

# HAVA SOĞUTMALI YAĞ SOĞUTUCU ISI EŞANJÖRÜNDE KULLANILAN BURGULU VE TEL TÜRBÜLATÖRLERİN ÜRÜN PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

*Experimental Investigation Of The Effect Of Twisted Tape And Wire Turbulators Used In Air-Cooled Oil Cooler Heat Exchanger On Product Performance*

**Mustafa Zabun**  
**Harun Denizli**

## ÖZET

Endüstriyel proseslerde sıklıkla kullanılan kanatlı borulu ısı eşanjörü, ısıtma/soğutma sistemlerinin en önemli bileşenlerindedir. Kanatlı borulu ısı eşanjörünün veriminin artırılması enerji tasarrufu açısından oldukça önemlidir. Boru içerisinde kullanılacak türbülator verimi arttırmak adına kullanılan yaygın bir seçenektir. Türbülator, boru içerisinde ilave basınç kaybı oluşturması yanında boru içi ısı transferinin iyileşmesini sağladığından üründe birim metrekare başına alınan kapasite miktarını arttırmaktadır. Akışta türbülator kullanılmasıyla, akış bölgesindeki sınır tabakanın parçalanması, boru iç çevresinde ek türbülans oluşturulması, akışın olduğu çevrede ikincil akışların oluşması ve türbülator adımlarının farklılaşması neticesinde akış uzunluğunun artmasının gibi etkiler görülmektedir.

Bu çalışma kapsamında, 150 kW kapasitede bir test sistemi kurulmuştur. Test sisteminde 10 x 15 kW ısıtıcı, toplam yağ hacmi 1,5 m<sup>3</sup>, 5-50 m<sup>3</sup>/h debi aralığında çalışabilen inventörlü özel bir pompa kullanılmıştır. Bu çalışmada, içerisinde ısı transfer yağı geçen 15 mm boru çaplı, 120 borulu 1400 mm lamel uzunluğu olan 2 ayrı yağ soğutucu üniteleri içerisine burgulu ve tel türbülator yerleştirilerek, 50°C ve 60 °C akışkan giriş sıcaklığında ve farklı debilerde, türbülatorlerin yağ soğutucuların basınç kayıplarına ve soğutma kapasitelerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda sonuçlar yorumlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kanatlı Borulu Eşanjör, Yağ soğutucu, Türbülator, Eşanjör Boru içi ısı transferi

## ABSTRACT

The finned tube heat exchanger, which is frequently used in industrial processes, is one of the most important components of heating/cooling systems. Increasing the efficiency of the finned tube heat exchanger is very important in terms of energy saving. The turbulator to be used in the pipe is a common option used to increase efficiency. The turbulator increases the amount of capacity per unit square meter in the product, since it provides additional pressure loss in the pipe and improves the heat transfer within the pipe. With the use of turbulator in the flow, effects such as the fragmentation of the boundary layer in the flow region, the creation of additional turbulence around the inner pipe, the formation of secondary flows in the flow environment and the increase in the flow length as a result of the differentiation of turbulator steps are observed.

Within the scope of this study, a test system with a capacity of 150 kW was established. In the test system, a 10 x 15 kW heater, a total oil volume of 1.5 m<sup>3</sup>, a special pump with an inventor that can operate at a flow rate of 5-50 m<sup>3</sup>/h was used. In this study, screw and wire turbulators were placed in 2 separate oil cooler units with 15 mm pipe diameter, 120 pipes and 1400 mm fin length, passing Mobiltherm 605b fluid, at 50°C and 60 °C fluid inlet temperature and at different flow rates. The effects of losses and cooling capacities were investigated experimentally. The results were interpreted in line with the obtained data.

**Key Words:** Finned Tube Heat Exchanger, Oil Cooler, Turbulator, Heat Exchanger tube side heat transfer.

## 1. GİRİŞ

Ülkelerin toplumsal gelişimlerinin sürükleyici unsurlarının başında enerji kullanımı gelmektedir. Enerji kaynakları günlük yaşamımızın, enerji ve sanayi ürünleri ise üretimimizin en önemli yaşamsal girdileridir. Bu nedenle de ülkenin ve enerji alanının yönetimini üstlenenler, toplumun ve ekonominin gereksinim duyduğu enerjiyi kesintisiz, güvenilir, zamanında, temiz ve ucuz yollardan temin etmek ve gerek en uygun fiyatlarla sağlayabilmek, gerek enerji arz güvenliği açısından bu kaynakları çeşitlendirmek zorundadırlar.

