# DÖNER REJENERATÖRLERİN OPTİMUM BOYUTLANDIRILMASI

Tuncay YILMAZ Alper YILMAZ

# ÖZET

Döner rejeneratörler ısı geri kazanımında en çok kullanılan ısı eşanjörlerinden biridir. Bunların ekonomik olarak çalıştırılabilmesi için en etkin bir biçimde boyutlandırılmaları gerekmektedir. Bunun için çeşitli kanal şekilleri ve boyutlarında ve verilen bir basınç kaybında optimum rejeneratör uzunluğunun belirlenmesi amacıyla gerekli eşitlikler çıkarılmış ve ayrıca devir sayısının ve temizleme bölgesinin etkinlik üzerine etkisi verilmiştir. Rejeneratör boyutlandırılması bir örnek problem ile açıklanmış ve ayrıca dönme hızı ve temizleme bölgesinin boyutlar üzerine etkisi gösterilmiştir.

# GİRİŞ

Döner rejeneratörler binalarda ve endüstride en çok kullanılan enerji geri kazanım cihazlarından biridir. Ülkemizde de artık kullanım alanı gittikçe artmaktadır. Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde döner bir rejeneratör imal edilmiş ve bu konuda hem deneysel hem de teorik olarak birçok çalışma yapılmıştır.

Rejeneratörler hakkında ilk teorik çalışma Nusselt [1], Hausen [2] ve Schumann [3] tarafından yapılmıştır. Daha sonra Hausen [4] rejeneratörlerin pratik olarak da hesaplanmasına büyük katkıda bulunmuştur.

Rejeneratörlerin yapısı hakkında bilgiler Yılmaz ve diğerleri [5,6,7] tarafından verilmiştir. Rejeneratörlerin teorik-nümerik analizi Yılmaz ve Ünal ve Ünal [7,8] tarafından ayrıntılı olarak açıklanmış ve bu konuda ayrıntılı bir literatür araştırması yapılmıştır. Çeşitli matriks geometrilerinde döner rejeneratörlerin hesaplanması Yılmaz ve diğerleri [9] tarafından açıklanmıştır. Bu cihazlarda elde edilen deneysel sonuçların teorik sonuçlarla karşılaştırılması Büyükalaca ve diğerleri [10] tarafından yapılmıştır.

Yukarıda da belirtildiği üzere döner rejeneratörlerin boyutlandırılması üzerine çeşitli hesaplama yöntemleri olmasına rağmen, optimum olarak boyutlandırılması hakkında bir bilgi bulunmamaktadır. Bu çalışmada döner rejeneratörlerin optimum boyutlandırılması açıklanacaktır.

#### DÖNER REJENERATÖRLERİN KONSTRÜKSİYONU

Döner rejeneratörlerin görünüşü Şekil 1'de verilmiştir. Cihazlar hem ısıtma hem de soğutma uygulamalarında kullanılabilirler. Örneğin cihazın sağ tarafından giren sıcak hava tekerleğin dolgu maddesini ısıtmaktadır. Cihaza arka sol taraftan giren soğuk taze hava dolgu maddesindeki ısıyı alarak ısınmakta ve son ısıtıcıya sevk edilmektedir. Soğuk egzoz gazından yararlanmak için bu defa soğuk egzoz gaz ön sağ taraftan cihaza girip tekerlek dolgu maddesini soğutmaktadır. Soğutulacak hava ise arka sol taraftan cihaza girerek ısısını dolgu maddesine vermekte ve soğuyarak cihazı terk

ederek ana soğutucuya gönderilmektedir. Temizleme bölgesi egzoz havası ile taze havanın birbirlerine karışmasını en aza indirmek için yapılmaktadır. Şekil 2'de döner rejeneratörlerin tahrik mekanizması gösterilmiştir. Devir sayısı varyak ve kayış-kasnak mekanizmaları ile kontrol edilebilir. İnvertör cihazları ile doğrudan merkezden tahrik etmek ve devir kontrolü yapmak da mümkündür. Rejeneratör içinde kullanılan dolgu maddesine matriks adı verilmektedir. Matriksler Şekil 3'de görüldüğü gibi çok çeşitli şekillerde olabilmektedir. Matrikslerde boşluk oranı  $\varepsilon$ , net akışkan alanı A'nın cidarlar dahil toplam alan  $A_B$ 'ye oranı olarak tarif edilir.

$$\varepsilon = \frac{A}{A_B} \tag{1}$$

$$A_B = A + A_C \tag{2}$$

Bu çalışmada çeşitli matriks geometrilerine göre optimal rejeneratör boyutlandırılması ele alınacaktır.

