

# Bir Propan-Hava Yakıcısında Yerel Entropi Üretimi

Nesrin KAYATAŞ, Gamze BAŞTÜRK, Bilge ALBAYRAK  
Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü, 38039 KAYSERİ

## ÖZET

Bu çalışma, propanın %21 oksijen ve %79 azot içeren hava ile bir yakıcıda yanmasının sayısal simülasyonunu ve yanma odasındaki yüksek sıcaklık ve hız değişimleri nedeniyle oluşan yerel entropi üretiminin sayısal çözümünü ele almaktadır. Eşdeğerlik oranı ( $\phi$ ) ve yanma odasına olan ısı transferinin ( $\dot{Q}$ ) yanma ve entropi üretimi üzerine etkileri, farklı  $\phi$  (0,5'den 1'e kadar) ve  $\dot{Q}$  (5'den 10 kW'a kadar) değerleri için incelendi. Belirtilen bu durumlar için yanmanın sayısal hesaplaması FLUENT CFD kodu yardımıyla yapıldı. Ayrıca, FLUENT kodu ile gerçekleştirilen hesaplamaların sonuçları kullanılarak, hacimsel entropi üretim dağılımlarını ve diğer termodinamik parametreleri sayısal olarak hesaplayan bir bilgisayar programı geliştirildi. Reaksiyon oranlarının maksimum değerleri  $\phi$ 'nin artışıyla azalmıştır. Hesaplamalar,  $\phi < 1$  olması durumunda tam yanmanın gerçekleştiğini ve  $\phi = 1$  olması durumunda ise yanmanın tam yanma haline çok yakın olduğunu ortaya koymuştur. Entropi üretim oranı profil seviyeleri  $\dot{Q}$ 'nin artışıyla yükselmesine rağmen bu profiller  $\phi$ 'nin artışıyla üstel olarak azalmaktadır. Sayısal sonuçlardan, maksimum entropinin  $\phi = 0.5$  durumunda üretildiği ve bu değerlerin  $\dot{Q}$ 'ya bağlı olarak 3,7 ile 7,6 W/K değerleri arasında değiştiği elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Hava-yakıt yanması, Yakıcı, Yerel entropi üretimi, Ekserji, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

## Local Entropy Generation in a Propan-Air Burner

### ABSTRACT

This study considers the numerical simulation of combustion of propane with air including 21% oxygen and 79% nitrogen, in a burner and the numerical solution of local entropy generation rate due to high temperature and velocity gradients in the combustion chamber. The effects of the equivalence ratio ( $\phi$ ) and the heat transfer rate ( $\dot{Q}$ ) to the combustion chamber on the combustion and entropy generation rate are investigated for the different  $\phi$ 's (from 0,5 to 1.0) and  $\dot{Q}$ 's (from 5 to 10 kW). The numerical calculation of the combustion is performed for all cases by using the Fluent CFD code. Furthermore, a computer program has been developed to numerically calculate the volumetric entropy generation rate distributions and the other thermodynamic parameters by using the results of the calculations performed with the FLUENT code. The maximum values of reaction rates decreased with the increase of  $\phi$ . The calculations bring out that in the case of  $\phi < 1$ , the complete combustion occurs and that the combustion in the case of  $\phi = 1$  is very close to the complete combustion state. Although the levels of the entropy generation rate profiles rise up with the increase of  $\dot{Q}$ , they decrease exponentially with the increase of  $\phi$ . It is obtained from the numerical results that the maximum entropies are generated in the case of  $\phi = 0.5$  and that their values vary in the range of 3,7- 7,6 W/K depending on  $\dot{Q}$ .

**Keywords:** Air-fuel combustion; Burner; Local entropy generation; Exergy; Computational Fluid Dynamics

### 1. GİRİŞ

Yanma işlemlerinde, fosil ve yenilenebilir yakıtlar farklı bir yakıtta, ısıya ya da elektriğe çevrilirler. Yanma alanında yapılan çalışmaların esas amaçları yanma işlemini iyileştirmek, yüksek yanma verimi elde etmek ve böylece yanmadan kaynaklanan karbon monoksit (CO) gibi çevreye zararlı emisyonların oluşumunu azaltmaktır. Birçok endüstriyel yanma sistemlerinde yaygın bir biçimde kullanılmakta olan yakıcılarda uygun yanma şartları sağlanmalıdır. Birçok yanma cihazında, hava ve yakıt gaz fazındadır ve bu iki fazın oluşturduğu akımları birleştirmek için çoğunlukla eşeksenli geometriler kullanılır. Eksik (yetersiz) yanma sonucunda ve alev sıcaklığının çok düşük olduğu durumlarda CO seviyesi artar. Bundan dolayı iyi bir

yakıcı dizaynı için bu şartlar arasında optimum bir denge sağlanmalıdır. Deneysel çalışmalarda ise yakıcı dizaynı için gerekli olan sistem kurulumunun pahalı olması ve uzun zaman gerektirmesinden dolayı, bu sistemlerin modellenmesinde kolaylık sağlayan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) tercih edilen bir tekniktir. Yanma olayında akış alanının, karışım özelliklerinin, sıcaklık dağılımının, kimyasal türlerin ve kirletici emisyonlarının tahmininde CFD çok yaygın olarak kullanılmaktadır.

Diğer taraftan, yanma işleminin termodinamik çözümlenmesi ve performansı İkinci Yasa ile ve üretilen tersinmezliğin ölçüsü ile ilgilidir. Termodinamiğin İkinci Yasa analizi, genellikle akış ve ısıl sistemlerinde entropi ile bağlantılı olan tersinmezlik ve tersinir iş kay-

naklarını değerlendirmek için kullanılır. Bu yasa, kimyasal enerjiyi işe dönüştürmenin daha etkili yolunun, tersinmezliğin daha az olduğu yol olacağını belirtmektedir. Diğer bir deyişle, enerji sistemlerinin daha verimli olması entropi üretiminin azalmasıyla orantılıdır. Bundan dolayı, son zamanlarda, enerji sistemlerinde entropi minimizasyonu termo-akışkan alanında büyük bir ilgi alanı oluşturmaktadır. Çeşitli akış ve ısı sistemlerde İkinci Yasa analizi ile ilgili bir çok çalışma yapılmıştır (1-11). Bu çalışmaların büyük çoğunluğu çeşitli ısı transferi ve akış işlemlerinin tersinmezliğini ve entropi analizini ele almaktadır. Bejan (1,2) bir sistemin kullanılabilirliğini azaltan entropi üretiminin nedenleri ve entropi minimizasyonu üzerine geniş bir araştırma yapmış ve çalışmalarının sonucunda, akış ve ısı sistemlerde entropi üretimi ve tersinmezlik arasında bir fonksiyon kurarak bu kavramları anlamaya çalışmıştır. Mukherjee ve ark. (3), çalışmalarında silindirik bir kanalda girdaplı akışta ısı transferinin İkinci Yasa analizini gerçekleştirmişlerdir ve entropi üretim oranını hesaplamışlardır. Ayrıca bir merit fonksiyonu tanımlayarak, merit fonksiyonu üzerine girdabın etkisini incelemişlerdir. Yilbas ve ark. (8-11), çeşitli akış şartlarında kanallarda ısı transferi ve sürtünmeden dolayı oluşan ikinci yasa analizi ve entropi üretimi üzerine çalışmışlardır.

Bu çalışmada propanın hava ile bir yakıcıda yanması ve yanma odasındaki yüksek sıcaklık ve hız değişimleri nedeniyle oluşan yerel entropi üretimi ele alınmıştır. Hava/yakıt oranının yanma ve entropi üretim oranı üzerine etkilerini incelemek için propanın hava ile yanması çeşitli hava/yakıt oranları için FLUENT CFD kodu (12) kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca, yanma odasına olan ısı transferinin ( $\dot{Q}$ ) farklı değerleri için de yanma işlemi ve entropi üretim oranı incelenmiştir.

## 2. MATEMATİK MODELİ

### 2.1. Yakıcı geometrisi

Bu çalışmanın esas amacı, bir yakıcının yanma odasındaki entropi üretim oranının sayısal olarak belirlenmesidir. Bu amaç için, propanın ( $C_3H_8$ ) %21 oksijen ( $O_2$ ) ve %79 azot ( $N_2$ ) içeren hava ile bir yakıcıda yanması ele alındı. Ele alınan yakıcının iki boyutlu eksenel simetrik modeli ve boyutları Şekil 1'de

gösterilmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yakıt ve hava akımlarını birleştirmek için yakıt ve hava girişleri eşeksenslidir.

