

Şekil 6. Sıcaklık Dağılımları: (a) Tek Bir Sac, (b) İki Küçük Sac

Kalorifer suyunun maksimum sıcaklığı 425 K olarak çözümlenmiştir. Bu 2,5 bar basınç altındaki suyun kaynama noktası olan 400 K'nin oldukça üstündedir. Şekil 4 (a)'da görüldüğü gibi, maksimum sıcaklık dış borunun kaynaklardan uzak olan kısmında oluşmuştur. Kullanım suyunun düşük sıcaklığı ve üst kaynağın çevresindeki gazın sıcaklığının azalması, kaynamanın bu bölgede oluşmasına sebep olmuştur.

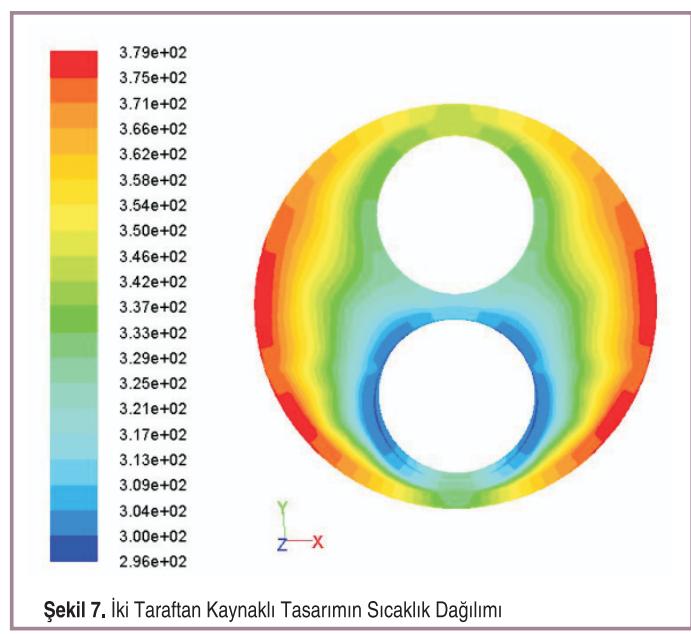
Hazırlanan ikinci modelde, özellikle alt kaynak bağlantısı mümkün olduğunda genişletilerek, dış borusunun maksimum sıcaklığı düşürülmeye çalışılmıştır. Kaynak yüksekliklerinin $h_1=h_3=0,125$ ve $h_2=0,05$, genişliklerinin $2L=2$ mm olduğu modelin sıcaklık dağılımı Şekil 4 (b)'de gösterilmiştir. Bu modelde durgun kalorifer suyunun maksimum sıcaklığı 419 K bulunmuştur. Görüldüğü gibi kaynak bağlantılarının genişletilmesiyle suyun sıcaklığında 6 K'luk bir azalma meydana gelmiştir. Ancak bu azalma, suyun kaynamasını engelleyememektedir. Kaynak kalınlıkları ise maksimum seviyede olduğundan, ne kadar deneme yapılsa da, kaynama engellenemeyecektir. Bu yüzden yeni bir tasarım geliştirilmelidir.

Yeni tasarım geliştirilirken, kullanım suyunun düşük ısısının, dış borunun maksimum sıcaklığındaki bölgelere aktarılması düşünülmüştür. Bu amaç doğrultusunda, 1 mm kalınlığındaki bir bakır sac parçasının, sadece içteki boruya kaynak edilerek iki boru arasına yerleştirilmesi tasarlanmıştır. Geometrinin tam orjininden 2,5 mm aşağıya yerleştirilen sac parçalı yeni modelin ağ yapısı, Şekil 5(b)'de gösterilmiştir. Şekil 6(a)' dan görülebilen simülasyon sonucunda, kalorifer suyunun maksimum sıcaklığı 407 K'e