Sanayide kullanılan bazı enerji tasarrufu yöntemleri şunlardır;

- Yanma Veriminin İyileştirilmesi
- Atık Sudan Isı Geri Kazanım
- Atık Baca Gazından Isı Geri Kazanım
- Havadan Havaya Isı Geri Kazanım
- Yalıtım (Vana) Ceketleri,
- Flaş Buhardan Isı Geri Kazanım
- Kompresör Kapasite Kontrolü
- Kireçtaşı Önleyiciler
- Soğutma Kulelerinde Enerji Tasarrufu

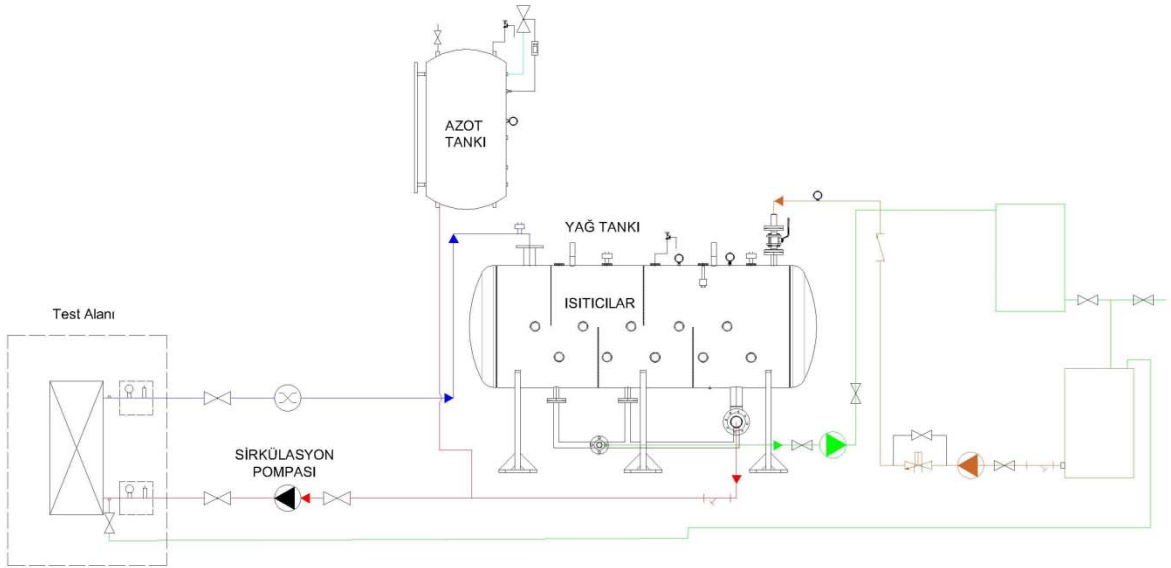
Soğutma ve ısıtma sistemlerinde ısı geçişinin sağlanabilmesi için yüzey alanının artırılması kullanılan yöntemlerden biridir. Endüstriyel tip kazanlarda, kalorifer tipi kazanlarda, nükleer tesisler verimin artırılması için türbülötör kullanımı oldukça yaygındır. Enerji maliyetini düşürmesi açısından faydalı olan türbülötörlerin tasarımı konusunda çalışmalar yapılmaktadır. Sparow ve arkadaşları [1], Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak incelemiş ve girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Mühendislik problemlerinde türbülötör tipini belirlemek için hem deneysel hem de sayısal olarak çözümler yapılmaktadır. [2] Kahraman ve arkadaşları, [3] yaptıkları çalışmada iki farklı kanatçık yapısına sahip türbülötörü deneysel olarak incelemiş, ısı transferine olan etkisini incelemişlerdir. Nesrin ve arkadaşları [4], bir boru içerisinde yay ve kanatlı türbülötörleri nümerik olarak incelemiştir. Türbülans viskozite eğrisi kanatlı türbülötörünün sürekli arttığı ve yay türbülansının azaldığı bulunmuştur. Moria ve arkadaşları [5], bir boru içerisinde farklı burgu sayılarında burgulu türbülötör basınç kaybını ve ısı transferini etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edikleri sonuçlar doğrultusunda burgu sayısı arttıkça ısı transfer katsayısını arttığını gözlemlemişlerdir. Yadav [6], U-bükümlü çift borulu bir ısı eşanjöründe ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri üzerindeki yarı uzunlukta bükülmüş bant yerleştirmenin etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Düz ısı eşanjörüne kıyasla yarı uzunlukta burgulu türbülötör ile ısı transfer katsayısının %40 arttığı bulunmuştur. Bedi ve arkadaşları [7], gövde-borulu ısı değiştiricisi içerisinde burgulu, kanatlı burgulu ve tel matris türbülötör yerleştirerek basınç düşünü ve ısı transferini incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlar doğrultusunda, kanatlı burgulu ve tel matris türbülötörün, daha düşük Reynolds sayısında bükümlü banda kıyasla daha az ısı transfer katsayısı bulunmuştur. Selvam ve arkadaşları [8], tam gelişmiş bir türbülanslı akış için tel sargılı bobin matris türbülötörün bağlanmasının ve bağlanmasının ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, türbülötörün bağlanması olmadan 5, 10 ve 15 mm'lik farklı hatvelere sahip üç farklı tel sargılı bobin matris türbülötörü üzerinde gerçekleştirmiştir. Sonuçlar, ısı transfer hızının, bağlamalı tel sargılı bobin matris türbülötörün perdesi ile ters orantılı olarak arttığını göstermiştir.