### 2.2. Matematiksel model

Sayısal hesaplamalar için kullanılan modeller aşağıdaki gibidir:

- Türbülanslı akış için, “RNG (renormalization group theory) k- $\epsilon$  modeli” (13),
- Kimyasal türlerin transportu ve reaksiyon akışı için, diffüzyon enerji kaynağı seçeneği ile “eddy-dissipation modeli” (14).

Yapılan kabuller ve sınır şartları ise:

- Akış sürekli, iki boyutlu eksenel simetrik, türbülanslı ve sıkıştırılabilirdir.
- Hava-yakıt karışımı ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Yakıcının duvarları çevre şartındadır.
- Hava ve yakıt giriş yüzeyleri ile komşu olan yüzeyler yalıtılmıştır.
- Yakıcı duvarlarında kaymama şartı kabul edilmiştir ( $r=R$  ve  $0 < x \leq L$  aralığında  $u_x = 0$ ).

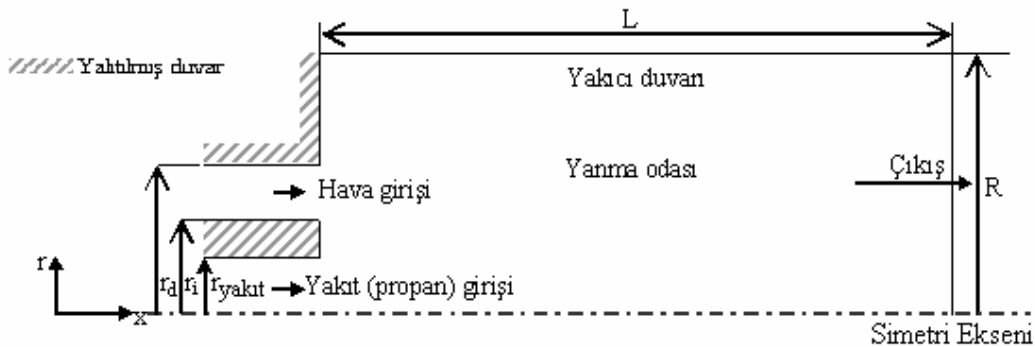
#### 2.2.1. Genel korunum denklemleri

Yanma odası içerisinde reaksiyon akışını tanımlayan kütle, momentum, enerjinin ve kimyasal türlerin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler en genel formda denklem (1)'de verilmektedir. Denklem (1)'deki  $\Gamma_\phi$ ,  $\phi$  değişkenleri için diffüzyon katsayılarını ve  $S_\phi$  ise her bir hacim elemanının kaynak terimini göstermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u_x \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(\rho r u_r \phi - \Gamma_\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r}\right) = S_\phi \quad (1)$$

Genel korunum denklemindeki değişkenler Tablo.1'de verilmiştir.

Yanma odası içerisindeki reaksiyon akışında, tepkimeye girenler ve ürünler için reaksiyon oranları, denklem (2a,b)'de verilen Arrhenius reaksiyon oranı ve Eddy-dissipation modeli kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 1. Yakıcının iki boyutlu eksenel-simetrik modeli ve boyutları (boyutlar ölçekli değildir)

Tablo 1. Genel Korunum Denklemindeki Değişkenler

| Dönüştürülen Özellik       | Değişkenler   |                              |   |
|----------------------------|---------------|------------------------------|---|
|                            | $\phi$        | $\Gamma$                     | $S_\phi$  |
| Kütle                      | 1             | 0                            | 0   |
| Tür Taşınım Denklemi       | $\mu$         | $\mu_\phi / \sigma_\phi$     | R   |
| Eksenel Momentum           | $u_x$         | $\mu_{\text{eff}}$           | $-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_t \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_t \frac{\partial u_r}{\partial x} \right)$                          |
| Radial Momentum            | $u_r$         | $\mu_{\text{eff}}$           | $-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_t \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left( r \mu_t \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) - \frac{2\mu_t u_r}{r^2}$ |
| Türbülanslı Kinetik Enerji | k             | $\mu_t / \sigma_k$           | $G - \rho \varepsilon$  |
| Türb. K. En. Harcanımı     | $\varepsilon$ | $\mu_t / \sigma_\varepsilon$ | $(\varepsilon / k)(C_{1\varepsilon}^* G - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon)^{(1)}$   |
| Entalpi                    | h             | $\mu / \sigma_h$             | $\mu \Phi$  |

$$^{(1)} C_{1\varepsilon}^* = C_1 - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}, \quad \eta = \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right)^2 + \frac{2u_r^2}{r^2} \right\}^{0.5} \frac{k}{\varepsilon}$$

RNG k- $\varepsilon$  modeli için model sabitleri Tablo 2'de verilmektedir.

 Tablo 2. RNG k- $\varepsilon$  modelinde kullanılan sabitlerin sa-

| $C_\mu$ | $C_{1\varepsilon}$ | $C_{2\varepsilon}$ | $\sigma_k$ | $\sigma_\varepsilon$ | $\eta_0$ | $\beta$ |
|---------|--------------------|--------------------|------------|----------------------|----------|---------|
| 0.0845  | 1.42               | 1.68               | 0.72       | 0.72                 | 4.377    | 0.012   |

$$R_{i^1,k} = v_{i^1,k}^1 M_{i^1} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{m_R}{v_{R,k}^1 M_R} \quad (2a,b)$$

$$R_{i^1,k} = v_{i^1,k}^1 M_{i^1} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P m_P}{\sum_{j^1}^N v_{j^1,k}^{II} M_{j^1}}$$

Denklem (2a,b)'deki  $v_{i^1,k}^1$  ve  $v_{j^1,k}^{II}$  sırasıyla k reaksiyonundaki reaksiyona giren i<sup>1</sup> ve reaksiyondan çıkan j<sup>1</sup> türü için stokiometrik katsayılarını, M türlerin moleküler ağırlığını,  $m_P$  ve  $m_R$  sırasıyla reaksiyondan çıkan (P) ve reaksiyona giren (R) her bir türün kütle kesrini göstermektedir. A ve B deneysel sabitlerdir ve sırasıyla 4.0 ve 0.5'e eşittir. Eddy-dissipation modeli, tepkimeye giren ve çıkan ürünlerin yayılım oranı ile reaksiyon oranı arasında bir bağlantı kurmaktadır. (k/ $\varepsilon$ ) ise Spalding'in (15) eddy-dissipation modeline göre gir-dapların zaman cetvelini temsil etmektedir.

Sınır şartları :

Yakıt girişinde ( $x=0$  ve  $0 < r < r_{\text{yakıt}}$ ),  $u_x = U_{\text{yakıt}}$ ,  $u_r = 0$ , ve  $T = T_g$  (3a-c)

Hava girişinde ( $x=0$  ve  $r_1 < r < r_d$ ),  $u_x = U_{\text{hava}}$ ,  $u_r = 0$ , ve  $T = T_g$ , (3d-f)

Yalıtılmış duvarlarda ( $x=0$ ,  $r_{\text{yakıt}} < r < r_i$  ve  $r_d < r < R$ ),  $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$  (3g)

Yakıcı duvarında ( $r=R$ , ve  $0 < x \leq L$ ),  $u_r = 0$ , (3h)

doğal taşınım gerçekleşmektedir:

$$q_w''(x) = -h_c [T(x, R) - T_c], \quad (3i)$$

ve kaymama şartı kabul edilmiştir:  $u_x = 0$  (3j)

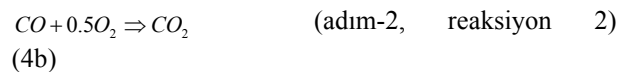
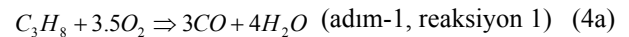
Hız ve sıcaklık profillerinin her ikisi de yakıcı eksenine göre simetrik olduğu için, simetri ekseninde ilgili sınır şartları ( $r=0$ ) ise ( $\psi$  keyfi bir değişkendir) :

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = 0 \quad (3k)$$

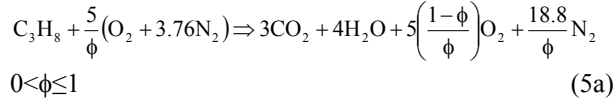
$$\text{çıkışta, } \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0 \quad (3l)$$

### 2.2.2. Yanma reaksiyon mekanizması

Bu çalışmada, propanın oksijen ile yanmasının iki basamaklı reaksiyon mekanizması ile modellenmesi (Reaksiyon sayısı,  $N_R=2$  ve tür sayısı,  $N=5$ ) ele alınmaktadır. Yanma modellenmesinde kullanılan reaksiyonlar (R1 ve R2) aşağıda gösterilmiştir:



Yanma işleminde kullanılan hava miktarının, tam yanma için gerekli olan teorik hava miktarından daha fazla olması durumunda fakir karışım ortaya çıkmaktadır. Fakir karışım için yanma denklemi:



Bu denklemdeki  $\phi$  eşdeğerlik oranı olarak adlandırılır ve tam yanma için gerekli olan stokiometrik hava/yakıt oranının gerçek hava/yakıt oranına bölümüdür (denk. 5b):

$$\phi = \frac{HY_{sto}}{HY_{gerçek}} \quad (5b)$$

$$\text{burada } HY = \frac{\dot{m}_{hava}}{\dot{m}_{yakıt}}, \quad (5c)$$

$\dot{m}_{hava}$  ve  $\dot{m}_{yakıt}$  kütleli debilerinin her ikisi de  $\dot{m} = \frac{10^{-3}Q \cdot \rho}{60}$  bağıntısından hesaplanmaktadır.

