış olur.

Enerji verimliliğini doğrudan etkileyen başka bir parametre de basınç kayıplarıdır. Isı değiştiricilerde oluşan basınç kayıpları doğrudan fan ve pompa seçimlerini etkileyecek ve buna bağlı olarak motor seçimlerini de etkileyecektir.

Hava tarafı basınç kaybı için ise literatürde deneysel çalışmalara bağlı olarak çeşitli ampirik korelasyonlar mevcuttur. Buradaki korelasyonların lamel geometrisine göre değişmekle birlikte bu çalışmada aşağıdaki korelasyonlar kullanılmıştır:

Düz lamel için;

$$f = 0,0146 \times Re_{D_c}^{P6} \times \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{1,959} \times \left(\frac{\xi_k}{D_c}\right)^{P7} \times N^{0,021} \quad (34)$$

Bu denklemlerde kullanılan P6 ve P7 katsayıları şu şekilde hesaplanır:

$$P6 = -0,0535 + \frac{0,01166}{\ln\left(\frac{P_t}{P_l}\right)} + 0,123 \left(\frac{F_p}{D_c}\right) \quad (35)$$

$$P7 = 2,319 - \frac{19,59}{\ln(Re_{D_c})} \quad (36)$$

Dalgalı lamel için;

$D_{dış} \geq 8,4$ mm ise;

$$f = 0,05273 \times Re_{D_c}^{F1} \times \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{F2} \times \left(\frac{\xi_k}{P_t}\right)^{F3} \times \left(\ln\left(\frac{A_{dış}}{A_{iç}}\right)\right)^{-2,276} \times \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{0,1325} \times N^{0,02305} \quad (37)$$

$D_{dış} < 8,4$ mm ise;

$$f = 0,01915 \times Re_{D_c}^{F1} \times (\tan\theta)^{F2} \times \left(\frac{\xi_k}{P_t}\right)^{F3} \times \left(\ln\left(\frac{A_{dış}}{A_{iç}}\right)\right)^{-5,35} \times \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{1,3796} \times N^{-0,0916} \quad (36)$$

Bu denklemlerde kullanılan F1, F2 ve F3 katsayıları şu şekilde hesaplanır:

$$F1 = 0,4604 - 0,01336 \times \left(\frac{\xi_k}{P_t}\right)^{0,58} \times \ln\left(\frac{A_{dış}}{A_{iç}}\right) \times (\tan\theta)^{-1,5} \quad (37)$$

$$F2 = 3,247 \times \left(\frac{\xi_k}{P_t}\right)^{1,4} \times \ln\left(\frac{A_{dış}}{A_{iç}}\right) \quad (38)$$

$$F3 = \frac{-20,113}{\ln(Re_{D_c})} \quad (39)$$

Panjurlu lamel için;

$$f = 0,72 \times Re_{D_c}^{Z1} \times \left(\frac{\xi_k}{D_c}\right)^{Z2} \times N^{0,322} \times \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-2,494} \times \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1,34} \times \left(\frac{L_p}{\xi_k}\right)^{1,69} \quad (40)$$

Bu denklemlerde kullanılan L1, Z1 ve Z2 katsayıları şu şekilde hesaplanır:

$$L1 = -0,501 \times \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0,424} \times N^{-0,253} \times \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0,127} \quad (41)$$

$$Z1 = -0,392 \times \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-0,726} \times N^{0,0782} \times \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0,352} \times \left(\frac{L_p}{\xi_k}\right)^{0,63} \quad (42)$$

$$Z2 = -3,3 + \left(3,72 \times \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1}\right) - \left(1,29 \times \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-2}\right) \quad (43)$$

Elde edilen (f) sürtünme faktörüne göre hava tarafı basınç kaybı Darcy-Weishbach eşitliğine göre hesaplanır.

$$\Delta P_{hava} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (44)$$

Bu çalışmada kullanılan korelasyonlara göre hesaplanmış olan Colburn sayısı ve sürtünme faktörlerindeki sonuçlarla, test sonuçları arasındaki sapma aşağıdaki gibidir:

Tablo 1. Düz Lamel İçin Colburn Sayısı ve Sürtünme Faktörü Sapma Değerleri

Sapma	Colburn Sayısı	Sürtünme Faktörü
±10%	76.3%	67.4%
±15%	87.4%	84.2%
±20%	92.8%	92.5%
Ortalama Sapma	7.64%	8.97%

