

DOĞRUDAN METANOLLÜ YAKIT PİLİ (DMYP) SİSTEMİNDEKİ YOĞUŞTURUCUNUN HAVA TARAFI TERMAL MODELLEMESİ

Air-Side Thermal Modeling Of Condenser In Direct Methanol Fuel Cell (DMFC) System

Alper Can İNCE
Can Özgür ÇOLPAN
Mustafa Fazıl SERİNCAN

ÖZET

Doğrudan metanollü yakıt pilleri (DMYP) kimyasal enerjiyi elektrik enerjisine doğrudan çeviren enerji dönüşüm cihazlarıdır. DMYP’de yakıt olarak kullanılan metanolün yüksek enerji yoğunluğuna (15,9 MJ/l) sahip olması, kolay depolanabiliyor ve taşınabiliyor olması DMYP’nin önemli bir yakıt pili türü olmasını sağlar. Buna karşın, istenmeyen metanol geçişi, reaksiyonların yavaşlığı ve düşük sistem verimliliği devam eden olumsuzluklardır. Günümüzde bu olumsuzluklara rağmen, DMYP sistemleri istif makinelerinde, hafif elektrikli araçlarda (0,5 W - 5 kW) ve küçük taşınabilir jeneratör uygulamalarında kullanılmaktadır. Bir DMYP sisteminde yoğuşturucu, fan, pompa ve karışım kabı gibi yardımcı donanımlar bulunur. Burada, yoğuşturucu yakıt pilinden çıkan atık ısının dağıtılmasını ve yakıt pili çıkış gazının içerisinde yer alan su buharını yoğuşturup sisteme geri beslenilmesini sağlar. Bu çalışmada DMYP sistemlerinde kullanılacak uygun bir yoğuşturucunun hava tarafı için bir matematiksel model oluşturulacaktır. Bu model farklı DMYP çalışma koşulları altında yoğuşturucunun hava tarafının ısı transferi performansını verecektir.

Anahtar Kelimeler: DMYP sistemi, Yoğuşturucu, Matematiksel model.

ABSTRACT

Direct methanol fuel cell is an energy conversion device which converts chemical energy to electrical energy directly. Having high energy density (15,9 MJ/l) of methanol used as a fuel in DMFC, easy storage and transportability provide the DMFC an important fuel cell type. However, undesirable methanol crossover, slow reaction kinetic rate, and low system efficiency are still disadvantages. Nowadays, despite these disadvantages of DMFCs, they can be used in forklift, light-weight tracks (0.5 W-5 kW) and small portable generator applications. A DMFC system includes auxiliary equipment such as the condenser, blower, pump, and mixing chamber. Here, the condenser provides water recovery to the system condensing water vapor existed in the exhaust gas of fuel cell and dissipate waste heat formed from the DMFC. In this study, an air-side mathematical model for an available condenser in the DMFC system is formed. This model gives the air-side heat transfer performance of condenser under different DMFC working conditions.

Keywords: DMFC system, Condenser, Mathematical model.

1. GİRİŞ

Doğrudan metanollü yakıt pilleri (DMYP) kimyasal enerjiyi doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren elektrokimyasal cihazlardır. Üç temel öğeden oluşurlar. Bunlar yükseltgenme reaksiyonlarının gerçekleştiği anot, indirgenme reaksiyonlarının gerçekleştiği katot ve proton (H^+) geçirgenliği sağlayan bu iki elektrotun ortasına yerleştirilen elektrolit tabakasıdır. DMYP’ler yakıt olarak metanol-su karışımı ve havadaki oksijeni (O_2) kullanırlar. Metanol ve su anotta reaksiyona girerek karbon dioksit (CO_2),

elektron (e^-) ve protonların oluşmasını sağlar (Eş. 1). Burada protonlar membran üzerinden geçerken elektronlar dış devreyi dolaşır. Aynı anda katot tarafından hava vasıtasıyla O_2 beslemesi gerçekleşir. O_2 'ler proton ve elektronlar ile birleşerek su oluştururlar (Eş. 2). Toplam reaksiyon ise Eş. (3)'de gösterilmiştir. DMYP'nin en önemli dezavantajları metanol geçişi, reaksiyon hızlarının düşük olması, su ve ısı yönetimi olarak belirtilmiştir [1-3]. Su ve ısı yönetimini sağlamak için DMYP'ler bir aktif sistemde kullanılır. Bu çalışmada ele alınan aktif sistemde DMYP, yoğuşturucu, pompalar, karışım tankı, fan ve metanol tankı bulunur. Burada, yoğuşturucu su ve ısı yönetiminde kilit rol almaktadır. Çünkü hem DMYP'den çıkan ısıyı yayma hem de sistem için gerekli su miktarını DMYP egzoz gazını yoğuşturarak tekrardan sisteme aktarırlar.