Eşdeğerlik oranı, hava fazlalık katsayısı ile ters orantılıdır ( $\phi=1/\lambda$ ).  $\phi$ 'nin değeri karışımın fakir ( $\phi < 1$ ), stokiometrik ( $\phi=1$ ) yada zengin ( $\phi > 1$ ) olması hakkında fikir verir. Zengin karışım durumunda hava miktarı stokiometrik değerden daha düşüktür ve yakıtın yanması için hava yeterli değildir. Bu durumda hidrojen tercihen oksijenle birleşir ve karbonun tamamının  $CO_2$ 'ye dönüşmesi için yeterli oksijen yoktur. Bunun sonucu olarak karbonun bir kısmı  $CO$ 'ya dönüşür.

Yanma reaksiyonu (denk. 3a,b) sırasında gerçekleşen kimyasal enerji değişimi reaksiyon entalpisi ile ifade edilir. Bu entalpi değeri, yanma sonu ürünleri içinde su buharının bulunmasından dolayı propanın alt kalorifik değerinin (LCV) negatifine eşittir. Yakıtın alt ısıl değeri (LHV) ve alt kalorifik değeri (LCV) aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$LHV = \sum H_p - \sum H_R \text{ ve } LCV = -LHV \quad (5d,e)$$

bu denklemdeki  $H_R$  ve  $H_p$  sırasıyla yanmaya giren ürünlerin ve yanma sonu ürünlerinin entalpileridir.

Yanma odasına olan ısı transferinin değeri yakıt debisinin ayarlanmasıyla elde edilir. Matematiksel olarak yakıt debisi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{m}_{yakıt} = \frac{\dot{Q} \cdot M_{yakıt}}{LCV} \quad (5f)$$

### 2.2.3. Entropi üretim oranı

Akış durumunda, ısı transferi ve viskoz etkilerden dolayı tersinmezlikler ortaya çıkmaktadır. Bu sistemlerde, sıcaklık ve hız alanları bilindiği takdirde sistem içindeki her noktada yerel hacimsel entropi üretimi ( $\dot{S}_{\text{üretim}}'''$ ) aşağıda verildiği gibi hesaplanmaktadır (1):

$$\dot{S}_{\text{üretim}}''' = \left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{ısı}} + \left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{sürt}} \quad (6a)$$

burada  $\left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{ısı}}$  ve  $\left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{sürt}}$  sırasıyla ısı transferi ve sürtünmeden dolayı olan yerel entropi üretimini ta-

nımlamaktadır ve matematiksel olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{ısı}} = \frac{\lambda_{\text{eff}}}{T^2} \cdot \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right] \quad \text{ve}$$

$$\left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{sürt}} = \frac{\mu_{\text{eff}}}{T} \cdot \Phi \quad (6b,c)$$

burada  $\Phi$  viskoz yayılım terimidir ve :

$$\Phi = 2 \cdot \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{u_r}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right)^2 \quad (6d)$$

Denklemlerdeki yerel hızlar ve sıcaklıklar, temel korunum denklemlerinin (Bölüm 2.2.1) ve yanma denklemlerinin (Bölüm 2.2.2) çözülmesi ile elde edilmektedir.

Toplam hacim (V) için toplam entropi üretimi ( $\dot{S}_{\text{üretim}}$ ) aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \oint \dot{S}_{\text{üretim}}''' dV \quad (6e)$$

Bejan sayısı,  $Be$ , ısı transferinden kaynaklanan entropi üretimi ile toplam entropi üretimi arasında kıyaslama yapmak için kullanılır ve aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$Be = \frac{\left(\dot{S}_{\text{üretim}}'''\right)_{\text{ısı}}}{\dot{S}_{\text{üretim}}} \quad (6f)$$

$Be \gg 0.5$  olduğu zaman ısı transferinden dolayı oluşan tersinmezlik daha baskın iken  $Be \ll 0.5$  olduğunda viskoz etkilerden kaynaklanan tersinmezlik daha baskındır.

$Be \cong 0.5$  olduğunda ise ısı transferinden kaynaklanan entropi üretimi ile viskoz etkilerden kaynaklanan ısı transferi hemen hemen aynı değerdedir.

Merit fonksiyonu, (M), transfer edilen ekserjinin transfer edilen ve kaybolan toplam ekserjiye oranıdır (3):

$$M = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_a + \dot{I}} \quad (6g)$$

burada  $\dot{I}$  toplam tersinmezlik oranıdır ve şu şekilde tanımlanır:

$$\dot{I} = T_c \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (6h)$$

$\dot{Q}_a$ , toplam ekserji transferi değeridir ve aşağıda verildiği gibi hesaplanmaktadır (3):

$$\dot{Q}_a = \left(\dot{Q}_a\right)_w + \left(\dot{Q}_a\right)_{\text{akiskan}} \quad (6i)$$

$$\begin{aligned} (\dot{Q}_a)_w &= \dot{Q}_w \left[ 1 - \frac{T_\varphi}{(T_w)_{\text{aao}}} \right] \text{ ve} \\ (\dot{Q}_a)_{\text{akiskan}} &= \dot{Q}_{\text{akiskan}} \left[ 1 - \frac{T_\varphi}{(T_{\text{cikis}})_{\text{kao}}} \right] \end{aligned} \quad (6j,k)$$

burada  $\dot{Q}_w$  (denk.6l) ve  $\dot{Q}_{\text{akiskan}}$  (denk.6m) sırasıyla yanma odasından çevreye ve akışkana olan ısı transferidir :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_w &= A_w \left| (q''_w)_{\text{aao}} \right| \text{ ve} \\ \dot{Q}_{\text{akiskan}} &= \dot{m}_{\text{akiskan}} (C_p)_{\text{kao}} \left| (T_{\text{cikis}})_{\text{kao}} - T_g \right| \end{aligned} \quad (6l-m)$$

$$\text{Toplam ısı transfer oranı, } \dot{Q}_{\text{top}} = \dot{Q}_w + \dot{Q}_{\text{akiskan}} \quad (6n)$$

Bu denklemlerdeki “kao” ve “aao” indisleri sırasıyla ilgili niceliğin kütle-ağırlıklı (7a) ve alan-ağırlıklı (7b) ortalamalarını verir ve matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\begin{aligned} (\psi)_{\text{kao}} &= \frac{\sum_{j=1}^n \psi_j \cdot \rho_j \cdot |V_j|}{\sum_{j=1}^n \rho_j \cdot |V_j|}, \\ (\psi)_{\text{aao}} &= \frac{1}{A} \sum_{j=1}^n \psi_j |A_j| \end{aligned} \quad (7a,b)$$

Burada  $\rho_j$  yoğunluk,  $V_j$  hücre hacmi,  $\psi_j$  seçilen alan değişkenini,  $A_j$  ilgili yüzeyin yüzey alanını ve  $A$  ise toplam alanını göstermektedir.

