

TASARIMA YARDIMCI BİLGİLER



TASARIM NOKTASINDAN SAPMA DURUMUNDA EŞANJÖR DAVRANIŞI

Nuri KAYANSAYAN
Makina Müh.Böl.
DEÜ-İZMİR

SUMMARY

An analytical method has been developed to predict the thermal behaviour of an exchanger when a deviation occurs between the design-point and the actual working conditions. It is possible to estimate the heat exchanger parameters at the new working condition, if (P_R, P_n) curves of the exchanger are provided. By defining the exchanger effectiveness gradient vector, it is also made possible at the design stage to compare the thermal performances of several proposed exchangers under variable load conditions. Examples are given to illustrate the application of the method.

ÖZET

Gerçek çalışma koşulları ile tasarım noktası arasında farklılıklar oluştuğunda eşanjörün termal davranışını saptayan analitik bir metod geliştirilmiştir. Yeni çalışma durumundaki eşanjör parametreleri ancak o eşanjöre ait (P_R, P_n) eğrilerinin verilmesi ile saptanabilir. Eşanjör verimlilik gradyanı vektörü tanımlanarak, tasarım aşamasında aday eşanjörlerin değişen çalışma koşullarındaki verimlilik değişimini karşılaştırmak mümkün olmaktadır. Metodun uygulanışı verilen örneklerle açıklanmaktadır.

GİRİŞ

Bir eşanjörde kullanılan akışkanlara ait kütleli debiler, giriş ve çıkış sıcaklıkları, eşanjör akış düzeni, basınç düşümleri, ısı yükü ve ısı geçişine esas olan boyutlar eşanjörü tanımlayan parametrelerdir. Bu parametrelerin tasarım sonucu aldığı nümerik değerler o eşanjörün "tasarım noktasını" oluşturur. İşletme koşullarında ise bu parametrelerin kümelendiği nokta, "çalışma noktası" olarak tanımlanırsa, çalışma ve tasarım noktalarının her zaman çakışması mümkün değildir. İşletme ihtiyacı doğrultusunda, eşanjörü tanımlayan parametrelerin bir veya birkaçı tasarım değerlerinden sapabilir. Bu durumda, aday eşanjör tipleri arasında optimal bir seçim yapabilmek için eşanjör parametrelerinin sadece tasarım noktasında aldığı değerleri karşılaştırmak yeterli değildir. Parametrelerde oluşan sapma miktarlarının eşanjör davranışına etkisi incelenmelidir.

Endüstride kullanılan pompa, kompresör, fan gibi sistemlerin çeşitli çalışma koşullarında performansını gösteren eğriler olmasına karşın eşanjörler için hazırlanmış bu tarz eğrilere rastlamak mümkün değildir. Buna neden eşanjör parametrelerinin (iki kütleli debi, dört uç sıcaklığı, ısı transferi katsayıları,

akışkanların termodinamik özellikleri, ısı geçiş yüzeyi geometrisi) oldukça fazla sayıda olmasıdır. Yine de bu parametrelerin bir veya bir kaçının tasarım noktası değerinden sapması durumunda eşanjör verimliliğine etkisini inceleyerek eşanjör davranışı hakkında bilgi sahibi olunabilir.

Bu çalışma, işletme koşullarında meydana gelebilecek değişimlerin eşanjör parametrelere etkisini analitik yöntemle incelemektedir. Elde edilen sonuçların kullanımı örneklerle açıklanmıştır.

TEMEL BAĞINTILAR

Bir eşanjörün verimliliği, gerçek ısı yükünün (mutlak değer olarak) düşük ısı kapasiteli akışkanın giriş sıcaklığından diğer akışkan giriş sıcaklığına ısıtılması (veya soğutulması) için gerekli ısı miktarına (termodinamik limit) oranı olup,

$$\epsilon = \frac{C_{si}(T_1 - T_2)}{C_{min}(T_1 - t_1)} \quad \text{veya} \quad \frac{C_{so}(t_2 - t_1)}{C_{min}(T_1 - t_1)} \quad (1)$$

denklemleri ile tanımlanır. Karşıt akışlı

eşanjörlerde eşit ısı kapasiteli akışkanlar kullanıldığı ve (UA) değeri sonsuz olduğunda (tersinir ısı akışı), $\epsilon=1$, değerini alır. Kullanılan akışkan özelliklerine ve eşanjör tipine bağlı olarak verimliliği,

$$\epsilon = \epsilon(\lambda, \eta, \text{akış düzeni}) \quad (2)$$

şeklinde tanımlamak mümkündür (2). Burada, $\lambda = C_{\min}/C_{\max}$, akışkanlardan küçük ısı kapasitesinin büyük ısı kapasitesine oranını, $\eta = uA/C_{\min}$, parametresi ise akışkanlar arası birim sıcaklık farkı için geçen ısı miktarını ifade eder. Ayrıca bir eşanjörün sıcaklık etkenliği ve ısı kapasiteleri oranı,