# **OPTİMUM BOYUTLANDIRMA ESASLARI**

Rejeneratörde tek bir kanal içinde transfer edilen ısı

$$\dot{Q} = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \left( T_g - T_c \right) \tag{3}$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $\rho$  ve  $c_p$  havanın yoğunluğu ve özgül ısısıdır.  $\dot{V}$  rejeneratörden geçen debi,  $T_g$  ve  $T_c$  ise kanala giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Birim net kanal alanı A dan transfer edilen ısı  $\dot{q}_A$  eşitlik (4) ile

$$\dot{q}_A = \frac{Q}{A} = \rho . c_p . u_m \left( T_g - T_\varsigma \right) \tag{4}$$

şeklinde hesaplanır. Ortalama hız u<sub>m</sub> rejeneratör içindeki hız olup, aşağıdaki gibi tarif edilmiştir

$$u_m = \frac{\dot{V}}{A} \tag{5}$$

Aşağıdaki boyutsuz sayılar

 $\theta = \frac{T_{c} - T_{d}}{\Delta T}$ (6)

$$u^* = \frac{u_m}{u_n} \tag{7}$$

$$q_A^* = \frac{\dot{q}_A}{\rho.c_n.u_n.\Delta T} \tag{8}$$

kullanılarak eşitlik 4'ten aşağıdaki bağıntı elde edilir.

 $q_A^* = u^*(1-\theta)$  (9)

Yukarıdaki eşitliklerde  $\Delta T$  ve  $u_p$  için

$$\Delta T = T_g - T_d \tag{10}$$

$$u_p = \sqrt{2.\Delta p / \rho} \tag{11}$$

bağıntıları kullanılmalıdır.

 $\Delta p$  giriş ve çıkış kayıpları dahil olmak üzere rejeneratördeki toplam basınç kaybıdır.

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_y \tag{12}$$

Yerel basınç kaybı

$$\Delta p_{y} = K_{y} \frac{\rho . u_{m}^{2}}{2} \tag{13}$$

eşitliğinden elde edilir.  $K_v$  yerel basınç kayıp katsayısıdır [11].

$$K_{y} = \frac{(3-\varepsilon)(1-\varepsilon)^{2}}{(2-\varepsilon)}$$
(14)

Boyutsuz basınç kaybının

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{\rho . u_m^2 / 2} \tag{15}$$

şeklinde tarifiyle eşitlik (12) ve (13)'ten

$$\Delta p^* = \Delta p_s^* + K_y \tag{16}$$

elde edilir. Boyutsuz sürtünme basınç kaybı için Yılmaz[12] aşağıdaki eşitliği çıkartmıştır.

$$\Delta p_s^* = 64.\varphi.L^* + \frac{13.766.L^{*^{0.5}}}{\left[1 + 13.95.\varphi.L^{*^{0.5}} + \left(\frac{13.766}{K}\right)^3 L^{*^{1.5}}\right]^{1/3}}$$
(17)

Bu eşitlikteki  $\varphi$  ve *K* sırasıyla kanal şekil faktörü ve ek basınç kayıp katsayılarıdır ve aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanırlar:

$$\varphi = 1 + \frac{\varphi_{\infty} - 1}{1 + 0.33.d^{*2.25} / (n - 1)}$$
(18)

$$K = 1.33 / \left\{ 1 + \left( 1.33 / K_{\infty} - 1 \right) / \left[ 1 + 0.74 d^{*2} / \left( n - 1 \right) \right] \right\}$$
(19)

 $K_{\infty}$  ve  $\varphi_{\infty}$  için (20) ve (21) nolu bağıntılar geçerlidir.

$$K_{\infty} = \frac{12}{5} \left(3 - d^*\right)^2 \left[\frac{9}{7} \frac{3 - d^*}{7 - 3 \cdot d^*} - \frac{1}{5 - 2 \cdot d^*}\right]$$
(20)

$$\varphi_{\infty} = \frac{3}{8} d^{*2} \left( 3 - d^{*} \right) \tag{21}$$

Verilen bağıntılardaki  $d^*$  ve n kanal kesit geometrisini belirleyen boyutsuz sayılardır.

$$d^* = \frac{d_h}{d_{\max}}$$
(22)

$$n = \frac{C}{C_h} = \frac{A}{A_h}$$
(23)

\_\_\_\_\_ 121 \_\_\_\_

Hidrolik çap,

$$d_h = \frac{4.A}{\zeta} \tag{24}$$

olarak tarif edilir ve  $\zeta_h$  ve  $A_h$  ise, sırasıyla matriks kanalının çevresi ve kesit alanıdır.