### 3. HESAPLAMA YÖNTEMİ

#### 3.1. Hesaplama Araçları

Bu çalışmada, yakıcının ve yanma odasındaki reaksiyonun modellenmesinde tanımlanan başlangıç ve sınır şartları (denk. 3) için korunum ve reaksiyon akışını karakterize eden diferansiyel denklemleri (denk. 1, 2 ve 4), Simple algoritmasına dayanan ve sonlu kontrol hacmi yöntemi ile çözüm yapan CFD programı FLUENT 6.1 kullanılarak çözülmüştür. Çözümde türbülans modeli olarak RNG k-ε modeli seçildi. Çözüm metodu aksel-simetrik seçildi. Bu hesaplamalar dışında, Fluent kodu ile gerçekleştirilen hesaplamalardan elde edilen  $r$  ve  $x$ 'in fonksiyonu olan sıcaklık ve hız bileşenlerinin ( $u_r$  ve  $u_x$ ) türevlerini sonlu farklar yöntemi ile alarak ve bu türevleri kullanarak hacimsel yerel entropi üretim oran dağılımlarını (denk. 6a-d) ve diğer termodinamik parametreleri (denk. 6e-j) sayısal olarak hesaplayan FORTRAN 77 dilinde yazılan bir program geliştirilmiştir.

#### 3.2. Simülasyon değerleri

Fiziksel özellikler:  $r_{\text{yakıt}}=0.004$  m,  $r_i=0.006$  m,  $r_d=0.01$  m,  $R=0.05$  m,  $L=0.5$  m,  $T_g=T_\varphi=T_{\text{ref}}=300$  K,  $h_\varphi=10$  W/m<sup>2</sup>K,  $P_{\text{op}}=101325$  Pa.

Hava girişinde havanın yoğunluğu 1.225 kg/m<sup>3</sup>'dür. Yakıtın ve türlerin termal özellikleri ( $C_p$ ,  $\lambda$  ve  $\mu$ ) sıcaklığın fonksiyonu olarak Tablo 3'de verilmektedir. Ayrıca, Tablo 4'de yakıt girişindeki yakıtın yoğunluğu ve yanmaya giren ve yanma sonu ürünlerinin moleküler ağırlığı, entalpileri ve alt ısıl değerleri yer almaktadır. LHV hariç diğer özellikler Fluent Inc. Malzeme Özellik Veritabanından alınmıştır (12). Tablo 5'de ise ele alınan bütün durumlarda geçerli olan hava ve yakıt giriş hızları verilmektedir.

Tablo 3. Fluent Inc. Malzeme Özellik Veritabanından alınan türlerin sıcaklığa bağlı termal özelliklerinin polinomal fonksiyon\* katsayıları (12)

|                               |                | $a_0$                     | $a_1$                     | $a_2$                      | $a_3$                      | $a_4$                      |
|-------------------------------|----------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | C <sub>p</sub> | 1.69111·10 <sup>-2</sup>  | 5.03226                   | 1.02407·10 <sup>-3</sup>   | -4.00848·10 <sup>-6</sup>  | 1.74279·10 <sup>-9</sup>   |
|                               | $\lambda$      | 1.41885·10 <sup>3</sup>   | 3.56169                   | -1.18481·10 <sup>-3</sup>  | 1.73073·10 <sup>-7</sup>   | -9.07359·10 <sup>-12</sup> |
|                               | $\mu$          | 1.77·10 <sup>-2</sup>     | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
|                               | $\mu$          | 7.95·10 <sup>-6</sup>     | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
| O <sub>2</sub>                | C <sub>p</sub> | 8.34827·10 <sup>2</sup>   | 2.92958·10 <sup>-1</sup>  | -1.49564·10 <sup>-4</sup>  | 3.41389·10 <sup>-7</sup>   | -2.27836·10 <sup>-10</sup> |
|                               | $\lambda$      | 9.60752·10 <sup>2</sup>   | 1.59413·10 <sup>-1</sup>  | -3.27089·10 <sup>-5</sup>  | 4.61277·10 <sup>-9</sup>   | -2.95283·10 <sup>-13</sup> |
|                               | $\mu$          | 3.92175·10 <sup>-3</sup>  | 8.08121·10 <sup>-5</sup>  | -1.35409·10 <sup>-8</sup>  | 2.22044·10 <sup>-12</sup>  | -1.41614·10 <sup>-16</sup> |
|                               | $\mu$          | 7.87943·10 <sup>-6</sup>  | 4.92495·10 <sup>-8</sup>  | -9.85155·10 <sup>-12</sup> | 1.52741·10 <sup>-15</sup>  | -9.42567·10 <sup>-20</sup> |
| CO <sub>2</sub>               | C <sub>p</sub> | 4.29929·10 <sup>2</sup>   | 1.87447                   | -1.96649·10 <sup>-3</sup>  | 1.29725·10 <sup>-6</sup>   | -3.99996·10 <sup>-10</sup> |
|                               | $\lambda$      | 8.41377·10 <sup>2</sup>   | 5.93239·10 <sup>-1</sup>  | -2.41517·10 <sup>-4</sup>  | 4.52273·10 <sup>-8</sup>   | -3.15313·10 <sup>-12</sup> |
|                               | $\mu$          | 1.45000·10 <sup>-2</sup>  | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
|                               | $\mu$          | 1.37000·10 <sup>-5</sup>  | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
| CO                            | C <sub>p</sub> | 1.10160·10 <sup>3</sup>   | -4.80700·10 <sup>-1</sup> | 1.09600·10 <sup>-3</sup>   | -6.03400·10 <sup>-7</sup>  | 7.12600·10 <sup>-11</sup>  |
|                               | $\lambda$      | 2.50000·10 <sup>-2</sup>  | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
|                               | $\mu$          | 1.75000·10 <sup>-5</sup>  | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
|                               | $\mu$          | 1.75000·10 <sup>-5</sup>  | 0                         | 0                          | 0                          | 0                          |
| H <sub>2</sub> O              | C <sub>p</sub> | 1.56308·10 <sup>3</sup>   | 1.60376                   | -2.93278·10 <sup>-3</sup>  | 3.21610·10 <sup>-6</sup>   | -1.15683·10 <sup>-9</sup>  |
|                               | $\lambda$      | 1.23323·10 <sup>3</sup>   | 1.41052                   | -4.02914·10 <sup>-4</sup>  | 5.54277·10 <sup>-8</sup>   | -2.94982·10 <sup>-12</sup> |
|                               | $\mu$          | -7.96800·10 <sup>-3</sup> | 6.88133·10 <sup>-5</sup>  | 4.49046·10 <sup>-8</sup>   | -9.09994·10 <sup>-12</sup> | 6.17331·10 <sup>-16</sup>  |
|                               | $\mu$          | -4.41894·10 <sup>-6</sup> | 4.68764·10 <sup>-8</sup>  | -5.38943·10 <sup>-12</sup> | 3.20286·10 <sup>-16</sup>  | 4.91918·10 <sup>-22</sup>  |
| N <sub>2</sub>                | C <sub>p</sub> | 9.79043·10 <sup>2</sup>   | 4.17964·10 <sup>-1</sup>  | -1.17628·10 <sup>-3</sup>  | 1.67439·10 <sup>-6</sup>   | -7.25630·10 <sup>-10</sup> |
|                               | $\lambda$      | 8.68623·10 <sup>2</sup>   | 4.41630·10 <sup>-1</sup>  | -1.68723·10 <sup>-4</sup>  | 2.99679·10 <sup>-8</sup>   | -2.00439·10 <sup>-12</sup> |
|                               | $\mu$          | 4.73711·10 <sup>-3</sup>  | 7.27194·10 <sup>-5</sup>  | -1.12202·10 <sup>-8</sup>  | 1.45490·10 <sup>-12</sup>  | -7.87173·10 <sup>-17</sup> |
|                               | $\mu$          | 7.47331·10 <sup>-6</sup>  | 4.08369·10 <sup>-8</sup>  | -8.24463·10 <sup>-12</sup> | 1.30563·10 <sup>-15</sup>  | -8.17794·10 <sup>-20</sup> |

\* Polinomal fonksiyonlar  $\psi(T)=a_0+a_1T+a_2T^2+a_3T^3+a_4T^4$  şeklinde tanımlanmaktadır.

<sup>a</sup> Bu özellikler 300-1000K sıcaklık aralığında geçerlidir.

<sup>b</sup> Bu özellikler 1000-5000K sıcaklık aralığında geçerlidir.

Tablo 4. Yanmaya giren ve yanma sonu ürünlerinin özellikleri

| Ürünler                       | <sup>a</sup> $\rho$<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | <sup>a</sup> M<br>[kg/kmol] | <sup>a</sup> H<br>[J/kmol] | <sup>b</sup> LHV<br>[J/kmol] |
|-------------------------------|---|-----------------------------|----------------------------|------------------------------|
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | 1.91000                                     | 44.09000                    | -1.03860·10 <sup>8</sup>   | -2.044·10 <sup>9</sup>       |
| CO <sub>2</sub>               | -   | 44.00995                    | -3.93532·10 <sup>8</sup>   | -                            |
| CO                            | -   | 28.01055                    | -1.10540·10 <sup>8</sup>   | -                            |
| H <sub>2</sub> O              | -   | 18.01534                    | -2.41838·10 <sup>8</sup>   | -                            |
| O <sub>2</sub>                | -   | 31.99880                    | -                          | -                            |
| N <sub>2</sub>                | -   | 28.01340                    | -                          | -                            |

\* yakıt girişinde

<sup>a</sup> Fluent Inc. Malzeme Özellik Veritabanından alınmıştır(12).<sup>b</sup> (5d) denkleminde hesaplanmıştır.