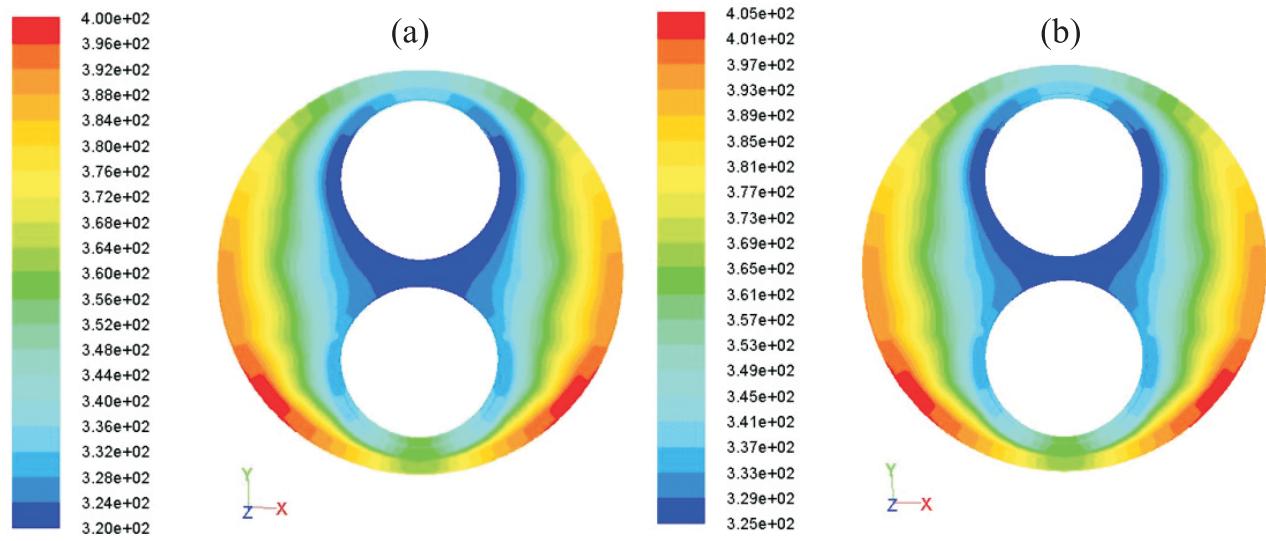
düşmüştür. 12 K'luk bu azalma da kalorifer suyunun kaynama sorununa çözüm getirememiştir.

Dördüncü tasarımda, 1 mm kalınlığındaki bakır sac parça, iki tane 0,3 mm'lik sac parça haline dönüştürülp, yüzey alanı artırılarak kalorifer suyunun kaynama probleminin engellenmesi amaçlanmıştır. Hazırlanan modelin analiz sonucunda oluşan sıcaklık dağılımı, Şekil 5(b)'de verilmiştir. Suyun maksimum sıcaklığının bir önceki analiz sonucuyla aynı, yani 407 K olduğu görülmüştür.