Tablo 2. Dalgalı Lamel İçin Colburn Sayısı ve Sürtünme Faktörü Sapma Değerleri

Sapma	Colburn Sayısı	Sürtünme Faktörü
±10%	79.6%	84,9%
±15%	95,1%	97,3%
±20%	97,4%	99,6%
Ortalama Sapma	6,44%	5,01%

Tablo 3. Panjurlu Lamel İçin Colburn Sayısı ve Sürtünme Faktörü Sapma Değerleri

Sapma	Colburn Sayısı	Sürtünme Faktörü
±10%	79.7%	59%
±15%	93,2%	75,3%
±20%	96,4%	86,9%
Ortalama Sapma	6,83%	10,1%

4. LAMEL TİPLERİNİN ISIL PERFORMANS VE ENERJİ TÜKETİMİ AÇISINDAN KARŞILAŞTIRMASI

Bu bölümde aynı dizayn koşullarında ve soğutma kapasitelerinde farklı lamel tiplerinin performans karşılaştırmaları yapılmıştır. Bu performans karşılaştırmalarında sadece hava tarafı dikkate alınmıştır. Bu nedenle belirlenen akışkanın ısı değiştirici içerisindeki dolanımı için gerekli olan pompa ve pompanın enerji tüketimi dikkate alınmamıştır. Karşılaştırmaların performans analizleri yapılırken sayısal metotlar kullanılmıştır. Analizler için kanatlı borulu ısı değiştiriciler eş konstrüktif notasyonlarda kullanılmıştır. Bunun nedeni şartları mümkün olduğunca sadeleştirip, farkları azaltıp analizi daha derinlemesine, olabildiğince lamel yapısındaki farklılıkların performansa etkisinin incelenbilmesinden kaynaklıdır. Tablo 4.'te karşılaştırma yapılacak ısı değiştiricilerin konstrüktif özellikleri verilmiştir.

Tablo 4. Karşılaştırmak İçin Kullanılan Isı Değiştiricinin Konstrüktif Özellikleri

Boru Sayısı	56	Adet
Sıra Sayısı	4	Adet
Devre Sayısı	112	Adet
Geçiş Sayısı	2	Adet
Borular Arası Mesafe	40	mm
Sıralar Arası Mesafe	35	mm
Boru Dış Çapı	15,8	mm
Boru Et Kalınlığı	0,4	mm
Lamel Dizili Boru Uzunluğu	10.000	mm
Lameller Arası Mesafe (Hatve)	2,1	mm
Lamel Kalınlığı	0,1	mm
Boru Malzemesi	Bakır	-
Lamel Malzemesi	Alüminyum	-

Koşul 1:

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 35 °C,
- Giriş Bağıl Nem %50,
- Su debisi 75 m³/h,

Tablo 5. Koşul 1 İçin Fan Motoru Enerji Tüketimleri

Lamel Tipi	Gerekli Hava Debisi	Hava Direnci	Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	Hava Çıkış Sıcaklığı	Fan Motoru Enerji Tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	57,6	67	61	41,4	7,2
Dalgalı	53,7	75	67	41,8	7,5
Panjurlu	50,4	78	76	42,3	7,3

Koşul 2:

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 32,5 °C,
- Bağıl Nem %50,
- Su debisi 75 m³/h,

Tablo 6. Koşul 2 İçin Fan Motoru Enerji Tüketimleri

Lamel Tipi	Gerekli Hava Debisi	Hava Direnci	Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	Hava Çıkış Sıcaklığı	Fan Motoru Enerji Tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	39,0	35	48	41,9	2,5
Dalgalı	37,1	41	54	42,3	2,8
Panjurlu	35,3	43	61	42,8	2,8