Tablo 5. Yakıt ve Hava giriş hızları

| $\dot{Q}$ [kW] | U <sub>yakıt</sub> [m/s] | $\phi=0.5$              | 0.6    | 0.7    | 0.8    | 0.9    | 1.0    |
|----------------|--------------------------|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                |                          | U <sub>hava</sub> [m/s] |        |        |        |        |        |
| 5              | 1.123                    | 13.644                  | 11.37  | 9.746  | 8.527  | 7.58   | 6.822  |
| 6              | 1.348                    | 16.373                  | 13.644 | 11.695 | 10.233 | 9.096  | 8.186  |
| 7              | 1.573                    | 19.101                  | 15.918 | 13.644 | 11.938 | 10.612 | 9.551  |
| 8              | 1.797                    | 21.83                   | 18.192 | 15.593 | 13.644 | 12.128 | 10.915 |
| 9              | 2.022                    | 24.559                  | 20.466 | 17.542 | 15.349 | 13.644 | 12.279 |
| 10             | 2.247                    | 27.288                  | 22.74  | 19.491 | 17.055 | 15.16  | 13.644 |

 $\dot{Q}$ ; ısı transferi [kW],  $\phi$ ; eşdeğerlik oranı

Simülasyon değerlerinin aralığı:

 $\phi=0.5, 0.6, \dots, 1.0$  ve  $\dot{Q} = 5000, 6000, \dots, 10000$  W.Yakıt ve hava giriş hızları (U<sub>yakıt</sub> ve U<sub>hava</sub>) aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$U_{\text{yakıt}} = \frac{\dot{m}_{\text{yakıt}}}{A_{\text{yakıt}} \cdot \rho_{\text{yakıt}}} \quad \text{ve} \quad U_{\text{hava}} = \frac{\dot{m}_{\text{hava}}}{A_{\text{hava}} \cdot \rho_{\text{hava}}} \quad (8a,b)$$

Burada A<sub>yakıt</sub> ve A<sub>hava</sub> yakıt ve hava girişlerinin alanlarıdır.  $\dot{m}_{\text{yakıt}}$  ve  $\dot{m}_{\text{hava}}$  ise (5b-f) denklemlerinden  $\dot{Q}$  ve  $\phi$ 'ye bağlı olarak elde edilmektedir.

**Grid boyutu:** Hesaplanan sonuçların hücre yapısından bağımsız olmasını sağlamak için değişik hücre ölçüleri ile hesaplar yapılarak hücre yapısından bağımsız sonuçlar veren hücre ölçüleri tespit edildi. Buna göre toplam hücre sayısı 15000 (Hücre sayısı eksenel yönde  $0 \leq x \leq 0.25$  m arasında 250,  $0.25 < x \leq 0.5$  m arasında 50 ve radyal yönde ise 50 olmak üzere 300x50 hücre) olarak alındı. Toplam hücre sayısına ek olarak, sıcaklık ve hız bileşenlerinin türevlerini daha doğru olarak hesaplamak için 100 eksenel çizgi oluşturuldu.

## 4. SAYISAL SONUÇLAR

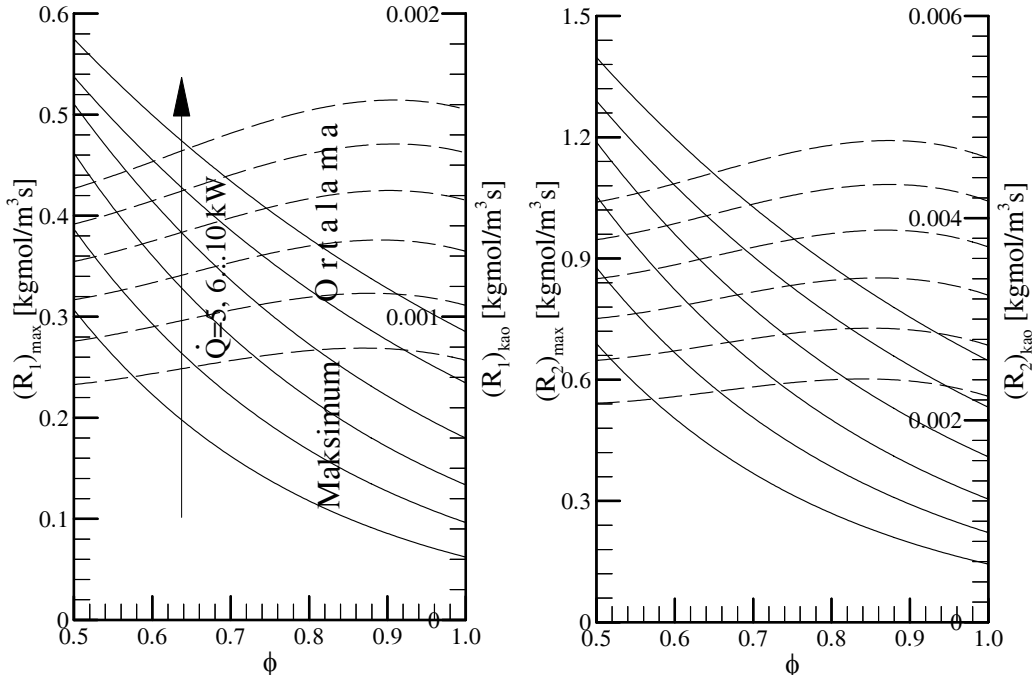
### 4.1. Reaksiyon Oranları

$\dot{Q}$ 'nun ele alınan bütün değerleri için maksimum ve kütle ağırlıklı ortalama reaksiyon oranlarının eşdeğerlik oranı ( $\phi$ )'na bağlı değişimleri Şekil 2'de gösterilmektedir.

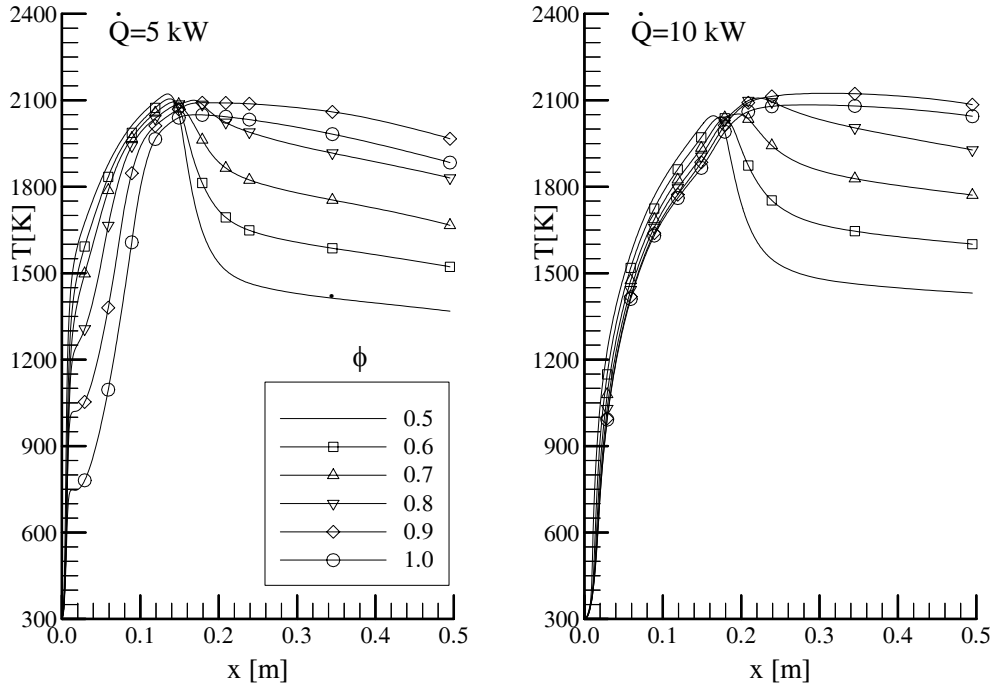
Bütün  $\dot{Q}$  değerleri için reaksiyon-1 ve -2'nin maksimum oran değerleri  $\phi$ 'nin artışıyla ( $\lambda$ 'nın azalması) azalmaktadır. Reaksiyon-1 ve -2 için kütle ağırlıklı reaksiyon oran değerleri yaklaşık  $\phi \approx 0.9$ 'a kadar artmaktadır ve bu noktada maksimum değere ulaştıktan sonra azalmaktadır. Maksimum reaksiyon oranı profilleri  $\phi$ 'nin artışıyla üstel olarak azalmaktadır. Ayrıca maksimum ve kütle-ağırlıklı ortalama reaksiyon oranı değerleri  $\dot{Q}$ 'nun artışıyla artmaktadır.  $\dot{Q}$ 'nun 5 kW'dan 10 kW'a artmasıyla maksimum reaksiyon-1 ve -2 oranları sırasıyla 0.31-0.57 kgmol/m<sup>3</sup>s ve 0.69'den 1.40 kgmol/m<sup>3</sup>s arasında değişmektedir.