Bu çalışmada endüstriyel soğutmada kullanılan bir yağ soğutucu ürün içerisinde farklı tipte türbülötör konularak ürünün soğutma kapasitesine etkisi deneysel olarak incelenmiş ve mümkün olduğunca az basınç kaybında yüksek soğutma kapasitesi elde etmek amaçlanmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOT

### 2.1. Test Düzeneği

Sistemde bulunan tüm elemanların ve ölçme elemanlarının çalışır durumda olmasının test edildiği ve ölçüm elemanlarının kalibresinin yapıldığı deney düzeneği akışkanın ısıtıldığı bölümü ve test bölümü olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Sistemin P&ID şeması Şekil 1'de verilmiştir. Test düzeneği 150 kW kapasitededir. Test sisteminde 10 x 15 kW ısıtıcı, toplam yağ hacmi 1,5 m<sup>3</sup>, 5-50 m<sup>3</sup>/h debi aralığında çalışabilen inventörlü özel bir pompa kullanılmıştır.



Şekil 1: Yağ Soğutucu Test Düzeneği P&ID şeması

Yağ Soğutucu test düzeneğinde yağ soğutucu bir fan yardımıyla hava ile soğutulmaktadır. Test edilecek ürün laboratuvar dışına alınarak yağ izolasyonlu borular ile test ürününe taşınmaktadır.



Şekil 2: Yağ Isıtma Bölümü



Şekil 3: Test Alanı

#### 2.1.1 Yağ Isıtma Bölümü

Yağ ısıtma bölümü sabit sıcaklıkta girmesini sağlamak için tank içerisinde yağ ısıtılmaktadır. Bu deney düzeneğinde 1.5 m<sup>3</sup> hacimli tank da özel bir ısı transfer yağı kullanılmıştır. Yağın özellikleri tablo 1'de

verilmiştir. Test düzeneğinde bulunan 10 x15 kW ısıtıcılardan testler esnasında yalnızca 4 x15 kW ısıtıcı kullanmıştır.

**Tablo 1: Yağ Özellikleri**

Özellik	
Yoğunluk @ 15°C, kg/l, ASTM D1298	0,857
Parlama noktası, Cleveland Açık Kap, °C, ASTM D92	230
Kinematik Viskozite @ 100 °C, mm <sup>2</sup> /s, ASTM D445	5,4
Kinematik Viskozite @ 40 °C, mm <sup>2</sup> /s, ASTM D445	30,4

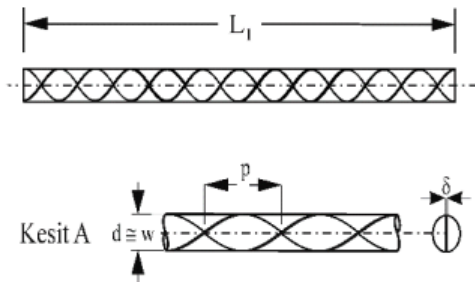
### 2.1.2 Test Bölümü

Bu deneylerde Tablo 2’de verilen tasarım özelliklerinde 3 adet Friterm-Yağ Soğutucu ünite kullanılmıştır. Birinci ürünün içerisine türbülötör konulmadan testler gerçekleştirilmiştir. İkinci ünitenin içerisine ise Tablo 3’de özellikleri verilen burgulu türbülötör, üçüncü üniteye ise tel türbülötör yerleştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir.

