



**Bilal Sungur**  
**Bahattin Topaloğlu**

Ondokuz Mayıs University, Samsun-Turkey  
bilal.sungur@omu.edu.tr; btopal@omu.edu.tr

DOI	<a href="http://dx.doi.org/10.12739/NWSA.2018.13.3.2A0151">http://dx.doi.org/10.12739/NWSA.2018.13.3.2A0151</a>	
ORCID ID	0000-0002-7320-1490	0000-0002-7095-4913
CORRESPONDING AUTHOR	Bilal Sungur	

**BORU İÇİNE YERLEŞTİRİLEN KONİK TÜRBÜLATÖR SAYISININ NÜMERİK OPTİMİZASYONU**

**ÖZ**

Bu çalışmada ısınma amaçlı kullanılan duman borulu kazanların verimlerini arttırmaya yönelik araştırmalar yapılmıştır. Bu kapsamda duman borularına konik geometriye sahip türbülatorler yerleştirilerek ısı transferine olan etkileri nümerik olarak incelenmiştir. Farklı sayılarda ve sonsuz sayıda olmak üzere toplamda 7 adet geometri oluşturulmuş ve boş boru ile birlikte toplam 8 geometri için hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar ile her bir geometrideki ısı transferleri ve basınç kayıpları belirlenmiştir. Bu sonuçlara göre çıkış sıcaklıkları, Nusselt sayıları, basınç kayıpları ve sürtünme faktörleri Reynolds sayılarına bağlı olarak tespit edilmiş ve her bir durum için sonuçlar değerlendirilmiştir. Bunun yanında sıcaklık ve akım fonksiyonu dağılımlarının türbülator sayılarına göre nasıl bir değişim gösterdiği irdelenmiş ve optimum türbülator sayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Kullanılan türbülator sayısı arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak ısı transferi artışı türbülator sayısı artışına orantılı gerçekleşmemektedir. Sonuç olarak en iyi ısı transferinin on üç türbülator kullanılması durumunda olduğu ancak türbülator sayısı arttıkça basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Kazanlar, Türbülator, Nümerik Modelleme, Isı Transferi, Reynolds Sayısı

**NUMERICAL DETERMINATION OF OPTIMUM NUMBER OF CONICAL TURBULATORS PLACED IN SMOKE TUBES**

**ABSTRACT**

In this study, investigations were made to increase the efficiency of the smoke tube boilers used for heating purposes. In this context, turbulators with conical geometry were installed to the smoke tubes and the effects on heat transfer were investigated numerically. 7 geometries were created in different numbers and infinite numbers and calculations were made for a total of 8 geometries together with empty tubes. With these calculations, heat transfer and pressure losses in each geometry are determined. According to these results, outlet temperatures, Nusselt numbers, pressure losses, and friction factors are determined and results were evaluated. In addition, it has been investigated how the temperature and stream function distributions change according to the turbulator numbers and it is tried to determine the optimum condition. As the number of turbulators used increases, heat transfer increases. However, the heat transfer increase is not proportional to the increase in the number of turbulators. As a result, it is seen that the best heat transfer is to use thirteen turbulators but the pressure losses increase as the number of turbulators increases.

**Keywords:** Boilers, Turbulator, Numerical Modelling, Heat Transfer, Reynolds Number

**How to Cite:**

Sungur, B. ve Topaloğlu, B., (2018). Boru İçine Yerleştirilen Konik Türbülator Sayısının Nümerik Optimizasyonu, Technological Applied Sciences (NWSATAS), 13(3): 208-218, DOI:10.12739/NWSA.2018.13.3.2A0151.



## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Dünya üzerindeki enerji kaynaklarının giderek azalması sebebiyle mevcut enerji kaynaklarının daha verimli olarak kullanılması önem kazanmıştır [1]. Son yıllarda özellikle enerji sektöründe enerjiden tasarruf etmek için farklı yöntemler geliştirilmiştir. Isı değiştiricileri (eşanjörler) de enerjiden tasarrufun yapıldığı alanlardan birisidir. Isıtma amaçlı kullanılan duman borulu kazanlar da prensip olarak içinde yanma yapılan birer ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave güç verilerek ısı transferlerinde iyileşme sağlayan yöntemler aktif, ilave güç vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntemler ise pasif yöntemler olarak adlandırılmaktadır. Isı transferini arttırmak için, ısı değiştiricilerde yüzeylerin arttırılması ısı transferini arttırmaktadır. Fakat artan yüzeyle beraber ısı değiştiricisinin kapladığı alan da büyümektedir. Bunu engellemek için ısı değiştiricisinin içerisine yerleştirilecek bir türbülator sayesinde, ısı transfer yüzey alanı büyütülürken ısı değiştiricisinin kapladığı alan sabit kalacaktır. Türbülatorler; ısı transferini iyileştirme ve türbülansı arttırmak için boru içine yerleştirilen elemanlardır. Başka bir ifadeyle farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değişimini arttırmayı sağlayan cihazlardır. Atık enerjilerin ısı değiştiricileri yardımıyla yararlı hale getirilmesinden dolayı da sanayinin hemen hemen her dalında kullanım alanına sahiptirler ve kullanım amacına göre çok farklı konstrüksiyonlarda bulunabilirler. İşletmeye daha önceden alınmış ısı değiştiricileri için tüm sistemi yeniden kurmak ya da gerekli cihazları yenileriyle değiştirmek yerine mevcut sistemin verimini pasif ısı transferi yöntemiyle arttıracak sökölüp takılabilir türbülatorlerin kullanımı önem kazanmaktadır. Böylece başka sistemler için kullanılma ihtimali düşük olan bu cihazlardan tekrar yararlanılabilecek ve üretici firmalar dünya çapındaki rekabet ortamında ürünlerini daha kaliteli ve daha ucuz fiyatla pazarlayabilme imkânına kavuşacaklardır.