Boyutsuz kanal uzunluğu  $L^*$  ve Reynolds sayısı da aşağıda verilmiştir.

$$L^* = \frac{L}{d_h} \frac{1}{\text{Re}}$$
(25)

$$\operatorname{Re} = \frac{u_m \cdot d_h}{v}$$
(26)

Yukarıdaki (7), (25) ve (26) nolu eşitliklerden ve

$$d_h^* = \frac{d_h}{\sqrt{\nu L / u_p}} \tag{27}$$

tarifiyle

$$L^* = \frac{1}{u^* . d_h^{*2}}$$
(28)

olarak yazılabilir. Eşitlik (7), (9), (16), (17), (27) ve (28)'den

$$64\varphi \frac{u^{*}}{d_{h}^{*2}} + \frac{13.766.u^{*1.5}/d_{h}^{*}}{\left[1 + \frac{13.95\varphi}{u^{*0.5}.d_{h}^{*}} + \left(\frac{13.766}{K}\right)^{3} \frac{1}{u^{*1.5}.d_{h}^{*3}}\right]^{1/3}} + K_{I}.u^{*2} = 1$$
(29)

bağıntısı bulunur. Eşitlik (9)'daki boyutsuz sıcaklık

$$\theta = \exp(-4.\,Nu.\,z) \tag{30}$$

bağıntısından bulunur. Burada

$$z = L^* / \Pr$$
(31)

$$Nu = \frac{h.d_h}{k} \tag{32}$$

$$\Pr = \frac{v}{a} \tag{33}$$

şeklinde tarif edilen boyutsuz sayılardır.

Çeşitli kesit alanlı kanallarda gelişmiş akışta Nusselt sayısı  $Nu_{\infty}$  Yılmaz ve Cihan[13] tarafından verilen bağıntılardan hesaplanır.

$$Nu_{\infty} = Nu_{\infty,\infty} + \frac{1.615.\Phi / (z / \varphi)^{1/3}}{\left[1 + 1.88 \left(\frac{z.Nu_{\infty,\infty}^3}{\varphi.\Phi^3}\right) + 3.93 \left(\frac{z.Nu_{\infty,\infty}^3}{\varphi.\Phi^3}\right)^{4/3}\right]^{1/2}}$$
(34)

Burada  $Nu_{\infty,\infty}$ ,  $\Delta\Phi$ ,  $\Delta\Phi_{max}$  ve  $\Phi$  sırasıyla aşağıdaki bağıntılarla verilmişlerdir.

$$Nu_{\infty,\infty} = 3.657 \cdot \left( 1 + (1 - 1/n)(0.5155 \frac{d^{*2}}{3 - d^*} - 1) + \Delta\Phi \right)$$
(35)

$$\Delta \Phi = \Delta \Phi_{\max} \frac{0.95(n-1)^{0.5}}{1+0.038(n-1)^3}$$
(36)

- 123 -

$$\Delta \Phi_{\max} = \frac{7x10^{-3} d^{*8}}{\left(1+10 d^{*-28}\right) \left(1+64x10^{-8} d^{*28}\right)^{0.5}}$$
(37)

$$\Phi = 1 + \frac{\left[3\left(d^*/2\right)^{7/8}/\left(1+d^*\right)-1\right]}{1+0.25/(n-1)}$$
(38)

Gelişmekte olan akışta geçerli olan Nusselt sayısı

$$Nu_o = \frac{0.664}{z^{0.5} \cdot \Pr^{1/6}}$$
(39)

olarak hesaplanabilir. Hem gelişmekte olan hem de gelişmiş akış için aşağıdaki eşitlik geçerlidir[11]:

$$Nu = \left(Nu_{\infty}^{4} + Nu_{o}^{4}\right)^{1/4} \tag{40}$$

Verilen bir  $d_h^*$  değeri için eşitlik (29)'dan  $u^*$  hızı hesaplanır. Bu hız ile de  $u^*$  ve  $d_h^*$  değeri bilindiğinden eşitlik (28)'den  $z^*$  ve bu değerle de eşitlik (31)'den z elde edilir. z ve Pr sayıları bilindiğinden eşitlik (34)'den  $Nu_{\infty}$  ve eşitlik (39)'dan da  $Nu_o$  değeri hesaplanarak geçerli olan Nu değeri eşitlik (40)'dan elde edilir. Bu değerle de eşitlik (30)'dan  $\theta$  hesaplanır ve böylece son olarak da eşitlik (9)'dan  $q_A^*$  belirlenir.