**Tablo 2 : Yağ Soğutucu Ünitesi Tasarım Özellikleri**

	Yağ Soğutucu
Geometri	F3833
Boru Çapı – Boru Et Kalınlığı (mm)	15 – 0,4-Bakır
Boru Sayısı	30
Sıra Sayısı	4
Devre Sayısı	30
Lamel İç Uzunluğu (mm)	1400
Lamel Kalınlığı (mm)	0,120
Lamel Tipi	Kaburgalı

Deneyde kullanılan burgulu türbülötör alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Yağ soğutucu ürün 4 sıra, 30 devre olduğundan dolayı toplamda 120 adet boru içermektedir. Ünite içerisine boru sayısı kadar türbülötör yerleştirilmiştir. Deneylerde toplamda 168 m türbülötör kullanılmıştır.

**Şekil 4 : Burgulu Türbülötör Boyutları****Tablo 3: Burgulu Türbülötöre Ait Boyutlar**

Test Borusu İç Çapı	d (mm)	15
Test Borusu Et Kalınlığı	t (mm)	0.4
Test Borusu Uzunluğu	L (mm)	1400
Türbülötör Uzunluğu	L1 (mm)	1400
Ortalama Hatve	p (mm)	55
Şerit Kalınlığı	δ (mm)	1

Deneyde kullanılan türbülötörlere ait görseller Şekil 5 ve Şekil 6 ‘da verilmiştir.

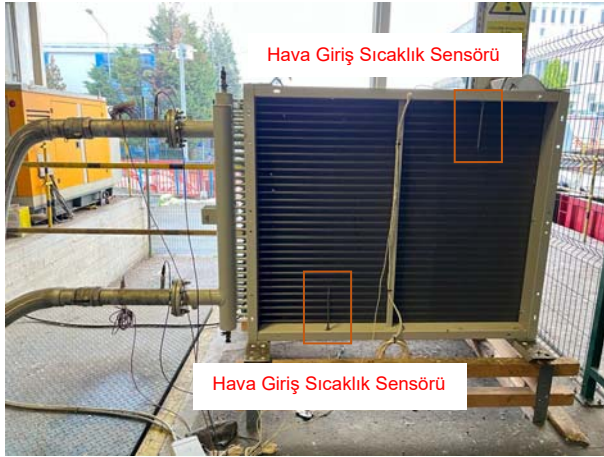


Şekil 5: Tel Türbülator

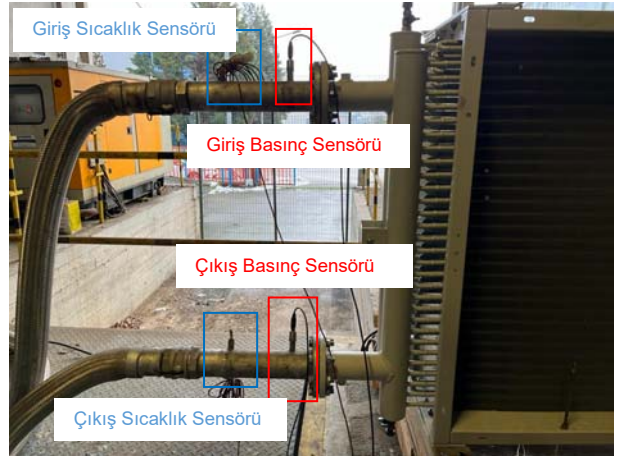


Şekil 6 : Burgulu Türbülator

Yağ Soğutucu Test düzeneğinde tank içerisinde ısıtılan yağ inventörlü pompa yardımıyla sabit bir debide ve sabit bir giriş sıcaklığında test ünitesine gönderilmektedir. Giriş ve çıkış kolektör bağlantısından hemen önce alınan yağ giriş ve çıkış sıcaklık ve basınç değerleri ile ölçümler gerçekleştirilir. Bu sayede test ünitesini kapasitesi hesaplanır. Ek olarak, hava tarafı kapasite hesaplaması için üniteye giren ve çıkan havanın sıcaklıkları da ölçülmektedir. Akışkan giriş ve çıkış sıcaklığı için daldırma tip PT100 sensör kullanılmıştır. Sensörlerin konumları Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmektedir. Yağ akışkan debisi türbin tip bir debimetre ile ölçüm yapılmıştır. Elde edilen veriler bir PLC yardımıyla toplanarak kayıt altına alınmıştır.