Literatürde, yakıt pili sistemleri için geliştirilen yoğuşturucularda daha az yer kaplaması sebebiyle çapraz akış ve ısı transfer alanını arttırmak için hava tarafında kanatlı yapıların kullanılması raporlanmıştır [4]. Literatürde, birçok kanatlı yapı için ısı transferi ve basınç düşümü incelenmiştir [5,6]. Kang vd. [7], bir yakıt pili soğutma sisteminde kullanılan panjur kanatlı ve tüplü ısı değiştiricisinin ısı transfer performansını incelemişlerdir. Buna göre, panjur kanatlı ısı değiştiricisinin ısı transfer performansına %10-15 oranında arttırdığını raporlamışlardır. Bir diğer önemli sonuçta kanat derinliğini azaltıkça sistemdeki basınç düşümünü karşılayacak fan gücünün azalacağını belirtmişlerdir. Dong vd. [8], ısı değiştiricisi için termal performansını farklı kanat yüzey genişliklerinde, kanat kalınlıklarında, kanat uzunluklarında ve kanat yüksekliklerinde incelemişlerdir. Ayrıca, Colburn faktörü (j) ve sürtünme faktörü (f) için ilişim geliştirmişlerdir. Onların sonucuna göre, ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü kanat yüzey genişliği, kanat yüksekliği ve kanat uzunluğu arttıkça düşmüştür. Ayrıca, regresyon analizi ile j ve f faktörlerini geliştirmişler ve %90-95 oranında doğruluk elde etmişlerdir.

Literatürde görüldüğü üzere, kompakt ısı değiştiricilerinin ısı performansını için birçok ısı model geliştirilmiştir ama yakıt pili sistemleri için geliştirilen yoğuşturucu modeli çok azdır. Mevcut modellerde ise yakıt pili çalışma koşullarına göre performansları incelenmemiştir. Bu çalışmada, yakıt pili sistemiyle çalışan bir skuter için üretilen yoğuşturucunun hava tarafında yer alan kaydırılmış şerit kanatlı ısı değiştiricisi için bir matematiksel model geliştirilmiştir. Bu matematiksel model, önceki çalışmada bir DMYP sistemi için geliştirilen model [9] ile birleştirilerek farklı DMYP çalışma koşulları altında ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü incelenmiştir.

2. MODELLEME VE DENKLEMLER

2.1 DMYP sistem modelleme

Ince vd. [8] bir DMYP sistemi (Şekil 1) için yarı-deneysel termodinamiksel model geliştirmişlerdir. Bu yarı-deneysel modelde ayrıntılı olarak kütle ve enerji analizleri rapor edilmiştir. Çalışmada katot çıkışı gaz kütle debisi Eşitlikler (4), (5), (6), (7) ve (8) kullanılarak bulunmuştur. Benzer şekilde yoğuşturucu çıkışı sıcaklığı Eşitlikler (9) ve (10) kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 1'de bulunan yoğuşturucu için bir kontrol hacmi (Şekil 2) ele alınarak bir enerji dengesi oluşturulmuştur. Burada katot çıkışı egzoz gazdan hava tarafına iletilen ısı hesaplanmıştır. Hesaplanan ısı ile Eşitlikler (11) ve (12)'dan yararlanılarak üflenen hava debisine ulaşılmıştır.

$$\dot{m}''_{6,H_2O(v)} = \dot{m}''_{6,toplam\ gaz} \cdot \left(0,622 \cdot \frac{P_{6,H_2O(v)}}{(P_{toplam} - P_{6,H_2O(v)})} \right) \quad (4)$$

$$\dot{m}''_{6,CO_2} = \frac{(i+i_{perm})}{4 \cdot F} \cdot MA_{O_2} \cdot 3.6 \quad (5)$$

$$\dot{m}''_{6,N_2} = \frac{(i+i_{perm})}{4 \cdot F} \cdot \lambda_k \cdot \sum(y_k \cdot MA_k) \cdot 3.6 \cdot \frac{1}{y_{N_2}} \quad (6)$$

$$\dot{m}''_{6,O_2} = \frac{(i+i_{perm})}{4 \cdot F} \cdot \lambda_k \cdot \sum(y_k \cdot MA_k) \cdot 3.6 \cdot \frac{1}{y_{O_2}} \quad (7)$$