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte mühendislik problemlerinde çok daha yaygın olarak kullanılan nümerik yöntemler, analitik olarak elde edilmesi mümkün görülmeyen karmaşık diferansiyel denklemlerin çözümünde büyük kolaylık sağlamaktadır. Ayrıca deneysel çalışmalar için sistem kurulumunun pahalı olması, uzun zaman gerektirmesi gibi nedenler de nümerik yöntemleri önemli hale getirmektedir. Uygulamada çok sayıda nümerik yöntem dayanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programları mevcuttur. Fluent paket programı da bunlardan bir tanesidir ve akışkan hareketleri, ısı transferi, partikül hareketleri, yanma gibi çok değişik akışkan proseslerini modelleyebilmektedir. Literatürde türbülator kullanarak ısı transferinin artırılması ve akışkan özelliklerinin farklı kimyasalların takviyesi ile zenginleştirilmesi gibi farklı yöntemlerde birçok çalışma yapılmıştır. Akansu [2] yapmış olduğu teorik çalışmada L mesafesindeki bir boru içine yerleştirilmiş gözenekli bilezik şeklindeki türbülatorler için ısı transferi ve basınç düşüş analizleri yapmıştır. Nümerik hesaplamalarda Fluent paket programını kullanmış ve türbülans modeli olarak k- $\omega$  modeli kullanmıştır. Akışkan olarak hava kullanmıştır. Reynolds sayısının 3000 ile 45000 değer aralıkları arasında analizler yapmıştır. Yıldız ve Çakmak [3], eş merkezli ısı değiştiricilerinde ısı transferini arttırmak amacıyla boru girişine düzgün sıralı enjektörler yerleştirmişler ve oluşan dönel akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Lozza ve Merlo [4], 15 adet aynı tür boru fakat düz veya dalgalı kanatçık geometrisine sahip



kanatçıkların hava soğutmalı kondenserlerde ve sıvı fazlı soğutucularda ısı transferine olan etkilerini araştırmışlardır. Yakut ve Şahin [5], çalışmalarında boru içerisine yerleştirilen helisel kesitli yayların ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Dikdörtgen kanalların duvarlarının birine katı veya delikli engel yerleştirilmesinin ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkilerini Karwaa vd. [6], deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucu olarak ısı transferi iyileştirmesi bakımından en fazla açık alan oranına sahip geometrinin en iyi geometri olduğunu belirtmişlerdir. Kurtbaş vd. [7], ısı sabit tutulan bir boru içerisine, 62 mm genişliğinde ve 1200 mm uzunluğunda saç üzerine değişik çap ve aralıklarda oluşturulan kanatlara farklı açılar vererek yerleştirmişler ve bunların ısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Re sayısının 10000-40000 aralığında deneylerini gerçekleştirmişlerdir Kanatlar ile boru eksenini arasındaki açının artmasıyla ısı ve basınç kaybının arttığını belirtmişlerdir. Muthusamy vd. [8] çalışmalarında iç kanatçıklı kesik konik türbülötörlerin akış yönünde (havanın geldiği kısımdaki çap büyük) ve akışa ters yönde (havanın geldiği kısımdaki çap küçük) ısı transferi, sürtünme faktörü ve termal performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerini  $0.052W/m^2$ 'lik sabit ısı akısında ve Reynolds sayısının 6800-9700 aralığında hava ile gerçekleştirmişlerdir. Akış yönünde koyulan türbülötörlerin daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir. Karakaya ve Durmuş [9] çalışmalarında farklı açılarda konik yay türbülötör kullanımının ısı transferine ve basınç düşüşüne olan etkilerini araştırmışlardır. Kahraman vd. [10], türbülötör olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığında ( $b=0.1$  ve  $0.2m$ ) ve üç farklı kanatçık açısına sahip ( $\theta=30^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$ ) türbülötörler imal edilerek boru içerisine yerleştirilip ısı geçişindeki artışı incelemişlerdir. Ayrıca Fluent programıyla akış ve sıcaklık alanlarını nümerik olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak inceledikleri tüm durumlarda boru içerisinde türbülötör kullanılması durumunda Nu sayısının arttığını, Nu sayısının Re sayısı ile doğru orantılı, sürtünme sayısının ise Re sayısı ile ters orantılı olduğunu, yön değiştirici kanat sayısı arttıkça Nu sayısı ile sürtünme katsayısının da arttığını gözlemlemişlerdir. Arguhan ve Yıldız [11], çalışmalarında dikdörtgen delikli türbülötörlerde delik sayısının ısı geçişine ve basınç düşüşüne etkilerini, deneysel olarak araştırmışlardır. İyi dizayn edilmiş geometrinin ısı transferinde %80 oranında iyileşme yaptığını tespit etmişlerdir.