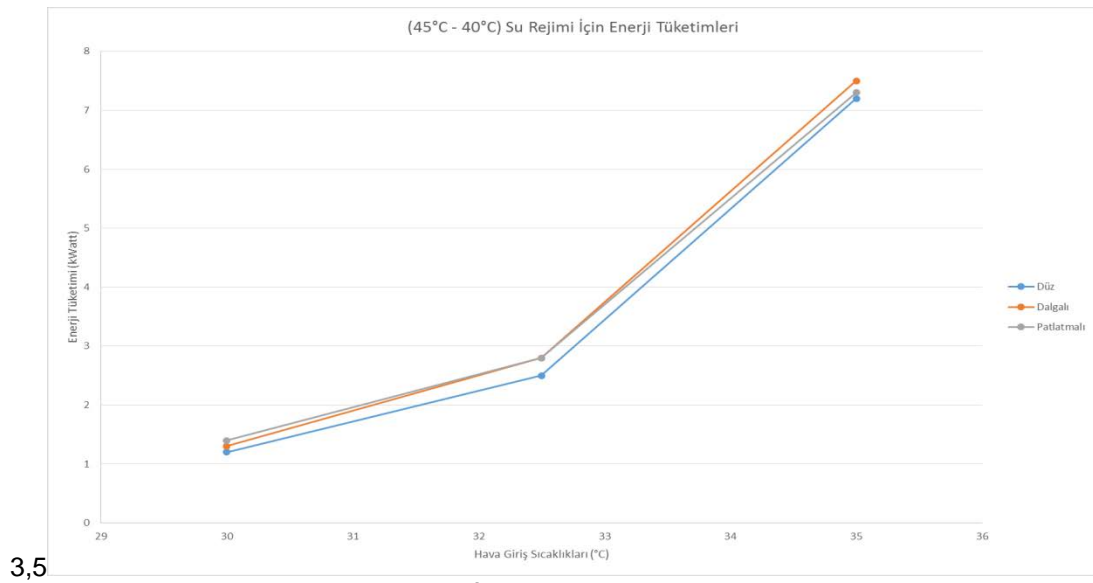
Koşul 3:

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 30 °C,

- Bağıl Nem %50,
- Su debisi 75 m³/h,

Tablo 7. Koşul 3 İçin Fan Motoru Enerji Tüketimleri

Lamel Tipi	Gerekli Hava Debisi	Hava Direnci	Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	Hava Çıkış Sıcaklığı	Fan Motoru Enerji Tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	29,7	22	40	42,2	1,2
Dalgalı	28,4	26	45	42,7	1,3
Panjurlu	27,4	28	52	43,2	1,4



3,5

Grafik 3. Koşul 1, Koşul 2 ve Koşul 3 İçin Lamel Tiplerinin Enerji Tüketimi Karşılaştırması**Koşul 4:**

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 35 °C,
- Bağıl Nem %50,
- Su debisi 100 m³/h,

Tablo 8. Koşul 4 İçin Fan Motoru Enerji Tüketimleri

Lamel Tipi	Gerekli Hava Debisi	Hava Direnci	Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	Hava Çıkış Sıcaklığı	Fan Motoru Enerji Tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	87,3	136	79	40,6	22,1
Dalgalı	80,6	149	87	41,1	22,4
Panjurlu	74,4	151	97	41,6	20,9

Koşul 5:

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 32,5 °C,
- Bağıl Nem %50,
- Su debisi 100 m³/h,

Tablo 9. Koşul 5 İçin Fan Motoru Enerji Tüketimleri

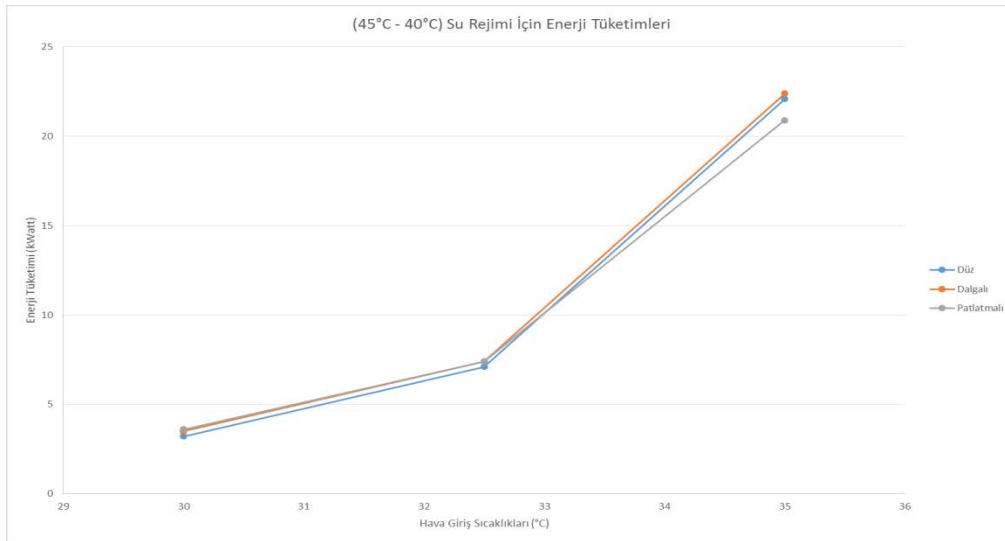
Lamel Tipi	Gerekli hava debisi	Hava direnci	Hava tarafı ısı transfer katsayısı	Hava çıkış sıcaklığı	Fan motoru enerji tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	56,9	67	61	41,1	7,1
Dalgalı	53,5	75	67	41,6	7,4
Panjurlu	50,4	79	76	42,2	7,4