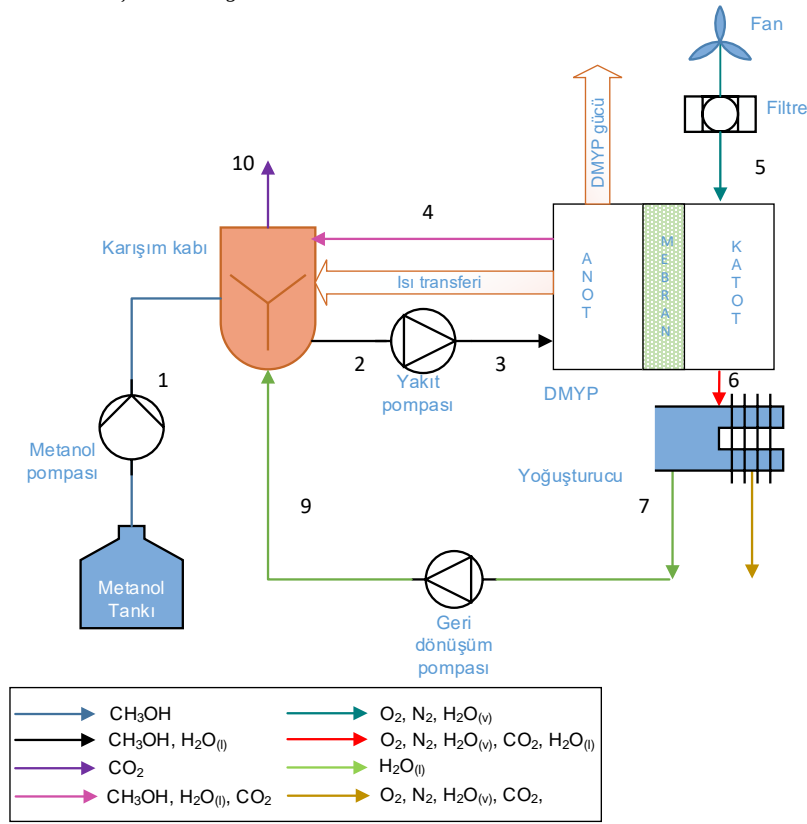
$$\dot{m}''_{6,toplam\ gaz} = \dot{m}''_{6,O_2} + \dot{m}''_{6,N_2} + \dot{m}''_{6,CO_2} + \dot{m}''_{6,H_2O(v)} \quad (8)$$

$$\dot{m}''_{8,H_2O(v)} = \dot{m}''_{8,toplam\ gaz} \cdot \left(0,622 \cdot \frac{P_{8,H_2O(v)}}{(P_{toplam} - P_{8,H_2O(v)})} \right) \quad (9)$$

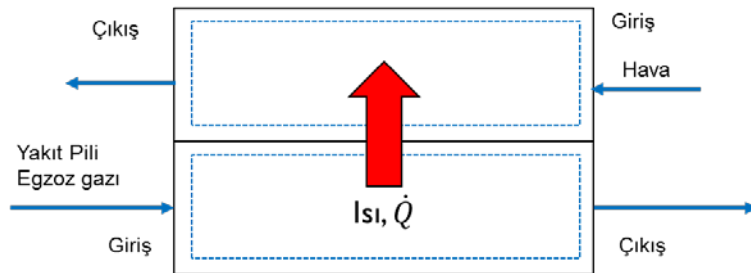
$$T_{yoğ.} = \frac{B}{A - \log\left(\frac{P_{8,H_2O(v)} \cdot 100000}{133,32}\right)} - C \quad (10)$$

$$\dot{Q}''_{yoğ.} = \frac{1}{3,6} \cdot \left(\sum(\dot{m}'' \cdot h)_8 - \sum(\dot{m}'' \cdot h)_6 \right) \quad (11)$$

$$\dot{Q}''_{yoğ.} = \dot{m}_{hava} \cdot c_p \cdot (T_{hava_c} - T_{hava_g}) \quad (12)$$



Şekil 1. DMYP sistemi çalışma prensibi ([9] No'lu referanstan modifiye edilmiştir.)

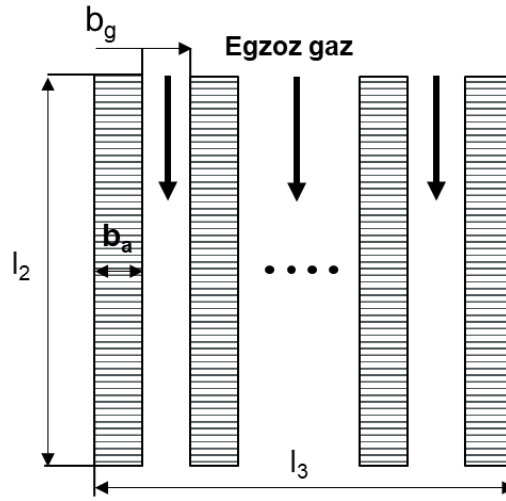


Şekil 2. Yoğuşturucu için uygulanan kontrol hacmi

2.2 Yoğuşturucunun hava tarafının modellenmesi

Bölüm 1’de bahsedildiği gibi yoğuşturucunun bir DMYP sisteminde görevleri, yakıt pilinden çıkan ısıyı yaymak ve gerekli su dönüşümünü sağlamaktır [4]. Ayrıca, Ince ve Colpan [10] sistem bazında gerçekleştirildikleri ekserji analizinde en büyük ekserji yıkımının sistem elemanlarından yoğuşturucuda meydana geldiğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada, Nölke [11] tarafından gerçekleştirilen bir DMYP ve batarya ile çalışan hibrit sistemli skuter için üretilen yoğuşturucunun geometrik verileri kullanılmış olup Tablo 1’de gösterilmiştir. Yoğuşturucunun hava tarafında kaydırılmış şerit kanatlar bulunmaktadır (Şekil 3). Daha az yer kaplayacağı nedeniyle çapraz akış kullanılmıştır. Yoğuşturucunun termal modellenmesi gerçekleştirilirken bazı kabullerden yararlanılmıştır. Bunlardan en önemlileri:

- Çapraz akış olması sebebiyle, sıcak ve soğuk akışkanların giriş çıkış arasındaki farklar eşit alınmıştır.
- Yoğuşturucudaki ısı kaybı ihmal edilmiştir.
- Hava, H_2O_v , CO_2 , O_2 ve N_2 ideal gaz kabul edilmiştir.
- Enerji dengesinde potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilmiştir.



Şekil 3. Yoğuşturucu geometri ([11] No’lu referanstan modifiye edilmiştir.)

Tablo 1. Kaydırılmış şerit kanadın geometrik değerleri [11]

Geometrik parametre	Değeri	Geometri parametre	Değeri
l_1 (Yoğuş. Derinliği)	80 mm	b_g (gaz kanalı genişliği)	9 mm
l_2 (Yoğuş. Genişliği)	170 mm	$t=\delta$ (Kanat kalınlığı)	0,22 mm
l_3 (Yoğuş. Boyu)	135 mm	s (şerit aralığı)	4,5 mm
$a=\delta_w$ (Plaka kalınlığı)	1 mm	b_a (Hava kanalı genişliği)	10 mm
β (Isı transfer yüzey alanı yoğunluğu)	1080 m^2/m^3	l_s (kanat uzunluğu)	3,175 mm

Bu yoğuşturucunun hava tarafı için kanal sayısını veren denklem Eş. (13)’de gösterilmiştir

$$Np_a = \frac{l_3 - b_a + 2 \cdot \delta_w}{b_g + b_a + 2 \cdot \delta_w} + 1 \quad (13)$$



Cephe alanın veren denklem aşağıdaki gibidir.

$$A_{fr_a} = l_2 \cdot l_3 \quad (14)$$

Plakalar arası hacimi veren denklem Eş. (15)'de verilmiştir.

$$V_{p_a} = l_1 \cdot l_2 \cdot b_a \cdot N_{p_a} \quad (15)$$

Isı transfer yüzey alanı yoğunluğunu kullanarak elde edilen ısı transfer alanını veren denklem aşağıdaki gibidir.

$$A_a = \beta_a \cdot V_{p_a} \quad (16)$$

Hidrolik çap Shah ve Sekulic [12] tarafından önerilen birim hücre yaklaşımıyla Eş. (17)'de elde edilmiştir.

$$D_{h_a} = \frac{4 \cdot s \cdot b_a \cdot l_1}{2 \cdot (s \cdot l + b_a \cdot l_1 + b_a \cdot \delta) + s \cdot \delta} \quad (17)$$

Hidrolik çap, D_h kesit alan yerine herhangi bir akışkan tarafındaki minimum akış alanının (A_o) kullanılmasıyla kompaktlığı tanımlamak için kullanılır.

$$A_{o_a} = \frac{D_{h_a} \cdot A_a}{4 \cdot l_1} \quad (18)$$

Çekirdek hızı ve Reynolds sayısı Eş. (19) ve Eş. (20)'de sırasıyla verilmiştir.

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{A_{o_a}} \quad (19)$$

$$Re_a = \frac{G_a \cdot D_{h_a}}{\mu} \quad (20)$$

Isı transfer katsayısı aşağıdaki gibi bulunabilir

$$h_a = \frac{j_a \cdot G_a \cdot c_{p_a}}{Pr^{2/3}} \quad (21)$$

Eş. (21)'de ısı transfer katsayısını hesaplayabilmek için Colburn faktörüne (j) ihtiyaç vardır. Manglik ve Bergles [13] kaydarılmış şerit kanatları için aşağıdaki deneysel bağıntıyı önermişlerdir. Finning sürtünme katsayısı için ise Eş. (23)'ü önermişlerdir.

$$j_a = 0,6522 \cdot Re_a^{-0,5403} \cdot \left(\frac{s}{b_a}\right)^{-0,1541} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0,1499} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0,0678} \cdot \left[1 + 5,269 \times 10^{-5} \cdot Re_a^{1,340} \cdot \left(\frac{s}{b_a}\right)^{0,504} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0,456} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1,055}\right]^{0,1} \quad (22)$$

$$f_a = 9,6243 \cdot Re_a^{-0,7422} \cdot \left(\frac{s}{b_a}\right)^{-0,1856} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0,3053} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0,2659} \cdot \left[1 + 7,669 \times 10^{-8} \cdot Re_a^{4,429} \cdot \left(\frac{s}{b_a}\right)^{0,920} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{3,767} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0,236}\right]^{0,1} \quad (23)$$