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1}, \quad R = \frac{(\dot{m}c_p)_{so}}{(\dot{m}c_p)_{sı}} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3)$$

olup, ϵ , P , λ ve R arasında,

$$C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{so} \text{ durumunda,}$$

$$R < 1, \quad \epsilon = P \text{ ve } \lambda = R \quad (4)$$

$$C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{sı} \text{ durumunda,}$$

$$R > 1, \quad \epsilon = PR \text{ ve } \lambda = 1/R \quad (5)$$

ilişkileri mevcuttur. Akış düzeni belirli bir eşanjörde, denk.(2), (4) ve (5)'den yararlanarak, sıcaklık etkenliği, ısı transferi birimleri sayısı ve ısı kapasiteleri oranı arasındaki fonksiyonel ilişki,

$$P = P(\eta, R) \quad (6)$$

şeklinde tanımlanabilir.

TASARIM NOKTASINDAN SAPMA DURUMLARI

İşletme koşullarında eşanjör parametrelerinin tasarım noktası değerlerinden sapma göstermesi iki grupta incelenebilir.

1. Akışkanların kütleli debileri sabittir. Isı geçiş yüzey alanının kirlenme veya başka nedenlerle değişimi ihmal edilmektedir. Akışkanların sadece uç sıcaklıklarından bir veya ikisi değişmektedir. Sıcaklıklardaki sapma miktarlarının nominal değerlere (tasarım noktası değerine) oranı, $\delta T/T_0 \ll 1$, olduğundan, akışkanların fiziksel özelliklerine ve toplam ısı transferi katsayısına etkisi ihmal edilmektedir. Bu durumda, $U = U_0$, $A = A_0$, $C_{\min} = (C_{\min})_0$, $C_{\max} = (C_{\max})_0$ ve $\eta = \eta_0$, $R = R_0$ olup, denk. (6), $P = P_0$, sonucunu

verir. Eşanjör parametreleri, uç sıcaklıklarındaki değişime rağmen tasarım noktası değerlerinde kalmaktadır. Denk. (3) kullanılarak akışkanların yeni uç sıcaklıkları arasında,

$$P_0 T_1 + (1-P_0)t_1 - t_2 = 0 \quad (7)$$

$$T_1 - T_2 + R_0 t_1 - R_0 t_2 = 0 \quad (8)$$

denklemleri yazılabilir. İşletme koşullarında eşanjör uç sıcaklıklarında olabilecek sapmalar ve alacakları yeni değerler aşağıdaki gibi özetlenebilir.

a) Her iki akışkanın giriş sıcaklıkları nominal değerlerinden sapmıştır.

$$(T_{10}, t_{10}) \rightarrow (T_1, t_1) \text{ durumu.}$$

b) Sıcak akışkan giriş ve soğuk akışkan çıkış sıcaklığında sapma mevcuttur.

$$(T_{10}, t_{20}) \rightarrow (T_2, t_2) \text{ durumu.}$$

c) Soğuk akışkan giriş ve sıcak akışkan çıkış sıcaklığında sapma mevcuttur.

$$(T_{20}, t_{10}) \rightarrow (t_2, t_1) \text{ durumu.}$$

d) Her iki akışkanın çıkış sıcaklıkları nominal değerlerinden sapmıştır.

$$(T_{20}, t_{20}) \rightarrow (T_2, t_2) \text{ durumu.}$$

Yukarıdaki her bir durum için yeni çalışma noktasındaki bilinmeyen uç sıcaklıkları denk.(7) ve (8) kullanılarak bulunabilir. Elde edilen sonuçların özeti Tablo 1'de gösterilmektedir.