## 2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH SIGNIFICANCE)

Bu çalışmada duman borularına farklı sayıda tam konik türbülötör geometriler yerleştirilerek ısı transferine ve basınç kayıplarına olan etkileri nümerik olarak incelenmiştir. Hesaplamalar iki boyutlu eksenel simetrik şartlarda gerçekleştirilmiştir. Çalışmada boş boru, bir, iki, üç, dört, yedi, on üç ve sonsuz türbülötörlü boru olmak üzere sekiz farklı durum için sabit giriş sıcaklığında üç farklı hız değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamaların sonuçlarına göre önce her bir geometrideki ısı transferleri ve basınç kayıpları, daha sonra Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri Reynolds sayılarına bağlı olarak belirlenmiş ve her bir durum için sonuçlar değerlendirilmiştir.

## 3. MATERYAL VE METOD (MATERIALS AND METHOD)

Hesaplamaları gerçekleştirilen iki boyutlu duman borusu geometrisi Gambit programında hazırlanarak ağ ile örülmüştür ve daha



sonra bu geometri Fluent HAD programına aktarılarak nümerik çalışmalar yapılmıştır. Akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözülerek analiz edildiği akışkanlar mekaniği dalına Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) adı verilir. Bilgisayar teknolojisinde meydana gelen hızlı ilerlemeler HAD yazılımlarının önemini giderek arttırmıştır. Günümüzde mühendislikte karşılaşılan problemlerin çözüm yöntemleri HAD yazılımları ile daha hızlı hale gelmiştir. Akış problemlerinin nümerik hesaplamalarında kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemleri ile çözüm yapılmaktadır. Bu diferansiyel denklemler problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmektedir. Silindirik koordinatlar için kararlı haldeki iki boyutlu türbülanslı akış için taşınım denklemlerinin genel formu şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_{\phi} \quad (1)$$

Burada  $\phi$  bağımlı değişkeni,  $\Gamma_{\phi}$ ,  $\phi$  değişkenin taşınım katsayısını ve  $S_{\phi}$ ,  $\phi$  taşınım eşitliğinin kaynak terimini ifade etmektedir [12].

Bu çalışmada türbülans modeli olarak Standart k- $\epsilon$  model kullanılmıştır. Standart k- $\epsilon$  modeli, transport denklemlerine dayanan yarı ampirik bir modeldir [13]. Launder ve Spalding [14] tarafından önerilen bu model pratik mühendislik akış hesaplamalarında en çok kullanılan modeldir. Isı transferi simülasyonlarında ve endüstriyel akış problemlerinde doğru sonuçlar vermesi, güvenilir ve ekonomik olması nedeniyle geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Duman borusu içindeki sıcak havadan boru dış yüzeyine (sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilen suya) geçen ısı debisi aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_h = h A \Delta T_{log} \quad (2)$$

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_g - \Delta T_c}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_c}} \quad (3)$$

$$\Delta T_g = T_{h,g} - T_{su,g} \quad (4)$$

$$\Delta T_c = T_{h,c} - T_{su,c} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m} c_p (T_{h,g} - T_{h,c}) \quad (6)$$

Burada,  $\dot{Q}_h$  havanın verdiği ısı debisini,  $\dot{Q}$  transfer edilen ısı debisini,  $h$  ısı taşınım katsayısını,  $A$  akışın temas ettiği borunun yüzey alanını,  $T_{h,g}$  havanın boruya giriş sıcaklığını,  $T_{h,c}$  havanın borudan çıkış sıcaklığını,  $T_{su,g}$  suyun boru girişindeki sıcaklığını,  $T_{su,c}$  suyun boru çıkışındaki sıcaklığını,  $\dot{m}$  havanın kütleli debisini,  $c_p$  havanın özgül ısısını göstermektedir. Böylece ısı transferi hesaplamalarında kullanılan boyutsuz Nu sayısı hesaplanabilir:

$$Nu = \frac{h d}{k} \quad (7)$$

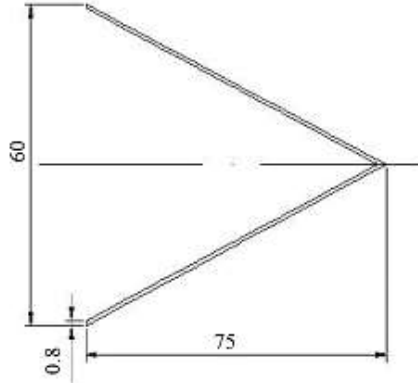
Reynolds sayısı (Re) ve sürtünme faktörünün (f) hesabında aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

$$Re = \frac{V d}{\nu} \quad (8)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{V^2}{2} \frac{L}{d}} \quad (9)$$