### 4.2. Sıcaklık Dağılımları

Kimyasal reaksiyonda açığa çıkan ve yakıcı içerisindeki yanma ürünlerini içeren gaza transfer edilen ısı, gazın sıcaklığını artırarak geniş sıcaklık değişimlerinin oluşmasına neden olur ve dolayısıyla yerel entropi artar. Eksenel mesafede yaklaşık sıcaklık değişimleri hakkında fikir edinebilmek için yakıcı eksenindeki sıcaklık değişimi Şekil 3'de gösterilmektedir.



Şekil 2. Maksimum ve kütle ağırlıklı ortalama reaksiyon oranlarının eşdeğerlik oranı ( $\phi$ )'na bağlı değişimleri ( $R_1$  ve  $R_2$  reaksiyon-1 ve -2 oranları,  $\dot{Q}$  ısı transferi)

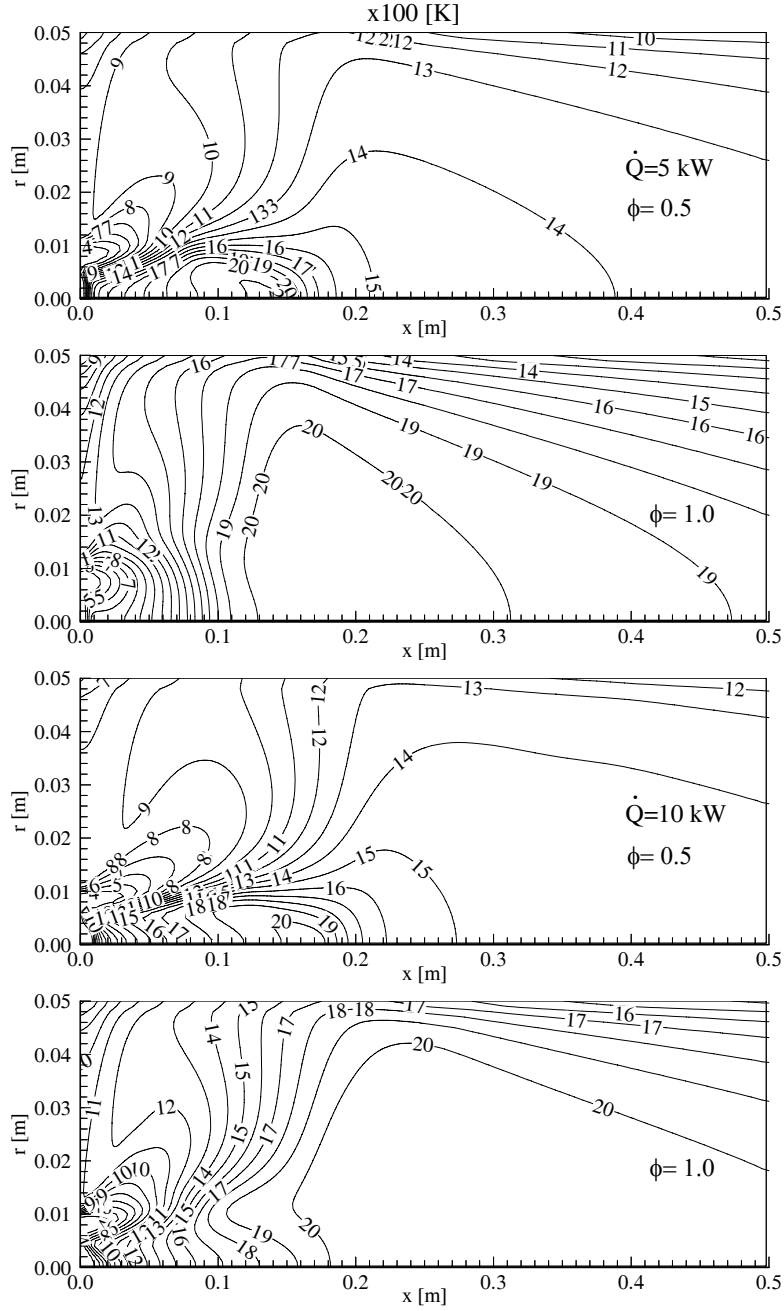


Şekil 3. Eksenel mesafeye bağlı olarak yakıcı eksenindeki sıcaklıkların değişimi

Eksenel mesafe boyunca, özellikle  $x=0$  ve yaklaşık 0.25 m arasında, geniş pozitif ve negatif sıcaklık değişimleri ortaya çıkmaktadır ve bununla beraber  $\phi$ 'nin artışıyla bu sıcaklık değişimleri azalmaktadır.  $\dot{Q}=10$

kW durumunda sıcaklık değişimi  $\dot{Q}=5$  kW'daki değişimden daha düşüktür.

$\dot{Q}=5$  kW ve 10 kW için  $\phi=0.5$  ve  $\phi=1.0$  durumlarında yakıcı içerisindeki sıcaklık dağılımları Şekil 4'de gösterilmektedir.



Şekil 4. Yakıcı içerisindeki sıcaklık dağılımları

Şekilde  $\dot{Q}$  ve  $\phi$ 'nin sıcaklık dağılımı üzerine etkileri incelendiğinde  $\phi$ 'nin artışıyla sıcaklıkların arttığı görülmektedir.  $\phi < 1$  ve  $\phi = 1$  durumları için (61-n) denklemleri kullanılarak yapılan ısı hesaplamalarından elde edilen, yanmada açığa çıkan ve birim kütle başına düşen toplam ısı hemen hemen yakıtın LCV değerine eşittir. Sonuç olarak,  $\phi < 1$  durumunda tam yanma gerçekleşirken,  $\phi = 1$  durumunda ise tam yanmaya çok yakın bir durum görülmektedir.

#### 4.3. Yerel Entropi Üretimi

Yapılan tüm hesaplamalardan, akışkan sürtünmesinden dolayı gerçekleşen entropi üretim oranının ısı transferinden dolayı gerçekleşen entropi üretim oranına göre çok daha düşük olduğu görülmektedir. Başka bir deyişle, Bejan sayısı,  $Be$ , 1.0'a çok yakındır (yaklaşık 0.995), diğer bir deyişle, ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlik daha baskındır.