2. Şekil 1'de görüldüğü gibi işletme ihtiyaçları doğrultusunda kütleli debiler tasarım noktası değerinden farklılıklar gösterebilir. Örneğin, vardiya aralarında işçilerin yıkanmaları, yemekhane gibi ünitelerin ihtiyaçları nedeniyle bir iş günü içinde işletmenin sıcak su harcamı değişebilir. Ayrıca, eşanjörün ısı geçiş yüzey alanı tasarım noktası değerinden sapabilir. Yüzey kirlenmesi veya akışkanların nitelikleri nedeniyle bazı borular zamanla tıkanıp, işlenmez hale gelebilir. Bu durumlarda eşanjörün, η ve R parametreleri tasarım noktası değerlerinden farklı değerler alır. Sıcaklık etkenliğinde oluşan sapma miktarı ise, denk.(6) ile verilen fonksiyonel ilişkinin Taylor teoremine göre tasarım noktasında seri açılımı ile bulunabilir (3).

Çalışma Durumu	Yeni çalışma durumundaki uç sıcaklıkları			
	t_1	t_2	T_1	T_2
a	Belirli	$t_1 + P_o(T_1 - t_1)$	Belirli	$T_1 - P_o R_o(T_1 - t_1)$
b	$\frac{P_o T_1 - t_2}{(P_o - 1)}$	Belirli	Belirli	$\frac{(R_o P_o + P_o - 1)T_1 - R_o P_o t_2}{(P_o - 1)}$
c	Belirli	$\frac{P_o T_2 - (R_o P_o + P_o - 1)t_1}{(1 - R_o P_o)}$	$\frac{T_2 - R_o P_o t_1}{(1 - R_o P_o)}$	Belirli
d	$\frac{(P_o R_o - 1)t_2 + P_o T_2}{(R_o P_o + P_o - 1)}$	Belirli	$\frac{P_o R_o t_2 + (P_o - 1)T_2}{(P_o R_o + P_o - 1)}$	Belirli

Tablo 1 Eşanjör Uç Sıcaklıklarının Tasarım Noktasından Sapma Durumları

$$\begin{aligned}
 P(\eta + \Delta\eta_o, R_o + \Delta R) &= P(\eta_o, R_o) + [(\Delta\eta \frac{\partial}{\partial \eta} \\
 &+ \Delta R \frac{\partial}{\partial R})P]_{\eta=\eta_o, R=R_o} + [\frac{1}{2!}(\Delta\eta \frac{\partial}{\partial \eta} \\
 &+ \Delta R \frac{\partial}{\partial R})^2 P]_{\eta=\eta_o, R=R_o} + \dots + [\frac{1}{n!}(\Delta\eta \frac{\partial}{\partial \eta} \\
 &+ \Delta R \frac{\partial}{\partial R})^n P]_{\eta=\eta_o, R=R_o} \quad (9)
 \end{aligned}$$

η ve R parametrelerinin tasarım noktası değerlerinden küçük miktarlarda saptıkları kabul edilirse ($\Delta\eta/\eta_o < 1$, $\Delta R/R_o < 1$ ise), denk. (9)'da yer alan yüksek mertebeli terimler ihmal edilir. Yeni çalışma noktasındaki sıcaklık etkenliği,

$$P = P_o + (\frac{\partial P}{\partial \eta})_o \Delta\eta + (\frac{\partial P}{\partial R})_o \Delta R \quad (10)$$

olur. Eşanjör verimliliği ve sıcaklık etkenliği arasında denk.(4) ve (5)'de verilen ilişkiler kullanılarak, denk.(10)'da yer alan kısmi türevlerin,

$$R < 1 \text{ ise, } \lambda = R, P_R = \epsilon_\lambda, P_\eta = \epsilon_\eta, \text{ ve} \quad (11)$$

$$R > 1 \text{ ise, } \lambda = 1/R, P_R = -\lambda^2(\epsilon + \lambda\epsilon_\lambda), P_\eta = \lambda\epsilon_\eta \quad (12)$$

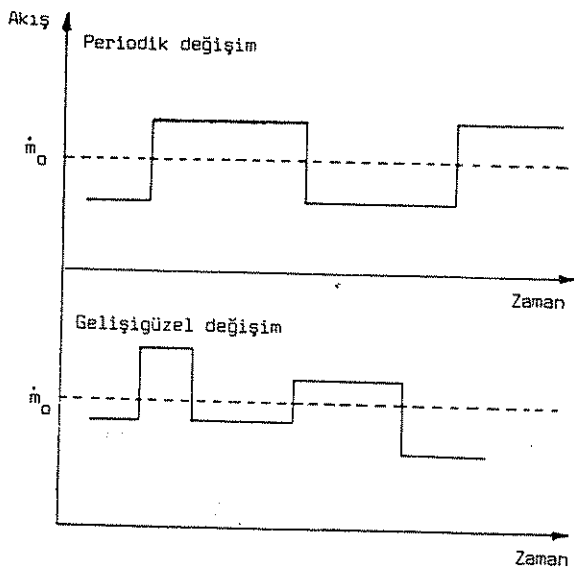
olduğu gösterilebilir. Her ne kadar çeşitli eşanjörlerin (λ, η) parametrelerine bağlı, ϵ , verimliliğini tanımlayan analitik ifadeler mevcut ise de (1,4), bu denklemlerin karmaşıklığı nedeniyle türev değerlerinin saptanmasında sonlu farklar yöntemi uygulanmıştır.