Yukarıda anlatılan metotla eşkenar üçgen bir kanalda elde edilen nümerik değerler şekil 4'te verilmiştir. Burada  $q_A^*$ 'nın belirli bir  $d_h^*$  değerinde en yüksek değerine eriştiği görülür. Bu değerler  $d_{h,o}^*$  ve  $q_{A,o}^*$  olarak adlandırılmıştır. Nümerik değerlerden  $d_{h,o}^*$  ve  $q_{A,o}^*$  için aşağıdaki bağıntılar bulunabilir[11]:

$$d_{h,o}^* = 5.93.\varphi^{0.5}.\Pr^{-0.22-\varphi/50} \left[ 1 + \frac{0.03}{\Pr^{-2.52+0.79\varphi}} \right]^{1/12}$$
(41)

$$q_{A,o}^{*} = \frac{0.335.\varphi^{1/4}.\operatorname{Pr}^{-1/2}}{\left(1 + 0.47.\varphi^{-1/3} / \operatorname{Pr}\right)^{1/4}}$$
(42)

Bu eşitlikler uyarınca belirli geometrideki kanallar ve belirli bir gaz için optimum değer  $d_{h,o}^*$ 'ı tespit etmek mümkün olacaktır.

#### **ISI TRANSFERİNİN HESABI**

Isı transferinin eşitlik (8)'den bulunması,  $\Delta T$  cidar sıcaklığının sabit kabul edilebilmesi ile mümkündür. Ancak duvar sıcaklığı sabit değildir. Ayrıca döner rejeneratör verimi devir sayısı ve temizleme bölgesine de bağlıdır. Bundan dolayı transfer edilen ısı bir etkinlik yardımıyla

$$\dot{Q} = \eta \cdot \dot{Q}_{\rm max} \tag{43}$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada  $\dot{Q}_{max}$  rejeneratörde teorik olarak transfer edilebilen en yüksek ısı akımıdır.

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot \left( T_{1g} - T_{2g} \right) \tag{44}$$

— 124 —

 $T_{1g}$  ve  $T_{2g}$  sıcak ve soğuk havanın rejeneratöre giriş sıcaklıklarıdır.  $C_{min}$  ise  $C_1$  ve  $C_2$  ısıl kapasitelerinin küçük olanıdır.

$$C_1 = \dot{M}_1 \cdot c_{p1} \tag{45}$$

$$C_2 = \dot{M}_2 . c_{p2}$$
 (46)

 $\dot{M}_1$  ve  $\dot{M}_2$  de soğuk ve sıcak akışkanların kütle debisi;  $c_{p1}$  ve  $c_{p2}$  ise özgül ısılarıdır. Rejeneratör etkinliği üç ayrı etkinlikten oluşur.

 $\eta = \eta_o.\eta_n.\eta_t \tag{47}$ 

Burada  $\eta_o$  karşıt akışta ısı transferinin etkisi olup

$$\eta_o = \frac{1 - \exp\left[-N(1 - C^*)\right]}{1 - C^* \cdot \exp\left[-N(1 - C^*)\right]}$$
(48)

eşitliğinden hesaplanmalıdır[14]. Burada

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$
(49)

$$N = u.F / C_{\min}$$
(50)

olarak tarif edilmişlerdir. U.F toplam direncin tersi olup

$$\frac{1}{U.F} = \frac{1}{h_1 \cdot F_1} + \frac{1}{h_2 \cdot F_2}$$
(51)

olarak hesaplanmalıdır.  $h_1$ ,  $F_1$  ve  $h_2$ ,  $F_2$  sıcak ve soğuk akışkanlar tarafının ısı transferi katsayısı ve yüzey alanlarıdır. Sıcak ve soğuk hava kısımlarının özdeş olma durumunda

$$U.F = h.F/2$$
olarak bulunur.