Üçüncü ve dördüncü tasarımlarda kaynamanın engelleneme-



Şekil 7. İki Taraftan Kaynaklı Tasarımın Sıcaklık Dağılımı

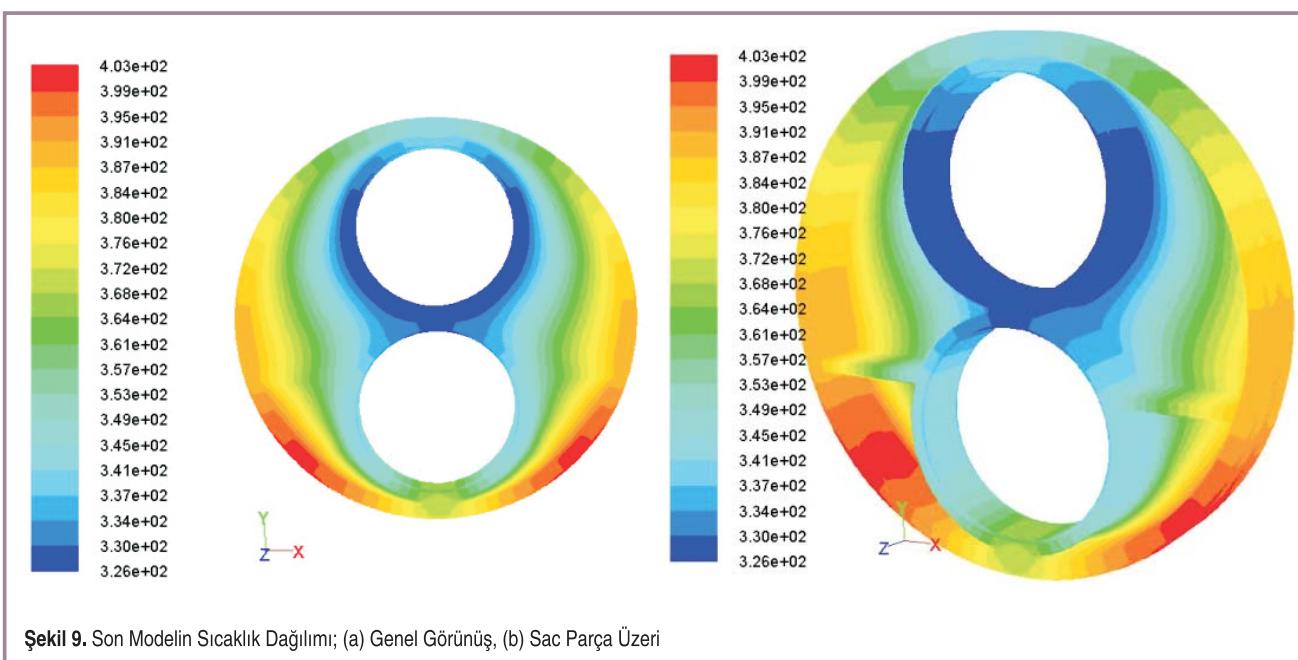


Şekil 8. Beşinci Tasarımın Sıcaklık Dağılımı; (a) Giriş Kısmı, (b) Son Kısmı

mesinin sebebi, kritik bölgede kısmi kaynamaların oluşmasındandır. Bu tasarımlarla kalorifer suyunun ortalama sıcaklığı azalsa da kısmi kaynamalar engellenmemiştir. Kritik bölgedeki sıcaklığı düşürmenin bir yolu, iletimle ısı transferinin gerçekleştirilebilmesini sağlamak olabilir. Bu yüzden beşinci modelde 0,3 mm kalınlığındaki sac parça, sadece tek tarafa değil, iç ve dış boruların her ikisinde kaynaklanmıştır. Şekil 5(b)'de ağ yapısının bir bölümü görülen tasarımda, sac parça orjinden 3,1 mm aşağıya yerleştirilmiştir. Sıcaklık dağılımı Şekil 7'den görülebilen tasarımın kalorifer suyunun maksimum sıcaklığını 376 K'e

düşürmüştür. Böylece ısı değiştiricinin giriş kısmında problem giderilmiştir. Ancak ısı değiştiricinin son kısmı, giriş kısmında daha kritiktir. Çünkü kullanım suyu sıcaklığının altta da üstte de aynı olduğu bölümde, kalorifer suyunun sıcaklığının daha fazla olması kaçınılmazdır.

İsı değiştiricinin son kısmının sıcaklık değerlerinin bulunabilmesi için, belli bir yaklaşım yapılmıştır. Bu yaklaşım göre, ısı değiştiricinin son kısmının sıcaklık değerleri, ilk ve son kısımdaki ısınma oranlarına göre belirlenecektir. Bu oranlar da son kısımda kullanım suyu



Şekil 9. Son Modelin Sıcaklık Dağılımı; (a) Genel Görünüş, (b) Sac Parça Üzeri

sıcaklığının 318 K' e ulaştığı öngörlerek bulunacaktır. Bu öngörüye göre yapılan analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 8 (a)'da gösterilmektedir. Bu kabulle alt tarafın, üste göre yaklaşık 5 kat daha fazla ısınacağı hesaplanmıştır. Son bölgedeki sıcaklık böylece 323 K olarak belirlenir.

Bu yaklaşımı göre besinci model, ısı değiştiricinin son bölgesi için analiz edilmiştir. Analiz sonucunda sıcaklık dağılımları Şekil 8 (b)'de verilen modelde, kalorifer suyunun maksimum sıcaklığı 401 K bulunmuştur. Su sıcaklığı ısı değiştiricinin son bölgesinde az da olsa kaynama noktasının üzerine çıkmaktadır. Ayrıca yapılan kabulün doğruluğu da test edilebilir. Kullanım suyu alt borusundan suyun çıkış sıcaklığı 322,95 K olarak hesaplanmıştır. Bu değer suyun üst taraftan 323 K ile girdiği kabulüne % 0,0155 hata ile yaklaşmıştır.