Bir eşanjörün, $0 < \lambda < \lambda_m$ ve $0 < \eta < \eta_m$ ile tanımlanan çözüm bölgesi (i_m, x_{j_m}) adet grid noktasından ($i_m = \lambda_m/\Delta\lambda$, $j_m = \eta_m/\Delta\eta$) oluşuyor ise herhangi bir (i, j) konumu için,

$$(\epsilon_\lambda)_{ij} = \frac{\epsilon_{i+1,j} - \epsilon_{i-1,j}}{2\Delta\lambda} \quad (13)$$

$$(\epsilon_\eta)_{ij} = \frac{\epsilon_{i,j+1} - \epsilon_{i,j-1}}{2\Delta\eta} \quad (14)$$

denklemleri yazılabilir. Ancak başlangıç nokta-



Şekil 1 Basitleştirilmiş akış debisi değişim eğrileri

larında ($\lambda=0$, $\eta=0$) ileri farklar kullanılmalıdır. Metodun uygulanışında, ($i_m \times j_m$), grid sayısı, $\Delta\lambda=\Delta\eta=0.25$, alınarak saptanmış, ϵ_{ij} , değerleri kaynak (1)'de mevcut tablolardan alınmıştır. Denk.(13) ve (14) ile bulunan sonuçlar denk.(11) veya (12)'de kullanılarak, (P_R)_{ij}, (P_η)_{ij}, değerleri hesaplanabilir.

Şekil 2 ve 3 yukarıda açıklanan yöntemin sırasıyla gövde-boru tipi ve çapraz akışlı eşanjörlere uygulanması ile elde edilen, P_R , P_η , eğrilerini göstermektedir. Bu eğrilerin elde edilmesinde (R, η) parametrelerinin değişim aralığı, $0 < R < 4$ ve $0 < \eta < 5$, alınmıştır. Eşanjör tipine bağlı olarak nominal çalışma noktasındaki (P_R, P_η)₀, değerleri ve ($\Delta R, \Delta \eta$) sapma miktarları, denk.(10) yardımı ile yeni çalışma noktasındaki sıcaklık etkenliğini verir.

EŞANJÖR VERİMLİLİK GRADYANI

Çalışma koşullarının değişim gösterdiği endüstriyel uygulamalarda aday eşanjörlerin termal yönden karşılaştırılması ancak, ϵ , verimlilik değerlerindeki sapma miktarını göz önünde tutarak yapılabilir.

Şekil 4'de görüldüğü gibi (R, η) düzleminde çalışma noktasını tanımlayan, $r = R\vec{e}_1 + \eta\vec{e}_2$, konum vektörünün, $d\vec{r}$, kadar sapması ile eşanjör verimliliğindeki sapma miktarını, $\epsilon = \epsilon(\eta, R)$, yüzeyinin sürekli olduğu kabulüne göre, aşağıdaki diferansiyel denklemi verir.

$$d\epsilon = \frac{\partial \epsilon}{\partial R} dR + \frac{\partial \epsilon}{\partial \eta} d\eta \quad (15)$$

Ayrıca, oransal sapma vektörü,

$$\vec{n} = \left(\frac{dR}{R}\right)\vec{e}_1 + \left(\frac{d\eta}{\eta}\right)\vec{e}_2$$

olarak tanımlanırsa, denk.(15),

$$d\epsilon = \nabla \epsilon \cdot \vec{n} \quad (16)$$

şeklini alır. Burada, $\nabla \epsilon$, verimlilik gradyanı vektörü olup,

$$\nabla \epsilon = R \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial R}\right)\vec{e}_1 + \eta \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \eta}\right)\vec{e}_2 \quad (17)$$