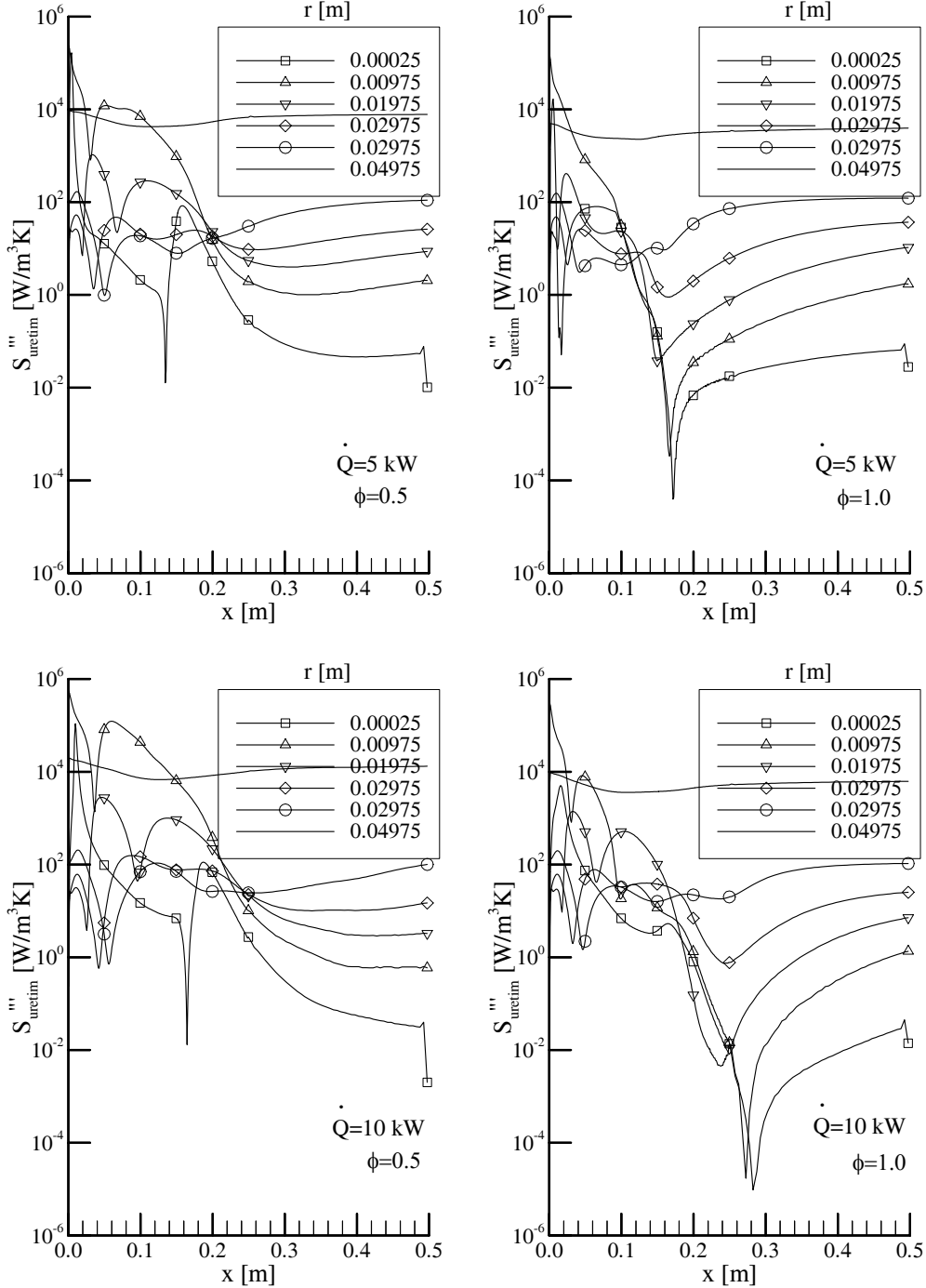
$\dot{Q} = 5$  ve 10 kW için  $\phi = 0.5$  ve 1.0 durumlarında çeşitli radyal düzlemlerdeki hacimsel entropi üretim oranlarının aksel mesafeye bağlı değişimleri Şekil 5'te gösterilmektedir. Bu profiller, reaksiyonun etkili olduğu ve çok geniş sıcaklık değişimlerinin gözlemlendiği



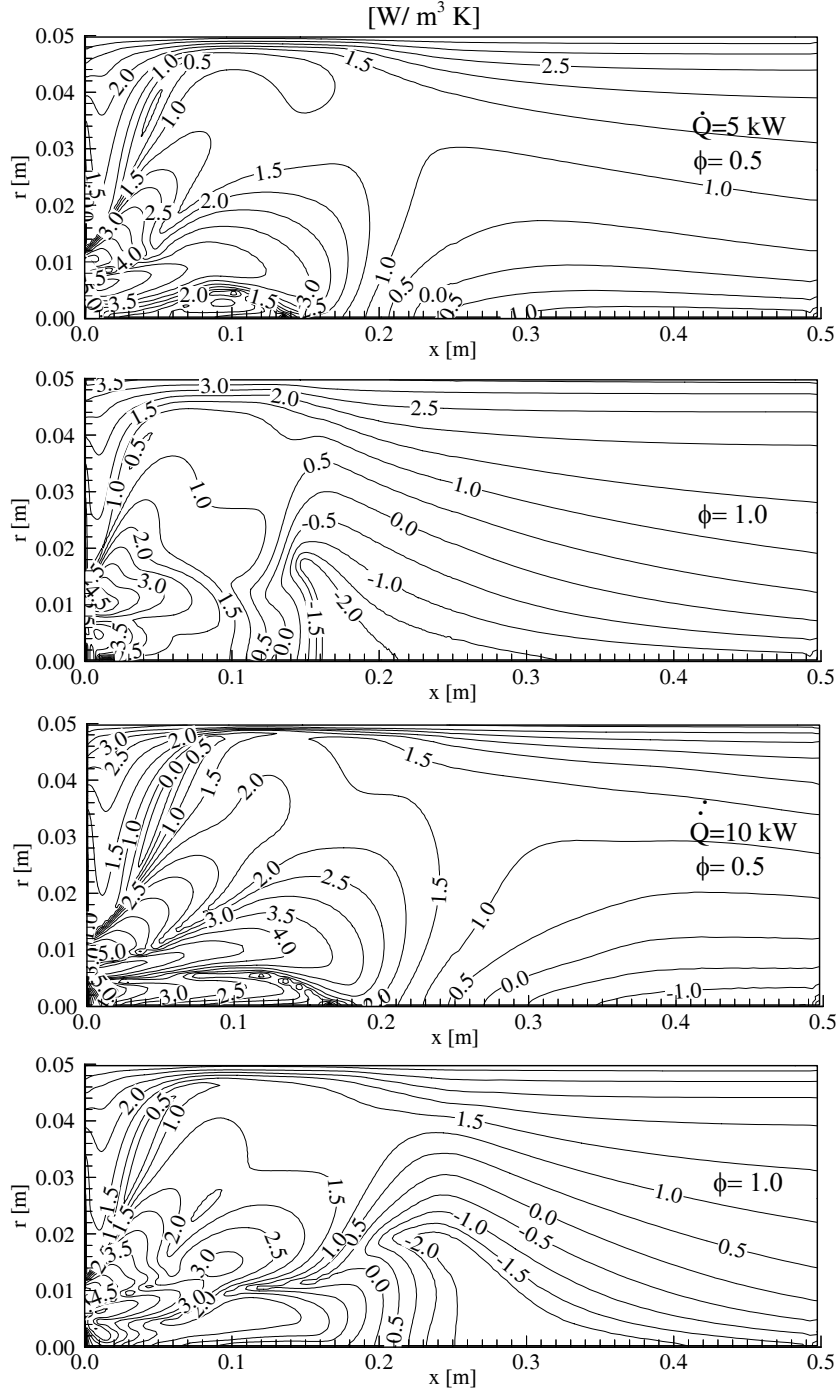
bölge ve çevresinde düzensiz bir dağılım gösterirken,  $\dot{Q}=5$  ve 10 kW için sırasıyla  $0.25 < x < 0.499$  m ve  $0.35 < x < 0.49$  m arasında radyal mesafenin artmasıyla daha düzenli bir dağılım göstermektedir ve profiller yukarı doğru yükselmektedir. Yakıcı duvarına çok yakın pozisyonda profil düz bir çizgi şekline dönüşmektedir. Hacimsel entropi üretim değerleri

$\dot{Q}$ 'nun artışıyla artmasına rağmen  $\phi$ 'nin artışıyla azalmaktadır.

Ayrıca, Şekil 5'de verilen aynı durumlarda, yanma odasındaki hacimsel yerel entropi üretim oran dağılımları logaritmik olarak Şekil 6'da gösterilmektedir.



Şekil 5. Çeşitli radyal düzlemlerdeki hacimsel entropi üretim oranlarının aksel mesafeye bağlı değişimleri



Şekil 6. Logaritmik olarak hacimsel yerel entropi üretim oran dağılımları

Bu şekillerden, aksel ve radyal yönlerde geniş bir pozitif ve negatif sıcaklık değişimlerinin olduğu ve ayrıca reaksiyon oranlarının etkili olduğu bölgelerde yüksek entropinin üretildiği görülmektedir.  $\dot{Q}=5$  kW için yerel entropi üretim oranı değerleri  $\phi$ 'nin 0.5'ten 1.0'a artmasıyla 398107 (5.6)  $W/m^3K$ 'den 301995 (5.48)  $W/m^3K$ 'e ve  $\dot{Q}=10$  kW için 1000000 (6.0)  $W/m^3K$ 'den 630957 (5.8)  $W/m^3K$ 'e azalmaktadır. Bu

değerler hacimsel yerel entropi üretim oranlarının yaklaşık %2-3 arasında azaldığını göstermektedir.