Koşul 6:

- Su giriş sıcaklığı 45 °C,
- Su çıkış sıcaklığı 40 °C,
- Hava sıcaklığı 30 °C,
- Bağıl Nem %50,
- Su debisi 100 m³/h,

Tablo 10. Koşul 6 İçin Enerji Tüketimleri

Lamel Tipi	Gerekli hava debisi	Hava direnci	Hava tarafı ısı transfer katsayısı	Hava çıkış sıcaklığı	Fan motoru enerji tüketimi
	m ³ /s	Pa	W/(m ² K)	°C	kW
Düz	42,5	41	51	41,4	3,2
Dalgalı	40,3	47	56	42	3,5
Panjurlu	38,5	50	64	42,6	3,6

**Grafik 4.** Koşul 4, Koşul 5 ve Koşul 6 İçin Lamel Tiplerinin Enerji Tüketimi Karşılaştırması**5. SONUÇ**

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ısıl performansı ve enerji tüketimleri direkt olarak rejim ve lamel yapısı ile değişken olduğu 6 koşulda da görülmektedir. Genel olarak su çıkış sıcaklığının hava giriş sıcaklığına yakın olduğu dizayn şartlarında daha fazla hava debisi gerektiği için enerji tüketimleri de buna bağlı olarak yüksek değerlerdedir.



Bu bildiride araştırılan ve bilgi verilmek istenen ana konu, akademisyenler ve araştırmacılar tarafından termal analizleri yapılmış başlıca lamel yapılarının aynı notasyon ve dizayn koşullarındaki enerji tüketimlerini karşılaştırmaktır.

Analizlerde de görüldüğü üzere düz lamel, termal performansı sağlamak için en fazla hava debisine ihtiyaç duyan lamel yapısıdır. Bunun avantajı iki akışkan arasındaki sıcaklık farkının fazla olduğu durumlarda düşük basınç kaybı değerlerinde çalışması avantajı ile birleşerek düşük enerji tüketimi değerlerine ihtiyaç duymasını sağlamaktadır. Lakin diğer incelenen lamel yapılarına kıyasla da en düşük ısı transfer katsayısına sahip olmalarının sonucu olarak, yüksek termal performans gerektiren zor koşullarda, yani iki akışkan arasındaki sıcaklık farkının düşük olduğu durumlarda, verimsiz bir lamel tipi olduğu görülmektedir.

Dalgalı lamel yapısı gerek hava direnci olarak gerekse ısı transfer katsayısı bakımından ortalama değerlere sahip ideal yapıdadır. Aynı termal dizaynda panjurlu ve düz lamele kıyasla daha ortalama hava debisine ihtiyaç duyması sonuç olarak daha ortalama tüketim değerlerinde çalıştığını göstermiştir.

Panjurlu lamel diğer lamel yapılarına kıyasla daha yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşmaktadır. Bunun sonucunda aynı termal dizayn ve konstrüktif notasyonda daha az hava debisine ihtiyaç duymaktadır. Lakin havayı diğer lamel yapılarına göre daha fazla zorladıkları için ünite içerisindeki hava direnci (basınç kaybı) diğer lamel yapılarına kıyasla yüksektir. Bunların en net avantajı zor dizayn şartlarında düşük hava debisi ihtiyacı ile görülmektedir.