ifadesi ile hesaplanmalıdır. Denk.(16)'ya göre, bir eşanjörün verimliliğinde meydana gelebilecek en büyük değişim, $\nabla \epsilon$ ve $\vec{n}$, vektörlerinin aynı doğrultuda olmasını gerektirir. Bu koşul sağlandığında, $d\epsilon_{\max} = |\nabla \epsilon| \cdot |\vec{n}|$

olup belirli bir çalışma noktasından aynı sapma miktarları için aday eşanjörlerin verimliliklerindeki değişme miktarı, $\nabla \epsilon$, vektörünün şiddeti ile doğru orantılıdır. Tasarım bakımın-

dan, $E = |\nabla \epsilon|$, değeri eşanjörün değişen çalışma şartlarına karşı stabilitesini saptamakta ölçek olarak alınabilir. Bu değer ne kadar küçükse, eşanjörün değişen koşullara karşı duyarlılığı o derece azdır, stabilitesini o derecede korur.

Verimlilik gradyanı vektörü bileşenleri, E_1 ve E_2 'nin içerdiği, $\partial \epsilon / \partial R, \partial \epsilon / \partial \eta$, kısmi türevleri denk.(4) ve (5) yardımı ile hesaplanabilir. Akışkanların ısı kapasiteleri oranına bağlı olarak,

$$R < 1, E_1 = R \cdot P_R, E_2 = \eta P_\eta \quad (18)$$

$$R > 1, E_1 = \epsilon + R^2 P_R, E_2 = \eta R P_\eta \quad (19)$$

sonucu elde edilir. Verimlilik gradyanı vektörünün şiddeti ise,

$$E = \sqrt{E_1^2 + E_2^2} \quad (20)$$

Eşanjör tipine göre hazırlanan, P_R, P_η , eğrileri ve denk.(18), (19), (20), belirli bir çalışma noktasındaki, E , değerini verir. Gövde-boru tipi ve çapraz akışlı eşanjörlerde bu yöntemle hesaplanan, E , değerleri Tablo 2 ve 3'de gösterilmektedir. Ayrıca, Şekil 5'de, $R = 0.75$ için, üç tip eşanjörün, E , değişimleri karşılaştırılmaktadır. Çalışma koşullarındaki değişimi tanımlayan oransal sapma vektörünün ($\vec{n}$) üç tip eşanjörde aynı kaldığı kabul edilirse, Şekil 5'e göre, tüm, η , değerlerinde, $E_a < E_b < E_c$, olduğundan paralel akışlı eşanjörün değişen koşullarından en az etkilenen eşanjör olduğu söylenebilir.