Ele alınan bütün  $\dot{Q}$  değerleri için hacim üzerinde entropi üretim oranı ve ekserjinin eşdeğerlik oranına bağlı değişimi Şekil 7'de verilmektedir.

Hacimsel yerel entropi üretim oranı profillerinin tersine toplam entropi üretim oranı profilleri hemen hemen daha düzenli bir şekildedir. Entropi üretim oranı profil seviyeleri  $\dot{Q}$ 'nin artışıyla yükselmesine rağmen bu profiller  $\phi$ 'nin artışıyla üstel olarak azalmaktadır. Sayısal sonuçlardan, maksimum entropinin  $\phi=0.5$  durumunda üretildiği ve bu değerlerin  $\dot{Q}$ 'ya bağlı olarak 3.7 ile 7.6 W/K değerleri arasında değiştiği elde edilmiştir.  $\dot{Q}_{ta}$  değerleri yaklaşık  $\phi \approx 0.9$ 'a kadar artmaktadır ve bu noktada maksimum değere ulaştıktan sonra azalmaktadır.  $\phi=0.5$  durumunda  $\dot{Q}_{ta}$  değerleri 3.7-7.6 kW arasında değişirken,  $\phi=1.0$  durumunda bu aralık 3.6-7.4 kW arasında bir değişim göstermektedir.

## 5. SONUÇLAR

Propanın bir yakıcıda hava ile yanmasının sayısal simülasyonu ve yerel entropi üretiminin sayısal çözümü gerçekleştirildi. Ayrıca, entropi üretim oranı ve yanma üzerine eş değerlik oranının etkisi incelendi. Isı transferi ve sürtünmeden dolayı oluşan entropi üretim oranı hesaplandı. Çalışma sonunda elde edilen sonuçlar özetle şunlardır:

- İncelenen tüm durumlarda, maksimum reaksiyon oranları  $\phi$ 'nin artmasıyla (veya  $\lambda$ 'nin azalmasıyla) azalmaktadır.
- Eksenel mesafe boyunca geniş pozitif ve negatif sıcaklık değişimleri oluşmaktadır. Bununla birlikte, akış alanında  $\phi$ 'nin artışıyla sıcaklık değerleri artmaktadır.
- Bütün durumlarda Bejan sayısı (Be) 1.0'a çok yakındır. Diğer bir deyişle, ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlik daha baskındır.
- $\phi$ 'nin 0.5'ten 1.0'e artmasıyla hacimsel yerel entropi üretim oranları yaklaşık %2-3 arasında azalmaktadır

### Kısaltmalar ve Simgeler

|                 |                                      |
|-----------------|--------------------------------------|
| A               | alan                                 |
| Be              | Bejan sayısı                         |
| $C_p$           | özgül ısı                            |
| $C_\mu$         | k- $\epsilon$ türbülans model sabiti |
| $C_{1\epsilon}$ | k- $\epsilon$ türbülans model sabiti |
| $C_{2\epsilon}$ | k- $\epsilon$ türbülans model sabiti |
| CFD             | hesaplamalı akışkanlar dinamiği      |
| G               | türbülans kinetik enerjisi üretimi   |
| h               | ısı taşınım katsayısı                |
| h               | entalpi                              |
| H               | türlerin entalpisi                   |
| HY              | hava yakıt oranı                     |
| $\dot{I}$       | tersinmezlik oranı                   |
| k               | türbülans kinetik enerjisi           |
| L               | yakıcı uzunluğu                      |
| LCV             | alt kalorifik değer                  |
| LHV             | alt ısıl değer                       |
| m               | kütle                                |

|                           |                                      |
|---------------------------|--------------------------------------|
| m                         | türlerin kütle kesri                 |
| $\dot{m}$                 | kütlesel debi                        |
| M                         | Merit sayısı                         |
| $M$                       | türlerin moleküler ağırlığı          |
| N                         | türlerin toplam sayısı               |
| $N_R$                     | reaksiyon sayısı                     |
| P                         | basınç                               |
| q"                        | ısı akısı                            |
| Q                         | hacimsel debi                        |
| $\dot{Q}$                 | ısı transfer oranı                   |
| $\dot{Q}_a$               | ekserji transfer oranı               |
| r                         | radyal mesafe                        |
| $r_i$                     | hava girişi iç çapı                  |
| $r_d$                     | hava girişi dış çapı                 |
| R                         | yakıcı yarıçapı                      |
| RNG                       | renormalization group                |
| $S_{\text{üretim}}^m$     | hacimsel entropi üretim oranı        |
| $\dot{S}_{\text{üretim}}$ | integre edilmiş entropi üretim oranı |
| T                         | sıcaklık                             |
| u                         | hız                                  |
| U                         | eksenel giriş hızı                   |
| V                         | hacim                                |
| x                         | eksenel mesafe                       |

### Semboller

|            |                                   |
|------------|-----------------------------------|
| $\epsilon$ | türbülans enerjisi harcanım oranı |
| $\phi$     | eş değerlik oranı                 |
| $\Phi$     | viskoz yayılım                    |
| $\lambda$  | ısı iletim katsayısı              |
| $\lambda$  | hava fazlalık katsayısı           |
| $\mu$      | dinamik viskozite                 |
| $\theta$   | teğetsel yön                      |
| $\rho$     | yoğunluk                          |
| $\psi$     | keyfi değişken                    |

### Alt ekler

|              |                           |
|--------------|---------------------------|
| aa0          | alan ağırlıklı ortalama   |
| $\checkmark$ | çevre                     |
| eff          | efektif                   |
| g            | giriş                     |
| i, j         | tensör notasyon indisleri |
| $i', j'$     | tür no                    |
| j            | hücre numarası            |
| k            | reaksiyon numarası        |
| kao          | kütle ağırlıklı ortalama  |
| P            | çıkan ürün sayısı         |
| r            | radyal                    |
| R            | reaktant sayısı           |
| ref          | referans                  |
| sto          | stokiometrik              |
| sürt         | sürtünme                  |
| t            | türbülans                 |
| top          | toplam                    |
| w            | duvar                     |
| x            | eksenel                   |

**6. KAYNAKLAR**

1. Bejan, A., Entropy Generation Minimization, CRC, Boca Raton, NY, 1996.
2. Bejan, A., Entropy minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes, *J. Appl. Phys.* 79, 1191–1218, 1996.
3. Mukherjee, P., Biswas, G. and Nag, P.K., Second-Law Analysis of Heat Transfer in Swirling Flow Through a Cylindrical Duct, *ASME Journal of Heat Transfer* 109, 308-13, 1987.
4. Mahmud, S. and Fraser, R. A., The Second Law Analysis in Fundamental Convective Heat Transfer Problems, *International Journal of Thermal Sciences* 42, 177–186, 2003.
5. Sahin, A. Z., Second Law Analysis of Laminar Viscous Flow through a Duct Subjected to Constant Wall Temperature, *ASME Journal of Heat Transfer* 120, 76-83, 1998.
6. Sahin, A. Z., Effect of Variable Viscosity on the Entropy Generation and Pumping Power in a Laminar Fluid Flow through a Duct Subjected to Constant Heat Flux, *Heat Mass Transfer* 35, 499–506, 1999.
7. Sahin, A. Z., Entropy Generation in Turbulent Liquid Flow through a Smooth Duct Subjected to Constant Wall Temperature, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 43, 1469-1478, 2000.
8. Yilbas, B. S., Shuja, S. Z. and Budair, M. O., Second Law Analysis of a Swirling Flow in a Circular Duct with Restriction, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 42, 4027-4041, 1999.
9. Shuja, S. Z., Yilbas, B.S., Iqbal, M.O., Budair, M.O., Flow through a Protruding Bluff Body–Heat and Irreversibility Analysis, *Exergy, An International Journal* 1(3), 209–215, 2001.
10. Shuja, S. Z. and Yilbas, B. S., A Laminar Swirling Jet Impingement on to an Adiabatic Wall Effect of Inlet Velocity Profiles, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 11, 237-254, 2001.
11. Shuja, S. Z., Yilbas, B. S., Rashid, M., Confined Swirling Jet Impingement onto an Adiabatic Wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 2947–2955, 2003.
12. Fluent Incorporated. FLUENT User's guide version 6.1, 2003.
13. Yakhot, V. and Orszag, S. A., Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1):1-51, 1986.
14. Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. In 16th Symp. (Int'l.) On Combustion. The Combustion Institute, 1976.
15. Spalding, D. B., Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames. In 13<sup>th</sup>. Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute, 1970.
16. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The finite volume method. Addison Wesley Longman Limited, 1996.