Basınç düşümü Shah ve Sekulic [12] tarafından aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\Delta p = \frac{G^2}{2 \cdot g \cdot \rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right) + f_a \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_i \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)_m - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (24)$$

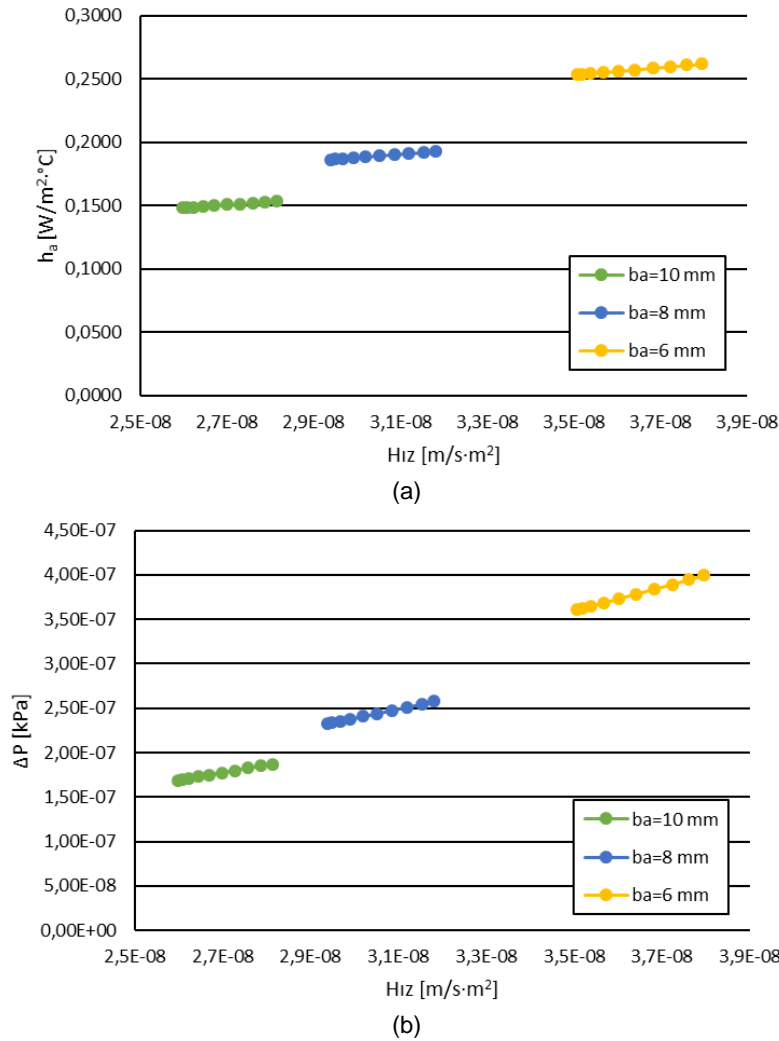
Parantez içerisindeki ilk terim giriş etkisini, ikinci terim akış hızlanma etkisini, üçüncü terim sürtünmeyi ve son terim çıkış etkisini göstermektedir. Bu eşitlikte yer alan σ aşağıda verilmiştir.

$$\sigma = \frac{A_{oa}}{A_{fr}} = \frac{\text{minimum akış alanı}}{\text{cephe alanı}} \quad (25)$$

Aynı eşitlikte (Eş. (24)) yer alan K_c ve K_e katsayıları sırasıyla giriş ve çıkış basınç kaybı katsayılarıdır. Bu çalışmada bu katsayılar Shah ve Sekulic [12] tarafından çoklu kare kanal için önerilen grafiğe uygun eğriler uydurarak elde edilmiştir.