Şekil 7: Hava Giriş ve Çıkış Sensörleri



Şekil 8 : Akışkan Giriş ve Çıkış Sensörleri

Deneylerde ölçümler, sistem sürekli rejime gelene kadar beklenmiş, sürekli rejime geldikten sonra nihai veriler elde edilmiştir.

## 2.2. Hesaplama Metodu

Deneyler boyunca kararlı koşullarda; akışkan giriş ( $T_g$ ), çıkış ( $T_ç$ ), akışkan kütsel debisi ( $\dot{m}$ ), basınç kaybı ( $dP$ ), DC güç kaynağı elektrik akımı ( $I$ ) ve potansiyel farkı ( $\Delta V$ ) kaydedilmiştir. Birim zamanda elektrikli ısıtıcıya ve akışkana aktarılan enerji sırasıyla denklem 1 ve 2 ile bulunur.

$$\dot{Q}_{ısıtıcı} = \Delta VI \quad (\text{kW}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{yağ} = \dot{m}c_p(T_g - T_ç) \quad (\text{kW}) \quad (2)$$

Basınç kaybı, denklem 3 kullanılarak bulunur.



$$\Delta P = P_g - P_\varphi \quad (\text{bar}) \quad (3)$$

Burada  $\Delta T$  ifadesi test ünitesine giren havanın sıcaklığı ve test ünitesine giren yağın sıcaklığının farkıdır. Bu ifade, testler sırasında sabit tutulamayan hava sıcaklığından dolayı kullanılmaktadır.

$$\Delta T = T_{\text{Giriş,yağ}} - T_{\text{Giriş,Hava}} \quad (\text{K}) \quad (4)$$

Bu çalışmada Kind [9] basınç kaybı bağıntısı denklem 5 ile hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{\text{boru}} = \xi \rho_f \frac{V_{\text{boru}}^2}{2} \quad (\text{bar}) \quad (5)$$

### 2.3. Deneysel Belirsizliği

Bu çalışmada Moffat [10] temel alınarak belirsizlik tahmini yapılmıştır. Deneysel olarak hesaplanan sonuçtaki tek bir ölçümün belirsizliği denklem 6 kullanılarak bulunabilir. :

$$\partial R_{X_i} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \quad (6)$$

R fonksiyonunda daha fazla bağımsız değişken kullanıldığında, tek tek terimler kök-toplam-kare yöntemiyle birleştirilir,

$$\partial R = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2} \quad (7)$$

Denklem 6 ile gösterilen bireysel faktörlerdeki göreceli hataları dikkate almak için kullanılır.

$$w(m, c_p, \dots) = \sqrt{(x_1)^2 + (x_{21})^2 + \dots + (x_n)^2} \quad (8)$$

Soğutma kapasitesi belirsizlikleri, denklem (9) ve (10)'in kombinasyonları ile hesaplanabilir. Denklem (11), denklemleri birleştirdikten sonra ortaya çıkan denklemdir.

$$Q = \dot{m} c_p (T_g - T_\varphi) \quad (9)$$

$$w_Q = \sqrt{\left( \frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial c_p} w_{c_p} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial T_\varphi} w_{T_\varphi} \right)^2} \quad (10)$$

$$\frac{w_Q}{Q} = \sqrt{\left( \frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{w_{c_p}}{c_p} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_g}}{T_g} \right)^2 + \left( \frac{w_{T_\varphi}}{T_\varphi} \right)^2} \quad (11)$$

Benzer hesaplamalar ile basınç kaybı belirsizliği denklem 12 ile bulunur. ,

$$\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} = \sqrt{\left( \frac{w_{P_g}}{P_g} \right)^2 + \left( \frac{w_{P_\varphi}}{P_\varphi} \right)^2} \quad (12)$$