Bu çalışmada akademisyenler ve araştırmacılar tarafından performans analizi yapılan belirli notasyonlardaki lamel yapıları enerji tüketimi ve dolayısıyla enerji verimliliği açısından analiz edilmiştir. Bilindiği üzere her kanatlı borulu ısı eşanjörünün gerek üretim tekniği, gerek kullanılan malzeme gerekse lamel yapısı ile değişken kendine özgü performans karakteristiği vardır. Buradaki temel husus şudur ki elde edilen sonuçlar referanslardaki notasyonlar için geçerlidir. Örnek ile açıklamak gerekirse, dalgalı lamel yapısını farklı notasyonlarda farklı imalat teknikleri ve malzeme kalitesiyle daha verimli bir lamel haline getirmek mümkündür.

Bu çalışma sonucunda ideal lamel yapısının seçiminde termal dizayn kriterlerinin önemi irdelenmiştir. Farklı dizayn koşulları için lamel tiplerinin, gerekli hava debisi, hava direnci, ısı transfer katsayısı ve temel kriter olarak fan motorunun toplam elektrik enerjisi tüketimleri analiz edilmiştir.

6. TERMİNOLOJİ

SEMBOLLER

A
c
D
f
h
j
k
L
m
N
NTU
P
Pr
P_l
P_t
ε
Q

ANLAMLARI

Alan
Isıl Sığa
Çap
Sürtünme Faktörü
Isı Taşınım Katsayısı
Colburn Sayısı
Isı İletim Katsayısı
Uzunluk
Kütleli Debi
Bir Sıradaki Boru Sayısı
Isı Transfer Ünite Sayısı
Basınç
Prandtl Sayısı
Borular Arası Boyuna Mesafe
Borular Arası Enine Mesafe
Isı Değiştirici Etkenliği
Isıtma Bataryası Isı Transfer Kapasitesi



T	Sıcaklık
U	Isı Transfer Katsayısı
V	Hız
Re	Reynold Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik Viskozite
ξ_k	Hatve
F_p	
θ	Dalga Açısı
Ψ	Verimlilik

KAYNAKLAR

- [1] Holman J. P., Thermodynamics, McGraw-Hill, New York. Streeter, Victor, L., Fluid Mechanics, 5th Edition, McGraw-Hill, New York, ISBN
- [2] Xiaokui Maa, Guoliang Dinga, Yuanming Zhanga, Kaijian Wang, (8 November 2006), Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions, Science Direct.
- [3] C.C. Wang, Y.J. Du, Y.J. Chang, W.H. Tao, Airside performance of herringbone fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, Canadian Journal of Chemical Engineering.
- [4] C.C. Wang, Y.T. Lin, C.J. Lee, Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer
- [5] McQuiston, F.C., (1978), Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. ASHRAE Transactions, Vol. 84, No. 1, pp. 294-309.
- [6] Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, (2010), VDI Heat Atlas, 2. baskı, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Düsseldorf.
- [7] Shah R.K. ve Sekulic D.P., (2003), Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- [8] Kakaç S., Bergles A.E., Mayinger F., Yüncü H., (1999). Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Series E: Applied Sciences – Vol. 355, Netherlands.
- [9] Cengel Y. A., Ghajar A., (2010) , Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4. Baskı., McGraw-Hill Science/Engineering/Math., New York.
- [10] İsa K., Onat A., (2012) , İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, 1. Basım., Doğa Yayıncılık., İSTANBUL.
- [11] Karyer Isı Değiştiricileri web sitesi

ÖZGEÇMİŞ

Ayhan ONAT

Ayhan ONAT, 1989 yılında Marmara Üniversitesi'nin Enerji Eğitimi bölümünden mezun olmuştur. 1994 yılında Yüksek Lisansını ve 2002 yılında Doktora öğrenimini aynı bölümde tamamlamıştır. Akademisyenliğinin yanında birçok sektörel projede yer almış olan Ayhan ONAT halen Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır



Mert Ekin ÖZKAN

Mert Ekin ÖZKAN, 2016 yılında Marmara Üniversitesi'nin Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Mert Ekin ÖZKAN, AIRONN Havalandırma ve Klima Sistemleri Sanayi ve Dış Ticaret Ltd. Şti.'nde Proje ve Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır

Görkem ZENGİN

Görkem ZENGİN, 2015 yılında Marmara Üniversitesi'nin Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Görkem ZENGİN, Cenk Endüstri Tesisleri İmalat Ve Taahhüt A.Ş. bünyesindeki Kapalı ve Kuru Sistemler Departmanı'nda Makine Mühendisi olarak çalışmaktadır