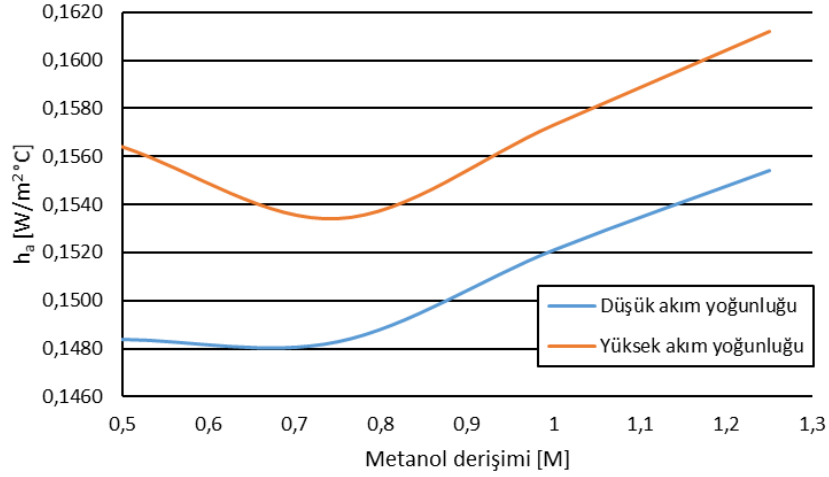
3. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada, bir DMYP sisteminde kullanılan yoğuşturucunun geometrik değerleri kullanılarak bu yoğuşturucunun hava tarafı için matematiksel modelleme geliştirilmiştir. Bu modelleme önceki çalışmada [9] geliştirilen DMYP sistemi için termodinamik modellemesine aktarılarak DMYP çalışma koşullarına göre bu yoğuşturucunun hava tarafının ısı transferi performansı ve basınç düşümü farklı metanol derişimlerinde ve katot hava debisinde incelenmiştir. Ayrıca hava kanalı genişliğine göre yine ısı transferi performansı ve basınç düşümü yukarıdaki parametreler altında incelenmiştir.

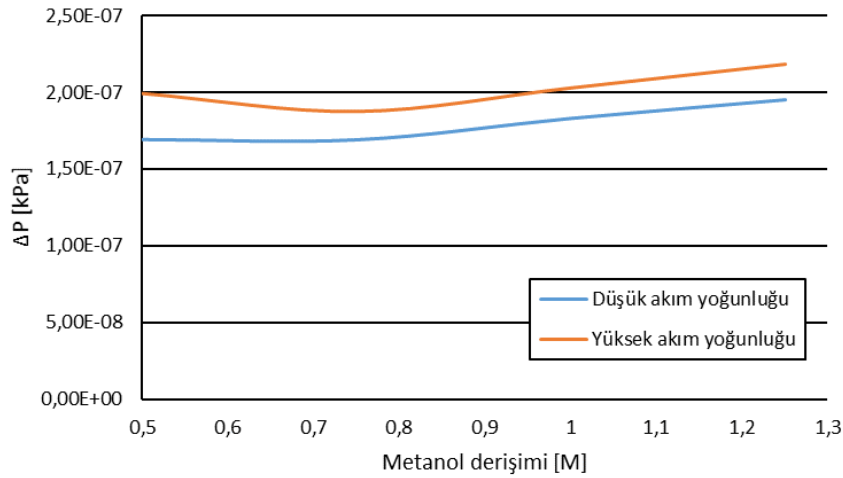


Şekil 4. Farklı hava kanalı genişlikleri için hava hızlarına bağlı olarak a) Isı transfer katsayısı b) basınç düşümü hesaplanması

Şekil 4a ve 4b'de yakıt pili akım yoğunluklarına göre hesaplanan hava hızına ve farklı hava kanalı genişliklerine göre (kanat boyu) ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü gösterilmiştir. Dong vd. [8] gerçekleştirdikleri çalışmada kanat boyu arttıkça ısı transfer katsayısının ve basınç düşümünün azaldığını deneysel ve sayısal olarak elde etmişlerdir. Bunun sebebi olarak daha küçük kanallarda hız artmasını ve bu durumun daha küçük sınır akış tabakasına ulaşması olarak açıklamışlardır. Bu çalışmadaki sonuçlar Dong vd. [8] çalışmalarına paralellik göstermiştir. Şekil 5a ve 5b'de ise yakıt pili sistemine gönderilen farklı metanol derişimlerine bağlı olarak farklı akım rejimlerinde yoğunlaştırıcunun hava tarafındaki ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünü göstermektedir.



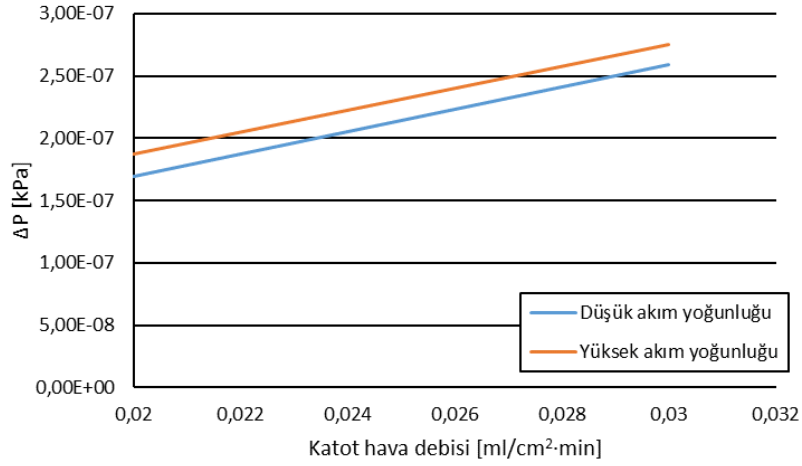
(a)