 $\eta_n$  devir sayısının etkisi olup, aşağıda verilen eşitliklerden bulunur[10].

$$\eta_n = \frac{0.24.C_n^*}{\left[1 + 0.02.C_n^{*182} + \left(0.24.C_n^*\right)^3\right]^{1/3}}$$
(52)

Burada  $C_n^*$  devir sayısı ile ilgili bir katsayı olup, aşağıda tarif edilmiştir.

$$C_n^* = \frac{C_n}{C_{\min}}$$
(53)

*C<sub>n</sub>* matriks malzemesinin ısıl kapasitesidir.

$$C_n = M_m \cdot c_{pm} \cdot n_r \tag{54}$$

 $M_m$  ve  $c_{pm}$  matriks malzemesinin kütlesi ve özgül ısısıdır.  $n_r$  de devir sayısıdır.

Temizlemeden dolayı etkinlik düzeltme faktörü  $\eta_i$  de Worsoe-Schmidt'e [15] göre

$$\eta_t = (1-a).\exp(-b.a)$$
 (55)  
eşitliğinden belirlenmelidir. *a* ve *b* aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$a = M_{tp} / M_t \tag{56}$$

$$b = 2.45 - 0.4.C^* - \frac{0.69}{C_n^*.C^{*4.3}}$$
(57)

 $\dot{M}_{t}$  ve  $\dot{M}_{tp}$  ise rejeneratöre giren taze hava ve bu taze havanın temizleme bölümünden dönen kısmıdır.

Yukarıda verilen eşitlikler yardımıyla transfer edilen ısıyı da iyi bir hassasiyetle hesaplamak mümkündür.

# **BOYUTLANDIRMA ÖRNEĞİ**

#### **Problem**

Bir rejeneratöre egzoz havası 20°C'de taze hava da 0°C'de girmektedir. Rejeneratör matriksi şekil 3a'da verilen türden seçilmiştir. Matriks malzemesi alüminyum olup, kalınlığı 0.1 mm dir. Geometri eşkenar üçgen şeklinde ve kenar uzunluğu 3.5 mm dir. Bu verilere göre eşanjörü boyutlandırıp transfer edilen ısıyı aşağıdaki durumlara göre belirleyiniz.

- 1) Çok yüksek rotor devri ve temizleme kısmının olmaması için
- 2) Devir sayısı 30 dev/dak ve temizleme kısmı olmaması için
- Devir sayısı 30 dev/dak ve eşanjör toplam kesit alanının %5 kısmının temizleme kısmı olarak kullanılması için

# **Boyutlandırma**

Boyutlandırmanın hem yaz hem kış iklimlendirmesinde geçerli olabilmesi için havanın fiziksel özellikleri yaklaşık 20°C'de aşağıdaki gibi alınacaktır.

 $\rho = 1.20 \;, \qquad \qquad k = 0.026 \;, \qquad \qquad c_p = 1005 \;, \qquad \qquad \nu = 15.1.10^{-6} \;, \qquad \mathrm{Pr} = 0.70$ 

Alüminyumun fiziksel özellikleri de aşağıdaki gibi alınmıştır.

 $\rho_k = 2707, \qquad c_{pk} = 896$ 

Eşkenar üçgenin bir kenarı a = 3.5 mm olduğundan tek kanalın kesit alanı ve çevresi

$$A_1 = a^2 \frac{\sqrt{3}}{4} = 5.30 \text{ mm}^2, \qquad \qquad \zeta_1 = 10.5 \text{ mm}$$
 (P1)

 $A_{d1} = 1.05 \text{ mm}^2$ ,  $d_h = 2.02 \text{ mm}$ ,  $d_{max} = 2.02 \text{ mm}$ 

olarak geometrik büyüklükler belirlenir.

Bu değerlerle de eşitlik (1), (22) ve (23) ten

$$\varepsilon = 0.981$$
,  $d^* = 1$ ,  $n = 1.654$  (P2)  
olarak geometriyi belirleyici geometrik boyutsuz büyüklükler bulunur.

Eşitlik (14) ten de

$$K_l = 7.15.10^{-4}$$
 (P3)

— 126 —

elde edilir ki, bu da yerel kayıpların çok küçük olduğunu gösterir.

Eşitlik (18) ve (19)'dan da

$$\varphi = 0.834$$
,  $K = 1.795$  (P4)

olarak çıkar.