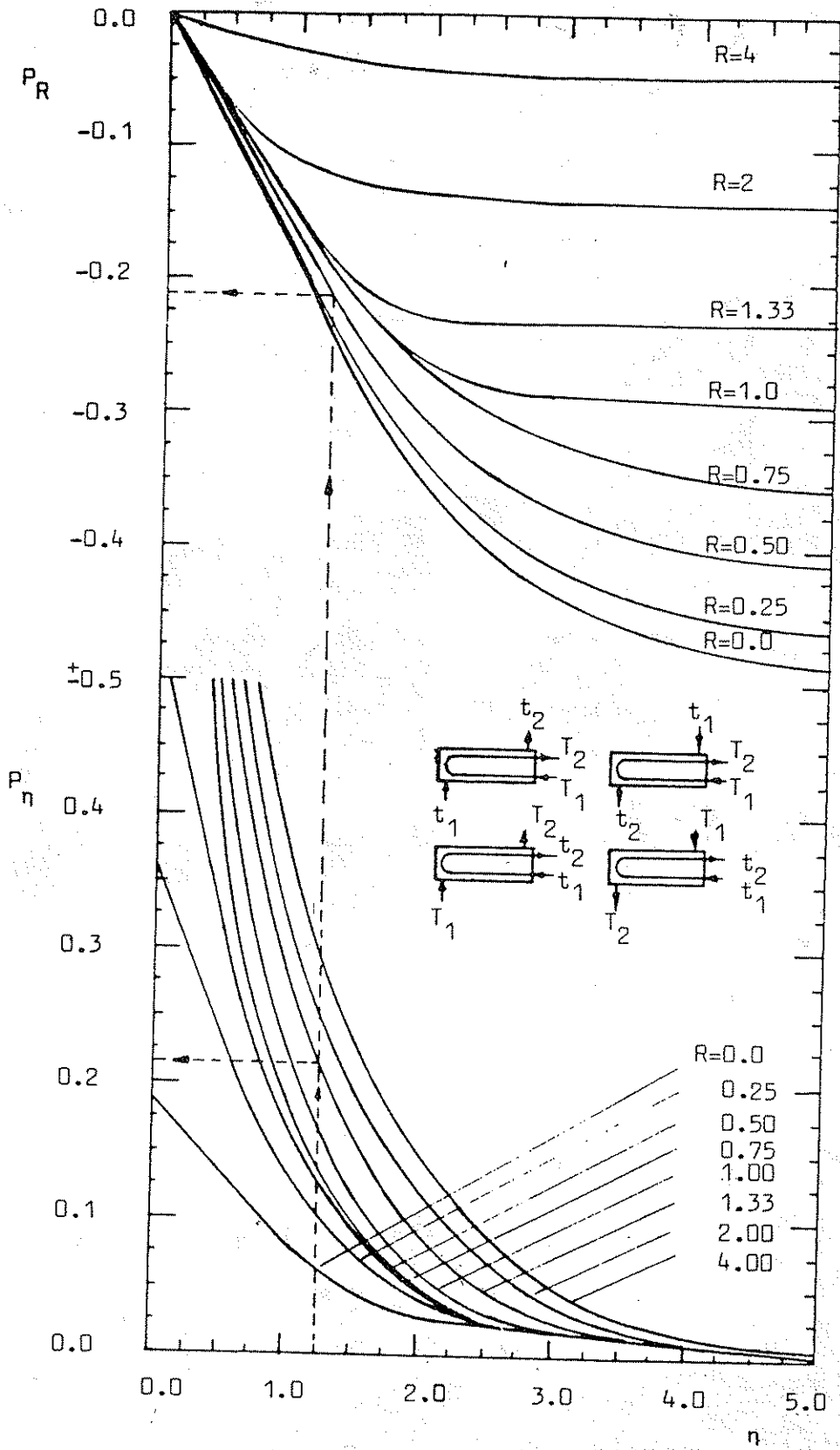
UYGULAMA

Bu çalışmada sunulan kavramların eşanjör tasarımındaki önemini açıklamak amacı ile aşağıdaki sayısal örnekler verilmiştir.