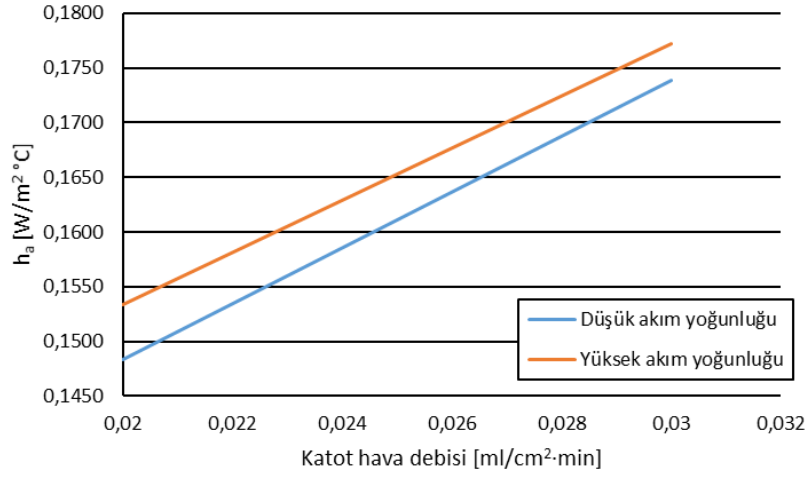
(b)

Şekil 5. Farklı akım yoğunluğu rejimleri için metanol derişimine bağlı olarak a) ısı transfer katsayısı b) basınç düşümü hesaplanması

Şekil 5a ve 5b'ye göre, metanol derişimi 0,75 M olasıya kadar ısı transfer katsayısı azalmaktadır. 0,75 M'dan sonrasında ise ısı transfer katsayısı artmaktadır. Bu durum basınç düşümü içinde gözlemlenmiştir. Bunun ana sebebi 0,75 M'daki yakıt pilinin performansının değişmesiyle açıklanabilir. Bu değişim İnce vd. [8] tarafından gösterilmiştir. Bu değişim yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığını ve yoğunlaştırıcıdaki sıcak kısımdan soğuk (hava) kısmına aktarılan ısıyı doğrudan etkilemektedir.



(a)



(b)

Şekil 6. Farklı akım yoğunluğu rejimleri için katot hava debisine bağlı olarak a) Isı transfer katsayısı b) basınç düşümü hesaplanması

Şekil 6a ve 6b'de katot hava debisine bağlı olarak yüksek ve düşük akım rejimlerinde sırasıyla ısı iletim katsayısı ve basınç düşümü gösterilmiştir. Katot hava debisi arttıkça yakıt pilinden çıkan sıcak egzoz gaz debisinde beklenildiği gibi artmaktadır. Eş. (11)'de artan bu debi sıcak taraftan soğuk tarafa aktarılan ısı salınım hızını arttırmaktadır. Isı salınım hızı arttıkça yoğuşturucuya giren hava debisini hızlıca arttırmaktadır. Bu yüzden, ısı iletim katsayısı ve basınç düşümü artan katot hava debisiyle artmaktadır.

SONUÇ

Bu çalışmada; bir DMYP sistemindeki yoğuşturucunun hava debisi için matematiksel bir model geliştirilmiştir. Modelde çıktı olarak farklı metanol derişimlerinde, katot hava debisinde ve akım yoğunluğu rejimlerinde yoğuşturucunun hava tarafındaki ısı iletim katsayısı ve basınç düşümü incelenmiştir. Ayrıca farklı kaydırılmış şeritli kanatların yüksekliğine (hava kanalı genişliği) göre yine ısı iletim katsayısı ve basınç düşümünün değişimi hesaplanmıştır. En önemli sonuçlardan biri; katot hava debisi artışının hızlı bir şekilde basınç düşümüne ve ısı iletim katsayısını arttırmaktadır. Ayrıca metanol derişimlerinde 0,75 M'ın kritik bir değere sahip olup o değere kadar ısı iletim katsayısı ve basınç düşümü azalırken o değerden sonra arttığı tespit edilmiştir.