Bu değerlerle ve Pr=0.70 değeri ile eşitlik (41)'den optimum boyutlandırma için gerekli aşağıdaki değer hesaplanır.

$$d_{h,o}^* = 5.92$$
 (P5)

Eşitlik (11)'den

$$u_p = \sqrt{\frac{2.100}{1.2}} = 12.91 \tag{P6}$$

elde edilir. Eşitlik (27)'den

$$L = \frac{u_p}{v} \cdot \left(\frac{d_h}{d_{h,o}^*}\right)^2 \tag{P7}$$

bağıntısı çıkar. (P1), (P5) ve (P6) değerleriyle de

$$L = \frac{12.91}{15.4.10^{-6}} \cdot \left(\frac{2.02.10^{-3}}{6.44}\right)^2 = 0.100$$
 (P8)

olarak bulunur. Böylece 2.02 mm hidrolik çap ve 100 Pa basınç kaybında gerekli olan optimum rejeneratör uzunluğu L=100.0 mm olarak belirlenmiş olur.

Optimum rejeneratör uzunluğu temizleme bölgesi ve dönme hızından bağımsızdır.

# a) Transfer edilen ısıyı hesaplayabilmek için eşitlik (29)'dan iterasyonla

$$u^* = 0.488$$
 (P9)

ve eşitlik (28) ve (31) den

 $L^* = 0.060$ ; z = 0.0835 (P10) bulunur. Eşkenar üçgen geometri için eşitlik (35)-(38)'den

 $\Phi = 0.868$ ;  $\Delta \Phi_{\text{max}} = 7.10^{-3}$ ;  $\Delta \Phi = 5.32.10^{-3}$ ;  $Nu_{\infty,\infty} = 2.603$  (P11)

Bu değerlerle de eşitlik (34)'den

. . . .

 $Nu_{\infty} = 3.264$  (P12)

ve eşitlik (39)'dan

$$Nu_o = \frac{0.664}{0.0835^{0.5} \cdot 0.70^{1/6}} = 2.439$$
(P13)

Y IV. ULUSAL TI	ESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ VE SERGİSİ	127 ———	-
Bu değerle	rle de eşitlik (40)'tan		
<sub>Nu</sub> olarak çıka	<i>u</i> = 3.49 r.	(P14	)
$\dot{q}_{ m m}$	$a_{x,A} = \frac{Q_{\max}}{A}$	(P15	)

tarifiyle ve  $C_1 = C_2 = C_{\min} = C_{\max}$  verileriyle

$$\dot{q}_{\max,A} = \rho.c_p.u_m(T_{1i} - T_{2i})$$
 (P16)

ve sayısal olarak

 $u_m = 6.30$  (P17)

değeriyle

$$\dot{q}_{\max,A} = 1.2.1005.6.30(20) = 151,958$$
 (P18)

olarak hesaplanır. C ve F için  $n_k$  kanal sayısı olmak üzere hesaplanabilir. Böylece;

$$F = 3a.L.n_k = 1.05.10^{-3}.n_k \text{ Ve}$$

$$C = 1.2.1005.5.30.10^{-6}.u_m = 6.392.10^{-3}.n_k.u_m \tag{P19}$$

 $u_m = 6.30$  ile

$$C = 4.03.10^{-2}.n_k \tag{P20}$$

$$h = 3.49.2.6.10^{-2} / 2.02.10^{-3} = 44.9$$
(P21)

$$N = \frac{22.46.1.05.10^{-3}.n_k}{4.03.10^{-2}.n_k} = 0.585$$
(P23)

Böylece eşitlik (47)'den

$$\eta_o = \frac{N}{1+N} = \frac{0.585}{1.585} = 0.369 \tag{P24}$$

ve eşitlik (42)'den  $\eta_n = \eta_t = 1$  ve (P18) ile

$$\dot{q}_{A,o} = 56,072$$
 (P25)

olarak çıkar.  $\dot{q}_{A,o}$ 'ı doğrudan verilen eşitlik (42) den de bulmak mümkündür. Ancak bu durumda duvar sıcaklığını sabit kabul etmek gerekir ki, karşıt akışlı rejeneratörde duvar sıcaklığı yaklaşık olarak

$$T_d \approx \left(T_{1g} + T_{2g}\right)/2 = 10^o C$$
 (P26)

olarak alınmalıdır. Eşitlik (42) den

$$q_{A,o}^* = 0.340$$
 (P27)

ve  $\dot{q}_{A,o}$  da eşitlik (8)'den

 $q_{A,o} = 0.340.1.2.1005.12.91.10 = 52,936$ 

olarak çıkar ki, bu değer ile diğer bulunan 56,072 arasındaki fark verilen eşitliklerin hata sınırları içindedir. Bu da açıklanan yöntemin uygunluğunu tekrar göstermektedir. Tablo 1'de çeşitli basınç kayıpları için elde edilen değerler verilmiştir.