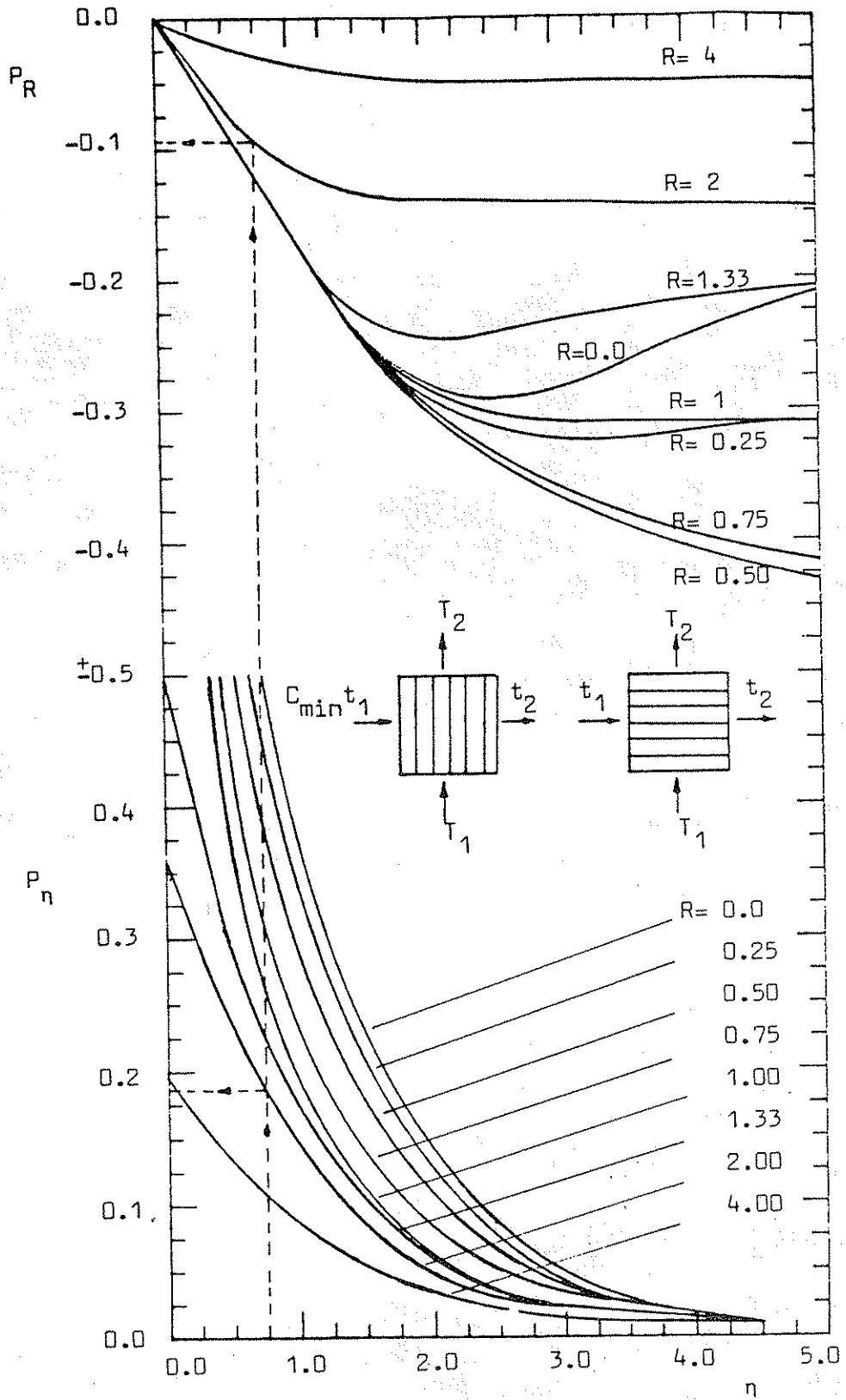
Örnek 1

Nominal çalışma durumu, $R_0 = 0.25$, $\epsilon_0 = 0.793$, olan bir eşanjörü işletme koşulları bakımından çapraz akışlı veya gövde-boru tipi tasarlamak mümkündür. Her iki tipin toplam ısı transferi katsayıları, $\pm 10\%$, belirsizlikle saptandığı bilindiğine göre eşanjör verimliliklerindeki yüzde belirsizlik nedir?, ısıl yönden hangi tip daha uygundur?

Toplam ısı transferi katsayısındaki belirsizlik sadece, η , ısı transferi birimleri sayısını etkiler, $R = R_0$, olarak sabit kalır.



Şekil 2 Gövde boru tipi eşanjörün (1 gövde, 2,4,6,..., boru tarafı geçiş), P_R , P_η , eğrileri



Şekil 3 Akışkanlardan biri karışmadığına göre çapraz akışlı eşanjörün, P_R , P_η eğrileri

$$\eta_o = \left(\frac{AU}{C_{\min}} \right)_o \text{ olup,}$$

$$d\eta/\eta_o = \pm dU/U_o$$

dır. Denk. (15)'den, eşanjör verimliliğindeki belirsizlik, $d\epsilon = \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \eta} \right)_o d\eta$, ve $R_o = 0.25 < 1$, $\epsilon = P$,

$$\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \eta} \right)_o = \left(\frac{\partial P}{\partial \eta} \right)_o$$

olduğundan,

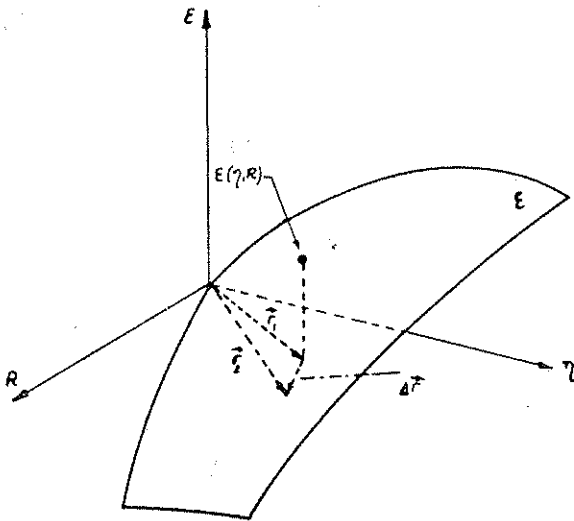
$$d\epsilon = \pm \left(\frac{\partial P}{\partial \eta} \right)_o \eta_o \left(\frac{dU}{U_o} \right) \quad (21)$$

sonucu elde edilir.

a) Çapraz akışlı eşanjörde, $R_o = 0.25$, $\epsilon_o = 0.793$, için kaynak (1)'den, $\eta_o = 2.00$, dır. Şekil 3'den, $P_{\eta} = 0.130$, olup, denk.(21), $d\epsilon_1 = \pm 0.130 \times 2 \times 0.10 \rightarrow \pm 0.026$ ve $d\epsilon_1/\epsilon_o = \pm 3.2$ bulunur.

b) Gövde-boru tipi eşanjörde, $R_o = 0.25$, $\epsilon_o = 0.793$, için $\eta_o = 2.219$, dur. Şekil 2'den, $P_{\eta} = 0.095$ ve denk.(21) yardımıyla, $d\epsilon_2 = \pm 0.095 \times 2.219 \times 0.1 \rightarrow 0.021$, yüzde belirsizlik ise, $d\epsilon_2/\epsilon_o = \pm \% 2.6$ olur.