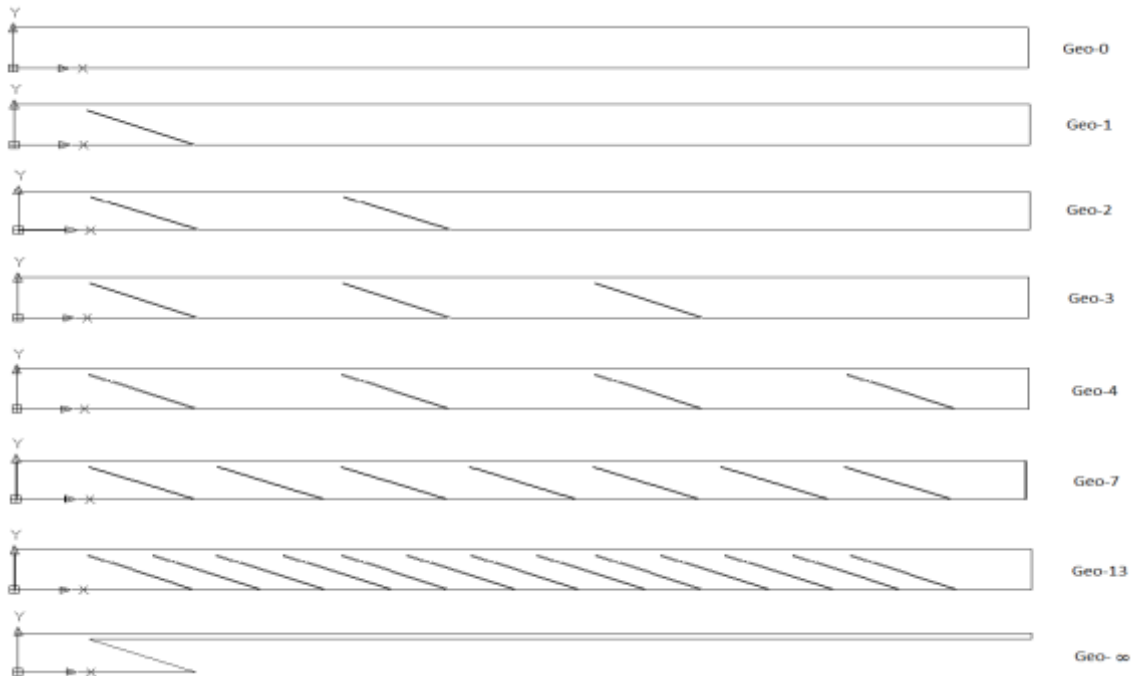
Yukarıdaki denklemlerde  $d$  duman borusu çapını,  $k$  havanın ısı iletim katsayısını,  $h$  ortalama ısı taşınım katsayısını,  $V$  boru girişindeki ortalama hava hızını,  $\nu$  havanın kinematik viskozitesini,  $\Delta P$  boru girişi ile çıkışı arasında hesaplanan basınç farkını,  $L$  ise boru uzunluğunu göstermektedir. Duman borularından geçen yanma

ürünleri gazlar için kolaylık açısından havanın fiziksel özellikleri kullanılmıştır. Çalışmada oluşturulan ağın uzunluğu aksel yönde 700mm, radyal yönde 35mm'dir. Hesaplaması yapılan geometri aksel simetrik olduğundan sadece bir yarısı için çözüm yapılmıştır ve bu şekilde gösterilmiştir. Hesaplamalarda temel olarak konik türbülötörler kullanılmıştır. Konik türbülötör geometrisi ölçüleriyle birlikte Şekil 1'de verilmiştir. Hesaplamalar türbülötörsüz, bir, iki, üç, dört, yedi, on üç ve sonsuz türbülötörlü olmak üzere toplamda sekiz ayrı durum ve üç farklı hız (3m/s, 4m/s, 5m/s) için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Konik türbülötör geometrisi (Ölçüler mm'dir)  
(Figure 1. The conical turbulator geometry (Measures is mm))

Şekil 2'de hesaplaması yapılan geometriler ve bunlara atanan numaralar verilmiştir. Şekil 3'te görüldüğü gibi geometrilere eklenen numaralar türbülötör sayısını göstermektedir. Örneğin; türbülötörsüz boru Geo-0, bir adet türbülötörlü boru Geo-1, iki adet türbülötörlü boru Geo-2, sonsuz türbülötörlü boru Geo- $\infty$  gibi.



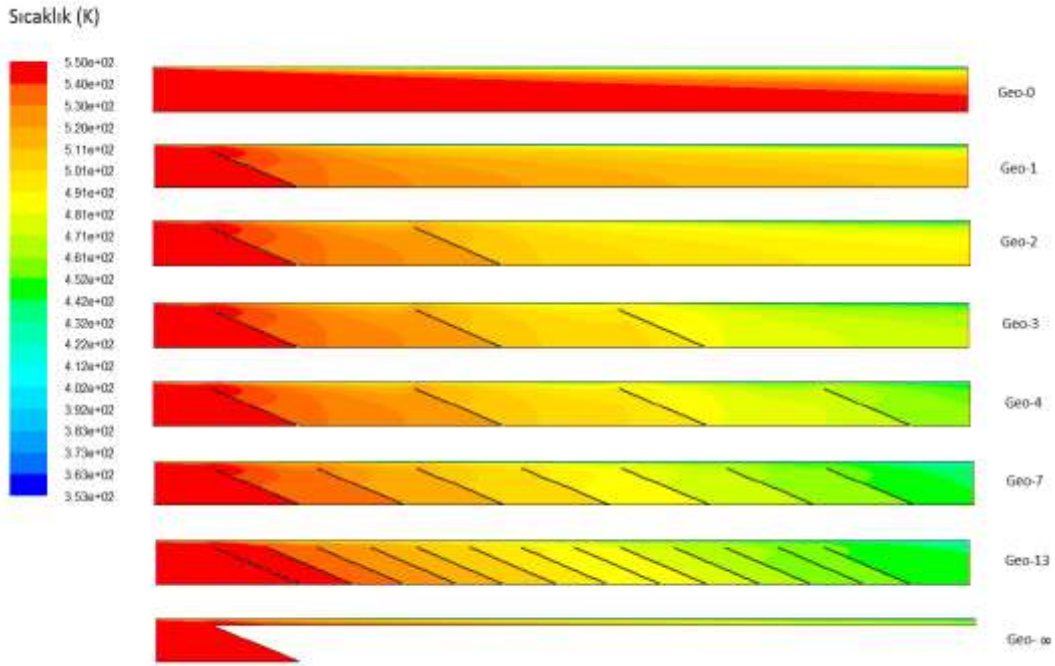
Şekil 2. Duman borularına yerleştirilen farklı sayıda türbülötörler  
(Figure 2. Different number of turbulators inserted to the smoke tubes)

Duman borusu simetrik olduğundan eksen üzerinde aksel simetri şartı tanımlanmıştır. Çıkış kesiti, basınç çıkışı (pressure outlet),

hava giriş kesiti, hız girişi (velocity inlet) olarak tanımlanmıştır. Hava giriş sıcaklığı 550K, duvar sıcaklığı 353K, giriş hızları ise 3m/s, 4m/s ve 5m/s olmak üzere hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Çözümlerin tümünde süreklilik ve enerji yakınsama kriterleri 10-6 olana kadar iterasyonlar sürdürülmüştür.