Yedinci ve son modelde, sac parçasının kalınlığı 0,3 mm' den 0,5 mm'ye çıkarılmış, modelin orijinininden 2,85 mm aşağıya konumlandırılmıştır. Yaklaşık 5,24 mm' lik sac parça ve kaynak bağlantıları, ısı değiştiricinin son kanat boşluğu için analiz edilmiş ve kalorifer suyunun maksimum sıcaklığı 399,52 K olarak belirlenmiştir. Bu değer suyun kaynama noktası olan 400 K'nin altındadır, böylece problem giderilmiştir. Analiz sonunda elde edilen sıcaklık dağılımı grafikleri Şekil 9 (a) ve (b)'de gösterilmektedir.

SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu çalışmada kanath borulu özel tip ısı değiştiricinin kaynak bağlantılarının boyut optimizasyonu yapılarak kalorifer suyunun kaynama sorunun çözülmesi amaçlanmıştır. Belirli sıcaklık ve debi değerlerine bağlı olarak analitik yaklaşımlar ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri çözüm için kullanılmıştır.

İlk HAD analizlerinden sonra, problemin öngörülenden farklı olduğu, kaynak bağlantılarının kalorifer suyunu ısıtmadığı, aksine soğuttuğu belirlenmiştir. Çünkü kullanım suyunun kaynak bağlantılarındaki iletimle ısı transferi daha etkilidir. Çalışmanın bundan sonraki amacı, kaynak bağlantılarının iletimle ısı transferinin avantajını kullanarak, kalorifer suyunun kaynamasının giderilmesi olmuştur.

Üç kaynak bağlantısının çeşitli tasarımları HAD ile analiz edilerek, yapısal olarak mümkün olan maksimum kaynak teli genişliğinin, kalorifer suyunun kaynamasına engel olamadığı görülmüştür. Sac parçasının her iki boruya da kaynak teliyle bağlanması durumu incelenmiştir. Nitekim bu yöntemle ısı değiştiricinin giriş bölgesindeki kaynama durdurulabilmştir. Isı değiştiricinin son bölgesi için sıcaklıklar belirlenmiş, küçük bir tasarım değişikliği daha yapılarak kalorifer suyunun kaynaması nümerik olarak engellenmiştir.

Çalışmada analitik hesapların doğru sonuç vermemesinin

birkaç nedeni olabilir. İncelenen ısı değiştiricinin karmaşık yapısı analitik hesabı zorlaştırmıştır. Kanath borulu ısı değiştiricilerinde, kanatlar üzerindeki ısı taşınım katsayısı hesabının zorluğu analitik hesapların doğru sonuca ulaşamamasının sebebi olabilir. Daha önceki çalışmalar bu yargıyı desteklemektedir [9,10,14]. Analitik hesaplarda yanma gazlarının ısı değiştiriciye sağladığı ısının miktarının 7 kW olduğu belirlenmiştir. Halbuki bu değer HAD analizlerinde 34 kW civarındadır. Nitekim önceki çalışmalarda, yüksek sıcaklıkta çalışan ısı değiştiricilerinin kapasitelerinin 20-40 kW civarında olduğu görülmektedir [15]. Böyle özel bir ısı değiştiricisinde analitik yöntemin yetersiz kaldığı ortadadır. Bu yüzden nümerik yönteme ihtiyaç duyulmaktadır.

Kaynama sorununun çözümü için önerilen tasarıma sahip ısı değiştiricilerinin üretildiğinin bilinmesi ise, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin ısı değiştiricilerinde başarıyla uygulanabileceğinin bir göstergesidir. Literatürde yapılan çalışmalar da bu yargıyı desteklemektedir [15,16].

Sonuç olarak, kaynak bağlantılarının boyut optimizasyonu ve geliştirilen yeni bir tasarımla ısı değiştirici içindeki yüksek basınçlı ortamda bulunan kalorifer suyunun kaynama sorunu çözülmüştür.