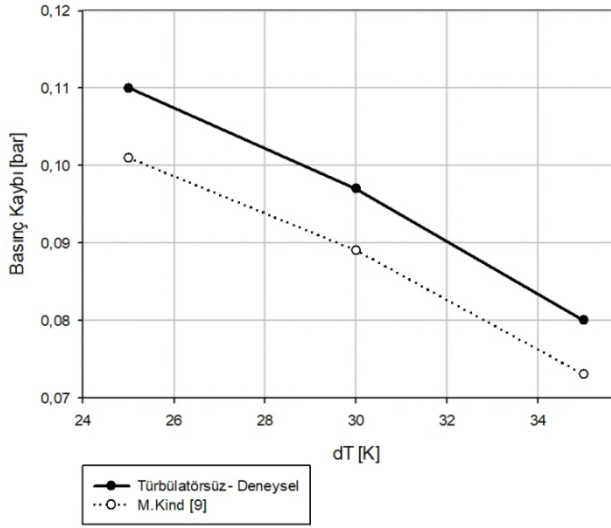
Ölçülen fiziksel özelliklerin her biri boyutsuz parametrelerden oluşur. Ölçülen fiziksel özelliklerin her biri için boyutsuz parametrelerin belirsizlikleri sekmede verilmiştir. Soğutma kapasitesi belirsizlik katsayı %5.18 basınç sensörlerinden gelen belirsizlik %2'dir.

### 3. BULGULAR

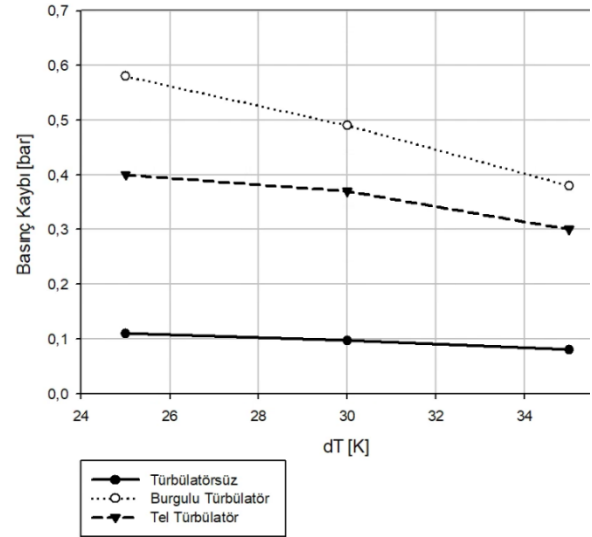
Bu bölümde deneysel çalışmalarda edilen araştırma bulguları değerlendirilmiş sonuçlar grafiksel ortamda hazırlanmıştır. Sonuçlar basınç kaybı ve soğutma kapasite açısından iki başlık altında incelenmiştir.

#### 3.1. Basınç Kaybı

Şekil 9' da yağ soğutucu ünite içerisinde oluşan deneysel basınç kaybı M. Kind [9] geliştirdiği bağıntı ile karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar ile bağıntı sonuçları arasında maksimum %8.25 sapma ile uyum gözükmemektedir. Şekil 10'da yağ soğutucu ünite içerisinde türbülatlörlere bağlı basınç kaybı grafiği verilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda türbülatlörler arasında en az basınç kaybını tel türbülatlör vermektedir.



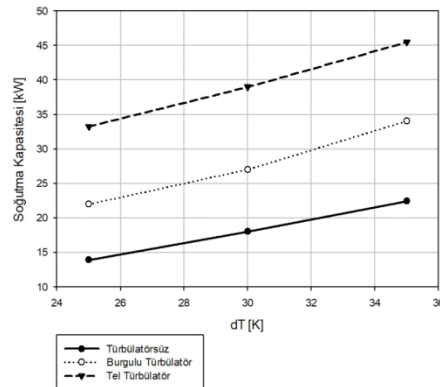
Şekil 9 : Sıcaklık farkına ( $\Delta T$ ) bağlı akışkan basınç kaybı değişimi



Şekil 10: Farklı Tip Türbülatlörlerin sıcaklık farkına ( $\Delta T$ ) bağlı basınç kaybı değişimi