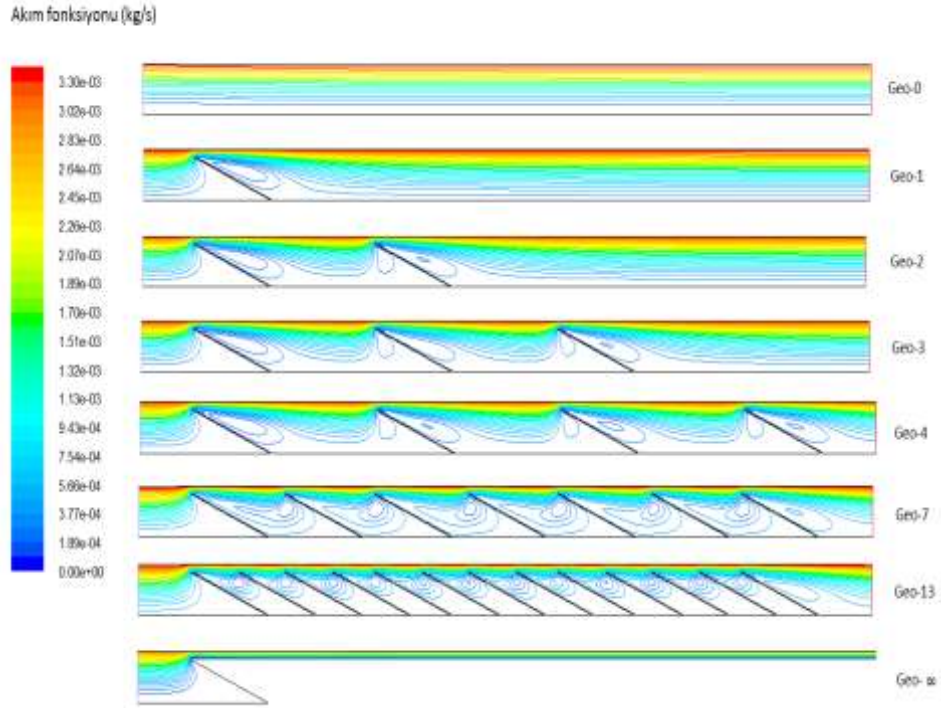
#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Şekil 3'te, 4m/s hız durumunda boş boru ve farklı sayıdaki türbülantörlü borularda oluşan sıcaklık konturları verilmiştir. Diğer hız değerleri (3m/s, 5m/s) de benzer olduğundan sonuçları gösterilmemiştir.



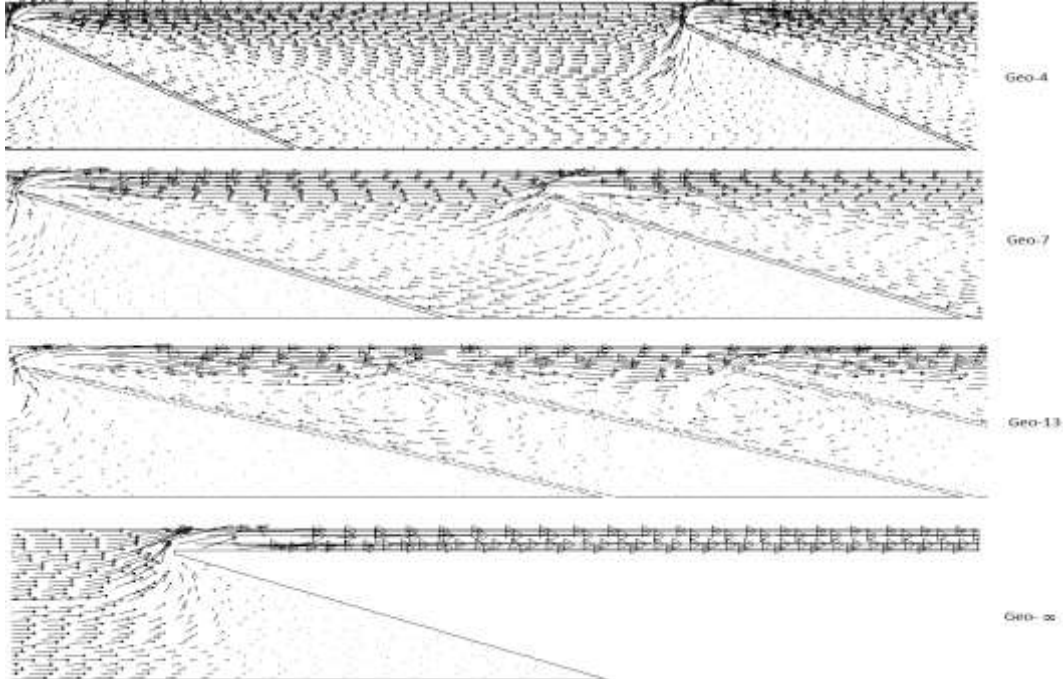
Şekil 3. Duman borularında oluşan sıcaklık konturları  
(Figure 3. The temperature contours in the smoke tubes)