∆ <i>p</i> [Pa]	$u_p$ [m/s]	<i>L</i> [mm]	u <sub>m</sub>	z	Nu	u <sub>m</sub>	$\dot{q}_{A,o}$ [kW/m <sup>2</sup> ]
100	12.91	100.0	0.488	0.0835	3.49	6.30	52.94
150	15.81	122.0	0.488	0.0835	3.49	7.72	64.83
200	18.26	141.0	0.488	0.0835	3.49	8.91	74.87
300	22.36	173.0	0.488	0.0835	3.49	10.91	91.68
400	25.82	200.0	0.488	0.0835	3.49	12.60	105.9
600	31.62	244.0	0.488	0.0835	3.49	15.43	129.7
800	36.52	283.0	0.488	0.0835	3.49	17.82	149.7
1000	40.82	Türbülanslı Akış					

Tablo 1. Çeşitli basınç kayıpları için hesaplanan değerler

b) Sonlu devirlerde rotor döndüğü taktirde eşitlik (53) ten  $\eta_n$ 'in bulunması gereklidir. Bunun için eşitlik (54) ve (55)'ten  $C_n^*$  hesaplanmalıdır.

$$C_{n} = A_{d} \cdot L \cdot \rho_{k} \cdot c_{pk} \cdot n_{r} \cdot n_{k}$$

$$C_{n} = 1.05 \cdot 10^{-6} \cdot L \cdot 2707 \cdot 896 \cdot n_{r} \cdot n_{k}$$

$$C_{n} = 2.547 \cdot L \cdot n_{r} \cdot n_{k}$$

$$C^{*} = \frac{C_{n}}{6.392 \cdot 10^{-3} \cdot n_{k} \cdot u_{m}} = 398 \cdot 5 \cdot L \cdot n_{r} / u_{m}$$
(P29)
(P30)

 $\Delta P = 100$  Pa için

 $C^* = 6.33.n$  (P31) olarak çıkar.  $n_r = 30$  dev/dak = 1/2 dev/s için de

 $C^* = 3.16$  (P32) elde edilir. Bu değerle eşitlik (52)'den

 $\eta_n = 0.649$  (P33) olarak çıkar. Transfer edilen ısı da

 $\dot{q}_{A,o} = 56,072.0.649 = 36,369$  (P34)

veya eşitlik (42) esas alınırsa

 $\dot{q}_{A,o} = 34,355$  (P35) değerine düşer.

c) Rejeneratöre giren taze havanın temizleme bölümüne giren kısmı yaklaşık olarak alanların oranına eşit alınabileceğinden

$$a = \frac{0.05}{0.5} = 0.1$$
(P36)

(P28)

- 128 -

olarak alınabilir. *b* katsayısı da eşitlik (58) den elde edilir.

$$b = 2.45 - 0.4 - \frac{0.69}{2.643} = 1.79$$
(P37)

Eşitlik (56) dan da

 $\eta_t = (1 - 0.1) \exp(-1.79.0.1) = 0.752$  (P38)

çıkar. Bu değerle toplam rejeneratör etkinliği

 $\eta = 0.369.0.649.0.752 = 0.180$  (P39) şeklinde bulunur. Bu etkinlikle de birim net kesit alan için transfer edilebilecek ısı akım şiddeti

$$\dot{q}_{A,p} = 27,349 \text{ W}$$
 (P40)

veya eşitlik (42) esas alınırsa

$$\dot{q}_{A,o} = 25,834 \text{ W}$$
 (P41)

olarak çıkar.