SEMBOLLER

D	Boru çapı [mm]
E_T	Toplam enerji [J]
h	Ort. Taşınım katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
h_g	Kaynak yükseklikleri [mm]
k	Isıl iletkenlik [W/mk]
K	Kanat uzunluğu [mm]
L	Kaynak genişliği [mm]
Nu_D	Dış boruda üzerindeki ortalama Nusselt sayısı
Nu_K	Kanatlar üzerindeki ort. Nusselt sayısı
Re_D	Boru üzerindeki Reynolds sayısı
Re_K	Kanatlar üzerindeki Reynolds sayısı
p	Basınç [MPa]
Pr	Prandtl sayısı
T	Sıcaklık [K]
u,v,w	Hız bileşenleri [m/s]
x,y,z	Koordinatlar
V	Akışkan hızı [m/s]
τ	Gerilme [MPa]
μ	Kinematik viskozite [kg/ms]
η	Yanma gazı bileşimindeki katsayı
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]

TEŞEKKÜR

Yazarlar bu çalışma kapsamında sunduğu imkanlardan dolayı BOSCH Termoteknik San. ve Tic. A.Ş. ye teşekkür eder.

KAYNAKÇA

1. **Incopera F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, United States of America, 6th Edition
2. BOSCH Termoteknik San. ve Tic. A.Ş., Organize Sanayi Bölgesi, 45030 Manisa
3. Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Lisanslı Yazılımları
4. **Flagan, R. C. and Seinfeld, J. H.** 1988. Fundamentals of air pollution engineering. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
5. **Çengel A. Y., Boles A. M.** 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill-Literatür Yayıncıları, İstanbul, Türkiye.
6. **Çoban M. T.** 2010. Termodinamik Programları; İdeal Gazların Termodinamik Özellikleri, Ege Soğutma Sanayicileri ve İş Adamları Derneği (ESSIAD), İzmir, <http://www.essiad.org.tr/termodinamik/>
7. **Çengel A.Y., Cimbala J. M.** 2007. Akışkanlar Mekanığı, Temelleri ve Uygulamaları, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
8. National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, Navier-Stokes Equations, <http://www.grc.nasa.gov/www/K-12/airplane/nseqs.html>, son erişim tarihi: 15.03.2010,
9. **Romero-Mendez R., Sen M., Yang K. T., McClain R.** 2000. "Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger," International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 43, Issue 1, Pages 39-51.
10. **Liang S. Y., Wong T. N., Nathan G. K.** 2000. "Comparison of One-Dimensional and Two-dimensional Models For Wet-surface Fin Efficiency Of A Plate-fin-tube Heat Exchanger," Applied Thermal Engineering, Volume 20, Issue 10, Pages 941-962.
11. **El-Sayed S.A., Mohamed S.M., Abdel-latif A. M., Abouda A.E.** 2002. "Investigation of Turbulent Heat Transfer And Fluid Flow In Longitudinal Rectangular-fin Arrays of Different Geometries and Shrouded Fin Array," Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 26, Issue 8, Pages 879-900.
12. **Ataer O. E.** 2004. "An approximate Method For Transient Behavior of Finned-tube Cross-flow Heat Exchangers," International Journal of Refrigeration, Volume 27, Issue 5, Pages 529-539.
13. **Singh V., Aute V., Radermacher R.** 2008. "Numerical Approach For Modeling Air-to-refrigerant Fin-and-tube Heat Exchanger With Tube-to-tube Heat Transfer," International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 8, Pages 1414-1425.
14. **Chen H., Song J., Wang Y.** 2005. "Prediction of Heat Transfer Coefficient On The Fin Inside One-tube Plate Finned-tube Heat Exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 48, Issue 13, Pages 2697-2707.
15. **Sahin H. M., Dal A. R., Baysal E.** 2007. "3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-tube Heat Exchanger," Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issues 11-12, Pages 1806-1816.
16. **Xie G., Wang Q., Sundén B.** 2009. "Parametric Study and Multiple Correlations on Air-side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-tube Heat Exchangers With Large Number of Large-diameter Tube Rows," Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issue 1, Pages 1-16.