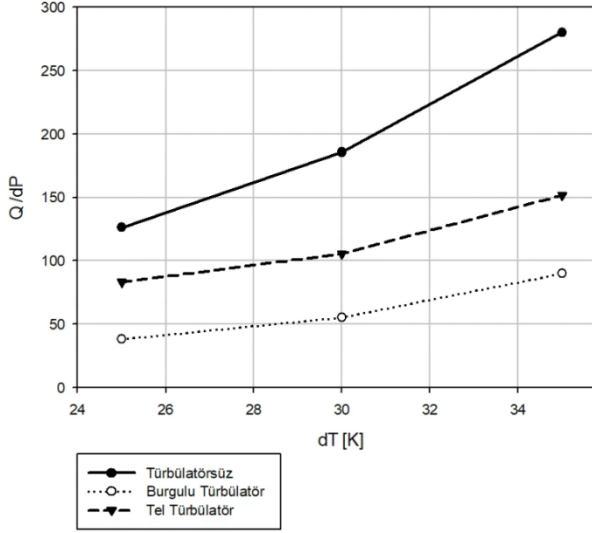
#### 3.2. Soğutma Kapasitesi

Şekil 11'de  $\Delta T$ 'ye bağlı olarak farklı tip türbülatlörlerin yağ soğutucu kapasitesine olan etkisi grafik olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde üç  $\Delta T$  şartında da en yüksek kapasiteyi tel türbülatlör vermektedir.

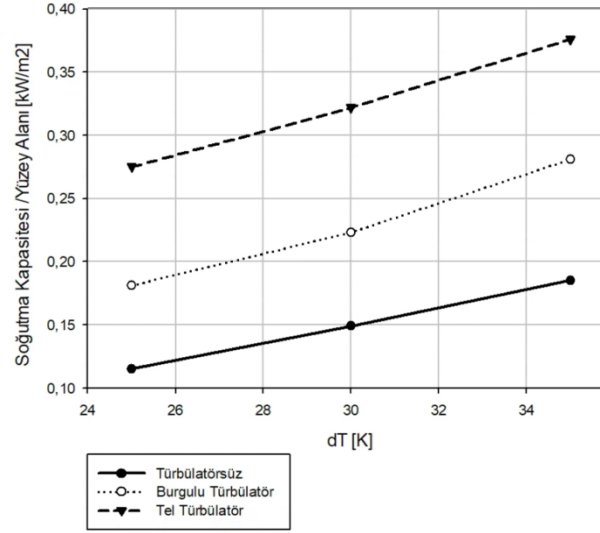


Şekil 11 :  $\Delta T$ 'ye bağlı olarak Türbülatlörlerin soğutma kapasitesine olan etkisi

Şekil 12’de yağ soğutucu test ünitesinde birim basınç kaybına karşılık gelen soğutma kapasitesi verilmiştir. Grafik birim basınç kaybına karşılık gelen soğutma kapasitesi türbülatsüz yağ soğutucuda yüksek çıkması beklenen bir durumdur. Fakat Şekil 13’de birim yüzey alanına düşen soğutma kapasitesi incelendiğinde bu durum tam tersi olarak görülmektedir. Birim yüzey alanına düşen soğutma kapasitesi en fazla tel türbülatsörde olduğu görülmektedir.



Şekil 12: Birim basınç kaybına düşen kapasite



Şekil 13: Birim yüzey alanına düşen kapasite

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada, aynı tasarım özelliklerinde imal edilmiş, tel ve burgulu olmak üzere 2 tip türbülatsörün kullanıldığı yağ soğutucu ünitesi türbülatsüz ünite ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- 3 farklı  $\Delta T$  koşulunda gerçekleşen testlerde en yüksek basınç kaybı @25  $\Delta T$  koşulunda burgulu tip türbülatsörde gözlemlenmiştir. Türbülatsüz test ünitesine oranla 5.3 kat daha fazladır. Bu oran  $\Delta T$ 'nin artmasıyla değişen yoğunluktan kaynaklı düşmektedir. En düşük basınç kaybı ise @25  $\Delta T$ 'de tel türbülatsörde görülmektedir. Türbülatsüz test ünitesine oranla 3.6 kat daha fazladır. Basınç kaybı açısından en ideal türbülatsör tel türbülatsör olarak görülmektedir.
- Soğutma kapasitesine bakıldığında en yüksek kapasite @35  $\Delta T$ 'de tel türbülatsörlü yağ soğutucusunda elde edilmiştir. Türbülatsüz yağ soğutucuya oranla tel türbülatsörde elde edilen kapasite 2.02 kat daha fazladır. Burgulu türbülatsör ise 1.52 kat daha fazla kapasite elde etmiştir.
- Birim basınç kaybı açısından baktığımızda en ideal durum türbülatsüz yağ soğutucu gibi görünse de birim yüzey alanına düşen kapasite en düşük türbülatsüz yağ soğutucuda elde edilmiştir. Birim yüzey alanına düşen en yüksek kapasite tel türbülatsörde elde edilmiştir.