Şekil 4'te görüldüğü gibi en az ısı transferi türbülantörsüz durumda gerçekleşmiştir. Türbülantör sayısının artmasıyla çıkış sıcaklıklarının belirli bir sayıya kadar düştüğü görülmüştür. Sonsuz türbülantör kullanılması durumunda oluşan sıcaklık konturuyla dört türbülantör kullanılması sonucu oluşan sıcaklık konturları birbirine benzemektedir ve çıkış sıcaklıkları birbirlerine yakın değerdedir. Borularda oluşan akım fonksiyonu konturları Şekil 4'te verilmiştir. Boru içerisinde türbülantör kullanılmasıyla türbülantörlerin önünde ve arkasında girdapların oluştuğu görülmektedir. Türbülantör sayısının artmasıyla da girdapların arttığı görülmektedir. Ancak dikkat edilirse, türbülantörlerin sayısının artmasıyla (özellikle Geo-4, Geo-7 ve Geo-13 numaralı türbülantörler) girdap boylarının ve etkisinin azaldığı görülmektedir. Bu durum ısı transferi açısından da olumsuzluk teşkil etmektedir. Türbülantör sayısının sonsuz olması durumunda ise akışın doğrudan cidara yakın olduğu bölgeden ilerlediği görülmektedir.



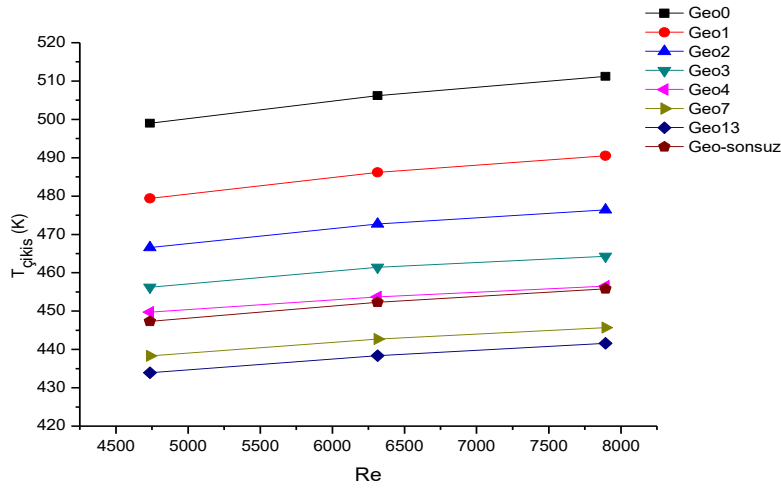
Şekil 4. Duman borularında oluşan akım fonksiyonu konturları  
(Figure 4. The stream function contours in the smoke tubes)

Duman borularında oluşan girdapları daha açık bir şekilde görmek için akışın hız vektörleri Geo-4, Geo-7, Geo-13 ve Geo-∞ geometrileri için Şekil 5'te gösterilmiştir. Türbülantörler civarındaki akımı daha detaylı incelemek amacıyla duman borusuna yakınlaştırma yapılarak hız vektörleri gösterilmiştir.



Şekil 5. Yakınlaştırılmış hız vektör görüntüleri  
(Figure 5. Zoomed velocity vector images)

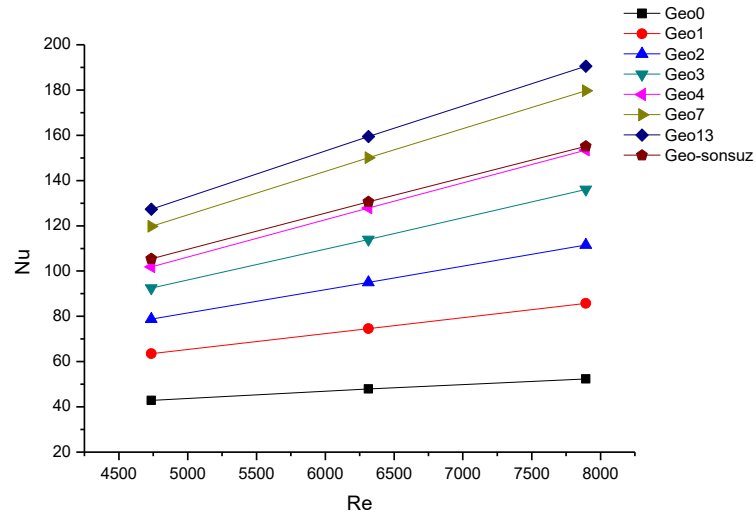
Şekilden görüldüğü gibi türbülatorlerin yakınlarında girdaplar oluşmaktadır. Türbülatorlerin sayısının artmasıyla (4, 7 ve 13 türbülatorlü geometriler) girdapların etki ettiği alanın azaldığı görülmektedir. Şekil 6'da boru çıkışındaki sıcaklık değerleri her geometri için Reynolds sayısına bağlı olarak gösterilmiştir. En yüksek çıkış sıcaklığı, boş boruda gerçekleşirken, türbülator sayısının artmasıyla birlikte çıkış sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Ayrıca giriş hızının artması çıkış sıcaklığını arttırıcı etkide bulunmaktadır. Çıkış sıcaklığının düşmesi, türbülator sayısı artışına orantılı olarak gerçekleşmemektedir. Örneğin; 4m/s hız durumunda türbülator sayısının 2'den 4'e çıkması çıkış sıcaklığını %3.6 düşürürken, 4'ten 7'ye çıkması %2.5, 7'den 13'e çıkması %1 düşürmektedir.