**KAYNAKLAR**

- [1] Lu, G. Q., Liu, F. Q., & Wang, C. Y. (2005). Water transport through Nafion 112 membrane in DMFCs. *Electrochemical and Solid-State Letters*, 8(1), A1-A4.
- [2] Faghri, A., & Guo, Z. (2005). Challenges and opportunities of thermal management issues related to fuel cell technology and modeling. *International journal of heat and mass transfer*, 48(19-20), 3891-3920.
- [3] Mehmood, A., Scibioh, M. A., Prabhuram, J., An, M. G., & Ha, H. Y. (2015). A review on durability issues and restoration techniques in long-term operations of direct methanol fuel cells. *Journal of Power Sources*, 297, 224-241.
- [4] Janßen, H., Blum, L., Hehemann, M., Mergel, J., Stolten, D., Stolten, D., & Grube, T. (2010, December). System technology aspects for light traction applications of direct methanol fuel cells. In *18th World Hydrogen Energy Conference* (pp. 497-502).
- [5] Erbay, L. B., Uğurlubilek, N., Altun, Ö., & Doğan, B. (2013). COMPACT HEAT EXCHANGERS. *Engineer & the Machinery Magazine*, (646).
- [6] Canlı, E. (2011). Ara soğutucu amaçlı kullanılan ısı değiştiricilerin karakteristiklerinin teorik ve deneysel incelenmesi (Doctoral dissertation, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [7] Kang, H., Oh, H., Lee, M., Jacobi, A. M., & Kim, J. H. (2012). Air-Side Heat Transfer Performance of Louver Fin and Multi-Tube Heat Exchanger for Fuel-Cell Cooling Application.
- [8] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., & Zhou, Y. (2007). Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 27(2-3), 306-313.
- [9] Ince, A. C., Karaoğlan, M. U., Glüsen, A., Colpan, C. O., Müller, M., & Stolten, D. (Kabul edildi). Semi-Empirical Thermodynamic Modelling of a Direct Methanol Fuel Cell System. *International Journal of Energy Research*.
- [10] Ince A. C., Colpan C. O. (2018). "Development of a thermodynamic model for a Direct Methanol Fuel Cell System", 7th GLOBAL CONFERENCE on GLOBAL WARMING.
- [11] Nölke, M. (2007). Entwicklung eines Direkt-Methanol-Brennstoffzellensystems der Leistungsklasse kleiner 5 kW (Vol. 64). *Forschungszentrum Jülich*.
- [12] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- [13] Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10(2), 171-180.

SEMBOLLER

C_{MeOH}	Yakıt Derişimi [mol/l]
F	Faraday sabiti [C/mol]
i	Elektrik akım yoğunluğu [A/cm ²]
i_{perm}	Karşıya geçiş akım yoğunluğu [A/cm ²]
MA	Moleküler ağırlık [kg/kmol]
\dot{n}	Molar debi [mol/s]
P	Basınç [kPa]
y	Mol oranı
λ	Stokiyometrik oran

**ALT İNDİSLER**

a	Hava
c	Katot
ç	Çıkış
doy	Doymuş buhar
el	Elektrik akımı
g	Giriş
perm	Karşıya geçiş
v	Buhar
w	Duvar
yg	Yoğuşturucu girişi
yoğ	Yoğuşturucu
yç	Yoğuşturucu çıkışı

ÖZGEÇMİŞ**Alper Can İNCE**

1994 yılı Gemlik doğumludur. 2017 yılında DEÜ. Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2017 yılında yüksek lisans eğitimine başlamış olup öğrenimine devam etmektedir. Mayıs, 2018 yılından itibaren Gebze Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Sistemleri Anabilim dalında araştırma görevlisi olarak görevini sürdürmektedir. Yakıt pilleri teknolojisi, ısı ve akış modelleme üzerine çalışmaktadır.

Can Özgür ÇOLPAN

Doç. Dr. Can Özgür Çolpan, Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Lisans ve yüksek lisans eğitimini Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, sırasıyla 2003 ve 2005 yıllarında tamamlamıştır. Doktora eğitimini Kanada'nın Ottawa şehrindeki Carleton Üniversitesi'nde 2009 yılında tamamladıktan sonra, aynı bölümde 1 yıl daha doktora sonrası araştırmacı olarak kalmıştır. 2010-2012 yılları arasında Kanada'daki Ryerson Üniversitesi'nde doktora sonrası araştırmalar yaptıktan sonra, 2012 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi'nde çalışmaya başlamıştır. İlgili alanları arasında, yakıt pilleri, jeotermal elektrik santralleri ve enerji sistemlerinin termodinamik ve çoklu-fizik modellemesi gelir.

Mustafa Fazıl SERİNCAN

Mustafa Fazıl Serincan, 1980 İstanbul doğumludur. İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2003 yılında mezun olduktan sonra Sabancı Üniversitesinde Elektrik Mühendisliği bölümünde Mekatronik alanında master diploması almıştır. Sonrasında doktora eğitimini ABD'de University of Connecticut'ta tamamlamıştır. Master eğitimi sırasında yakıt pilleri ve hidrojen sistemlerine ve bunların araçlarda kullanılması ve kontrolüne ilgi duymuştur. Doktora sırasında da yakıt pilleri üzerine çalışmalar yapmıştır. 2009 yılında doktora eğitimini tamamladıktan sonra Türkiye'ye dönmüş 2013-2016 yılları arasında İstanbul Bilgi Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev yapmış olup halen Gebze Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Çalışma alanları çoklu disiplinli olup enerji ve çevre odaklı proje konularına özellikle ilgi duymaktadır.