Şekil 1. Döner Rejeneratör



Şekil 2. Döner tip rejeneratörün tahrik mekanizması

129 ——







Şekil 3. Çeşitli matriks geometrileri



**Şekil 4.** Eşkenar üçgen kanalda  $q_A^*$ 'ın  $d_h^*$  ile değişimi

## SONUÇ

Döner rejeneratörler çeşitli şekillerdeki kanallardan meydana gelebildiklerinden, bir kanalda akış ve ısı transferi en genel haliyle incelenerek hem akış hem de ısı transferi için genel eşitlikler çıkarılmıştır. Böylece herhangi bir şekilli kanallardan meydana gelen döner rejeneratörlerin verilen bir basınç kaybında en yüksek ısı transferini sağlaması için gerekli eşitlikler verilmiş ve bu eşitlikler yardımıyla örnek bir rejeneratör boyutlandırılması yapılmıştır. Yöntem her tür kesit alanlı kanallar için geçerli bir durumda verildiğinden, kanal geometrisini de optimum olarak belirlemek mümkün olabilmektedir. Verilen yöntemle ayrıca rejeneratör dönme hızı ve temizleme bölgesinin etkisi de incelenebilmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] H., Hausen, 1929, Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren, Zeitschrift Angewandte Math. Mech., 9, 173-200.
- [2] T. E. W. Schumann, 1929, A liquid flowing through a porous prism, Heat Transfer, J. Franklin Inst., 405-416.
- [3] H., Hausen, 1942, Verfahrensthechnische Zeitschrift, Verein Deutscher Ingenieure, 2, 31-43.
- [4] H., Hausen, 1976, Wärmeübertragung im Gegenstrom, Geichstrom und Kreuzstrom, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- [5] T., Yılmaz, E., Cihan, 1993, Enerji geri kazanımında etkin bir araç: Döner tip rejeneratörler, Tesisat Mühendisliği, 1/10, 29-33.
- [6] T., Yılmaz, Y., Varol, L., Candar, Döner rejeneratörlerle sanayide enerji tasarrufu, 12. Enerji Fuarı ve Enerji Verimliliği Sempozyumu, Ocak 1994, Ankara.
- [7] T., Yılmaz, Ş., Ünal, Variation of Rotary regenerator effectiveness with the number of transfer unit and heat capacity rate, Çukurova University, J. Faculty of Engineering & Architecture, Vol. 11, pp. 167-180.
- [8] Ş., Ünal, 1996, Numerical calculation of effectiveness of rotary heat exchangers, Phd. Thesis, University of Çukurova, Department of Mechanical Engineering, Adana.

- [9] T., Yılmaz, O., Büyükalaca, L., Candar, 1996, Calculation of rotary heat exchangers with various matrix geometries, Proceedings of the First Trabzon International Energy and environmental Symposium, Trabzon, pp. 507-514.
- [10] O., Büyükalaca, T., Yılmaz, B., Atalay, Effect of matrix speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger, Proceeding of International Conference on Energy Research & Development (ICERD),Vol. II, November 9-11, 1998, State of Kuwait, pp. 1063-1072.
- [11]A., Yılmaz, The optimum form and dimension of ducts for convective heat transfer, Yüksek lisans tezi, Çukurova Üniversitesi, Ç.Ü. Basımevi, Adana, 1999.
- [12] T., Yılmaz, "General equations for pressure drop for laminar flow in ducts of arbitrary crosssections", Journal of Energy Resources Technology, 112, 220-224, 1990.
- [13] T., Yılmaz, E., Cihan, "General equation for heat transfer for laminar flow in ducts of arbitrary cross-sections", International Journal of Heat-Mass Transfer, 36, 3265-3270, 1993.
- [14] J. P. Holman, 1990, Heat Transfer, Mc-Graw Hill Book Company, New York.
- [15] P. Worsoe-Schmidt, 1991, effect of fresh air perging on the efficiency of energy recovery from exhaust air in rotary regenerators, International Journal of Refrigeration, 14, 233-239.

# ÖZGEÇMİŞ

## Tuncay YILMAZ

1945 yılında Tarsus'ta doğdu. 1968'de Berlin Teknik Üniversitesi Makina Fakültesini bitirdi. 1972 yılında aynı üniversitede doktorasını tamamladı. 1973 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde göreve başladı. 1977 yılında Makina Mühendisliği Bölümünde Isı ve Kütle Transferi Bilim Dalında doçent oldu. 1983'te Çukurova Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalına profesör olarak atandı. Almanya dışında İngiltere'de Cambridge ve Liverpool Üniversitelerinde, ABD'de Massachusetts Institute of Technology'de misafir öğretim üyesi olarak bulundu. 1982-1983 yıllarında K.T.Ü Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığı görevini yaptı. 1986-1989 yılları arasında Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dekanlık görevini yürüttü. Halen Çukurova Üniversitesi Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Uygulama ve Araştırma Merkezi Müdürlüğü görevlerini sürdürmektedir.

# Alper YILMAZ

1975 yılında Adana'da doğdu. 1993 yılında Adana Kurttepe Anadolu Lisesinden, 1997'de Boğaziçi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden Mezun oldu. Aynı yıl Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Eğitimine başladı. Halen aynı bölümde Araştırma görevlisi olarak görev yapmakta ve Yüksek Lisans tez çalışmasını bitirmek üzeredir.