Şekil 6.  $T_{\text{çıkış}}$ -Re değişim grafiği  
(Figure 6.  $T_{\text{exit}}$ -Re variation graph)

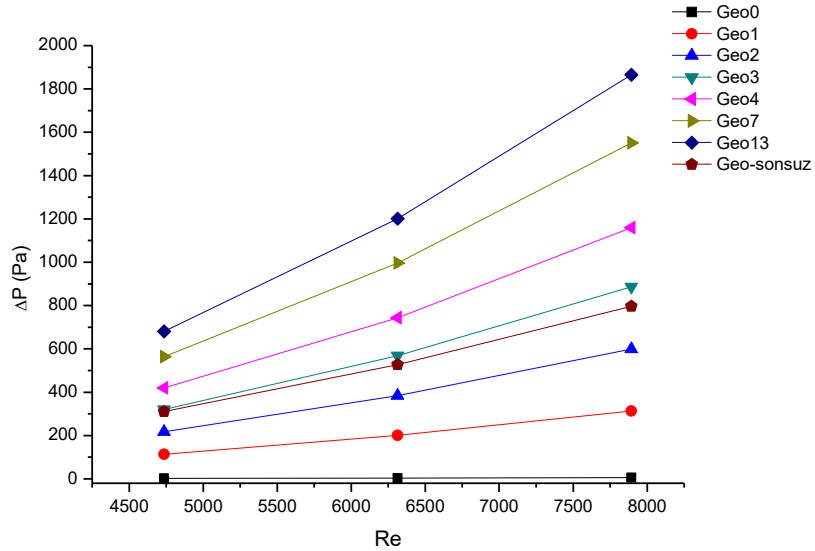
Şekil 7'de türbülator sayısına bağlı olarak elde edilen Nusselt-Reynolds değişim grafiği karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil incelendiğinde tüm Reynolds değerlerinde en iyi ısı transferinin Geo-13 (13 türbülatorlü durum) kullanılması durumunda olduğu görülmektedir. İkinci olarak en iyi ısı transferi Geo-7 (7 türbülatorlü durum) kullanıldığında oluşmaktadır. Görüldüğü gibi kullanılan türbülator sayısı arttıkça ısı transferi artmaktadır. Ancak ısı transferi artışı türbülator sayısı artışına orantılı gerçekleşmemektedir. Geo-7 ve Geo-13 örneklerinde olduğu gibi türbülator sayısının yaklaşık iki kat artması Nu sayısında sadece %5-10 civarında bir iyileşme sağlamaktadır. Genel olarak her eklenen türbülator bir öncekine göre daha az katkı sağlamaktadır. Sonsuz türbülator kullanılması durumunda ise ısı transferi azalmakta, oluşan Nu sayısı dört türbülatorlü Geo-4 durumundaki seviyeye inmektedir. Ayrıca tüm durumlarda Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir.





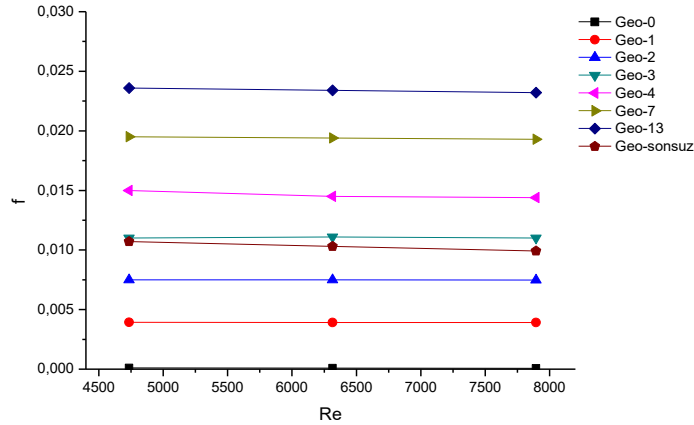
Şekil 7. Nu-Re değişim grafiği  
(Figure 7. Nu-Re variation graph)

Genel olarak ısı transfer artışı basınç kaybı artışını da beraberinde getirmektedir. Bu durum Şekil 8'de gösterilmiştir. Türbülator sayısının artmasıyla basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür. Şekil 8'de görüldüğü gibi en fazla ısı transferinin olduğu Geo-13 durumu en fazla basınç kaybının da yaşandığı durum olmuştur. En düşük basınç kaybı ise beklenildiği gibi boş borudadır. Geo-3 ile Geo-∞ birbirlerine çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.



Şekil 8. ΔP-Re değişim grafiği  
(Figure 8. ΔP-Re variation graph)

Basınç kayıplarıyla ilişkili bir parametre olan sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile olan değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Sürtünme faktörü değişiminin basınç kayıplarına benzer değişim gösterdiği ve Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme katsayısının ihmal edilebilir seviyede düştüğü görülmektedir.