Sonuç olarak, yapılan deneyler doğrultusunda hem basınç kaybı hem de soğutma kapasitesi açısından en verimli türbülatsör tel türbülatsör olarak öne çıkmaktadır.

#### KAYNAKLAR

- [1] E. M. Sparrow and A. Qhaboki, "Swirl-affected turbulent fluid flow and heat transfer in a circular tube," *J. Heat Transfer*, vol. 106, no. 4, pp. 766–773, 1984, doi: 10.1115/1.3246750.



- [2] Ş. KARAGÖZ, S. ÇILTAŞ, O. YILDIRIM, and S. ERDOĞAN, “Yatay Borularda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması,” *Erzincan Üniversitesi Fen Bilim. Enstitüsü Derg.*, vol. 12, no. 1, pp. 306–316, 2019, doi: 10.18185/erzifbed.459957.
- [3] N. Kahraman, U. Sekmen, B. Çeper, and S. Orhan AKANSU Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, “Borlucu Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi Numerical Investigation of Effect of Turbulator on Heat Transfer in Pipe Flows,” *J. Therm. Sci. Technol.*, vol. 28, pp. 51–59, 2008, [Online]. Available: <http://tibtd.org.tr/2008-2/51-59.pdf>
- [4] N. ADIGÜZEL and A. GÜNDÜZ, “Paralel Akışlı Çift Borulu Isı Eşanjöründe Yeni Pervaneli Türbülator Tasarımının Teorik Analizi,” *Karadeniz Fen Bilim. Derg.*, vol. 12, no. 1, pp. 204–228, 2022, doi: 10.31466/kfbd.1014483.
- [5] H. Moria, “Compound usage of twisted tape turbulator and air injection for heat transfer augmentation in a vertical straight tube with upward stream,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 25, no. January, p. 100854, 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.100854.
- [6] A. S. Yadav, “Effect of Half Length Twisted-Tape Turbulators on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics inside a Double Pipe U-Bend Heat,” *Jordan J. Mech. Ind. Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 17–22, 2009.
- [7] R. Bedi, K. Kiran, A. M. Mulla, Manoj, and G. S. Hebbar, “Experimental Augmentation of Heat Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger using Twisted Tape with baffles and hiTrain Wire Matrix Inserts - A Comparative Study,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 376, no. 1, 2018, doi: 10.1088/1757-899X/376/1/012003.
- [8] S. Selvam, P. Thiyagarajan, and S. Suresh, “Effect of wire coiled coil matrix turbulators with and without bonding on the wall of the test section of concentric tube heat exchanger,” *Therm. Sci.*, vol. 16, no. 4, pp. 1151–1164, 2012, doi: 10.2298/TSCI110318117S.
- [9] M. Kind and H. Martin, *Verein Deutscher Ingenieure (VDI) - Heat Atlas*. 2010.
- [10] R. J. Moffat, “Describing the Uncertainties in Experimental Results,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 5, no. 1, pp. 104–114, 2011, doi: 10.1007/s11708-011-0138-x.

## ÖZGEÇMİŐ

### Mustafa ZABUN

1993 yılı Malatya doğumludur. 2018 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 2019 yılından beri Yeditepe Üniversitesi Makine Mühendisliği yüksek lisans programına devam etmektedir. 2018-2020 yılları arasında Bakım Mühendisi olarak görev almıştır. 2021 yılından beri Friterm A.Ő.‘de Ar-Ge Test Laboratuvar Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Akışkanlar Mekaniđi ve Isı transferi alanlarında makaleler yayınlamış ve bu alanlarda çalışmalarına devam etmektedir.

### Harun DENİZLİ

1997 yılı Kocaeli/Gebze doğumludur. 2020 yılında Samsun Üniversitesi Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Üniversite kariyerinde insansız hava araçları ile ilgilenmiş ve bu konuda TÜBİTAK yarışmaları başta olmak üzere ödülleri bulunmaktadır. 2021 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Savunma Teknolojileri Tezli Yüksek Lisans Programı'na başlamıştır. 2021 yılında Friterm AŐ‘de ARGE Mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Akışkanlar Dinamiđi ve Isı transferi konularında çalışmaktadır.