Şekil 9. f-Re değişim grafiği  
(Figure 9. f-Re variation graph)

##### 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER (CONCLUSIONS)

Yapılan çalışmada duman borularına yerleştirilen konik bir, iki, üç, dört, yedi, on üç, sonsuz türbülatoörlü ve boş boru için sabit giriş sıcaklığında üç farklı hız değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Kullanılan türbülatoör sayısı arttıkça belirli bir sayıya kadar boruların içerisinde oluşan girdapların arttığı ve buna bağlı olarak ısı transferinin arttığı görülmüştür. Ancak sayının belirli noktadan sonra artması ile oluşan girdaplar giderek azalmaktadır. Bunun sonucunda da beklenildiği gibi ısı transferi artışı türbülatoör sayısı artışına orantılı gerçekleşmemektedir. 7 türbülatoörlü ve 13 türbülatoörlü durumlarda olduğu gibi türbülatoör sayısının yaklaşık iki kat artması Nu sayısında sadece %5-10 civarında bir iyileşme sağlamaktadır. Sonsuz türbülatoör kullanılması durumunda oluşan ısı transferi dört türbülatoör kullanılması durumuna benzer sonuçlar vermektedir. En iyi ısı transferinin on üç türbülatoör kullanılması durumunda olduğu ancak türbülatoör sayısı arttıkça basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür. Ayrıca sonsuz türbülatoör kullanılması ile üç türbülatoör kullanılmasının basınç kayıpları açısından birbirlerine benzer sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

##### SEMBOLLER ve KISALTMALAR (NOMENCLATURE)

$\phi$	: Bağımlı Değişken	x:	Eksenel Koordinat
$\Gamma_\phi$	: $\phi$ Değişkenin Taşınım Katsayısı	r:	Radyal Koordinat
$\dot{m}$	: Havanın Kütleli Debi	u:	Eksenel Yöndeki Hız
$\dot{Q}_h$	: Havanın Verdiği Isı Debi	v:	Radyal Yöndeki Hız
$\dot{Q}$	: Transfer Edilen Isı Debi	h:	Isı Taşınım Katsayısı
$T_{h,g}$	: Havanın Boruya Giriş Sıcaklığı	x:	Eksenel Koordinat
$T_{h,\phi}$	: Havanın Borudan Çıkış Sıcaklığı	$c_p$ :	Havanın Özgül Isısı
$T_{su,g}$	: Suyun Boru Girişindeki Sıcaklığı		
A	: Akışın Temas Ettiği Borunun Yüzey Alanı		
$T_{su,\phi}$	: Suyun Boru Çıkışındaki Sıcaklığı		
$S_\phi$	: $\phi$ Taşınım Eşitliğinin Kaynak Terimi		

##### NOT (NOTICE)

Bu çalışma, 21-23 Eylül 2017 tarihinde Bayburt'ta düzenlenen International Conference on Advanced Engineering Technologies (ICADET) Konferansında sözlü bildiri olarak sunulmuş ve yeniden yapılandırılmıştır.



#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Sungur, B., Özdođan, M., Topaloğlu, B. ve Namlı, L., (2017). Küresel Enerji Tüketimi Bağlamında Mikro Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Deđerlendirilmesi. Mühendis ve Makina, 58(686), ss:1-20.
2. Akansu, S.O., (2006). Heat Transfer and Pressure Drops for Porous-ring Turbulators in a Circular Pipe. Applied Energy, vol:83, pp:280-298.
3. Yıldız, C. ve akmak, G., (2003). Boru Girişinde Düzgün Sıralı Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Degistiricilerinde Isı Geçişinin ve Basınç Düsümünün İncelenmesi. Termodinamik Dergisi, 43(514), ss. 32-37.
4. Lozza, G. and Merlo, U., (2001). An Experimental Investigation of Heat Transfer and Frictio Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, International Journal of Refrigeration, vol:24, pp:409-416.
5. Yakut, K. and Sahin, B., (2004). The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation, Applied Thermal Engineering, vol:24, pp:2427-2438.
6. Karwaa, R., Maheshwarib, B.K., and Karwa, N., (2005). Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct with Perforated Baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol:32, pp:275-284.
7. Kurtbaş, İ. Gülimen, F. ve Durmuş, A., (2004). Değişik Tip Kanatıklar Kullanarak Sabit Isı Akısına Sahip Bir Isı Değiştiricisinin Etkenliğini Artırma, Isı Bilimi ve Tekniđi Dergisi, 24(2), pp:117-125.
8. Muthusamy, C., Vivar, M., Skryabin, I., and Srithar, K., (2013). Effect of Conical Cut-Out Turbulators with Internal Fins in a Circular Tube on Heat Transfer And Friction Factor, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol:44, pp:64-68.
9. Karakaya, H. and Durmuş, A., (2013). Heat Transfer and Exergy Loss in Conical Spring Turbulators, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol:60, pp:756-762.
10. Kahraman, N., Sekmen, U., eper, B. ve Akansu, S.O., (2008). Boru İi Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi, Isı Bilimi ve Tekniđi Dergisi, 28(2), pp:51-59.
11. Aruhan, Z. ve Yıldız, C., (2006). Dikdörtgen Delikli Türbülatorlerde Delik Sayısının Isı Geçişine ve Basınç Düşüşüne Etkisi, Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 18(2), pp:243-247.
12. Ilbas, M., Yılmaz, İ., Vezirođlu, T.N., and Kaplan, Y., (2005). Hydrogen as Burner Fuel: Modeling of Hydrogen-Hydrocarbon Composite Fuel Combustion and NOx Formation in a Small Burner, International Journal of Energy Research, vol:29, pp:973-990.
13. FLUENT, (2006). Fluent User's Guide, Fluent Incorporated, Lebanon, NH.
14. Launder, B.E. and Spalding, D.B., (1972). Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, 50-150.