Gövde-boru tipi eşanjör verimliliği çapraz akışlı eşanjöre nazaran toplam ısı transferindeki belirsizlikten % 20 mertebesinde daha az etkilenmektedir, daha stabil bir eşanjördür.



Şekil 4 Eşanjör verimlilik yüzeyinin ($R\eta\epsilon$) koordinat takımında gösterimi

Örnek 2

Nominal çalışma durumu, $R_o = 0.50$, $\eta_o = 0.75$, olan gövde-boru tipi eşanjörün (bir gövde, iki boru geçişli) işletme koşullarında soğuk akışkan kütleli debisi nominal değer en çok % 8'i kadar artmakta, ısı geçiş yüzeyi kirlenmeden dolayı % 5 oranında azalmaktadır. Eşanjör verimliliği kritik bir değer olup en çok nominal değer en % 10'u kadar değişmesine müsaade edildiğine göre,

a) Bu şartlarda, toplam ısı transferi katsayısında müsaade edilir, yüzde sapma miktarı nedir?

b) İşletme koşullarında akışkanların eşanjöre giriş sıcaklıkları sabit kalmaktadır. Çıkış sıcaklıklarındaki sapma yüzdesini bulunuz.

$$d\epsilon_{\max} = E \cdot |\vec{n}|, \text{ ve } |\vec{n}| = \left[\left(\frac{d\eta}{\eta_o} \right)^2 + \left(\frac{dR}{R_o} \right)^2 \right]^{1/2}$$

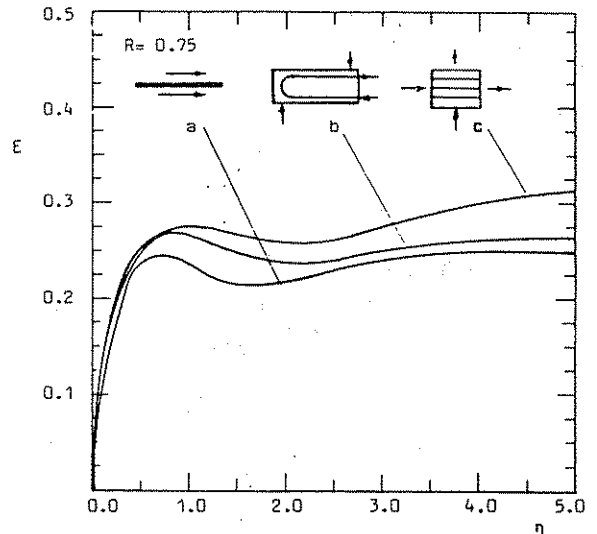
olduğundan,

$$\frac{d\eta}{\eta_o} = \left[\left(\frac{d\epsilon_{\max}}{E} \right)^2 - \left(\frac{dR}{R_o} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (22)$$

$R_o = 0.50$, $\eta_o = 0.75$ durumunda, kaynak (1)'den, $\epsilon_o = 0.463$ ve $d\epsilon_{\max} = 0.463 \times 0.1 \rightarrow 0.0463$ bulunur. $R_o < 1$ olduğundan,

$C_{\min} = C_{so}$, $\frac{dR}{R_o} = \frac{dC_{so}}{C_{so}} \rightarrow 0.08$, ayrıca interpolasyon yapılarak, Tablo 2'den, $E = 0.282$ 'dir. Bu değerler, denk.(22)'de yerine konularak,

$d\eta/\eta_o = 0.129$ bulunur.



Şekil 5 Üç tip eşanjöre ait, E, değerlerinin değişimi ve karşılaştırılması

R →	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.33	2.00	4.00
η ↓	E							
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	0.315	0.291	0.271	0.254	0.281	0.254	0.270	0.292
1.00	0.383	0.333	0.293	0.265	0.306	0.265	0.294	0.333
1.50	0.349	0.294	0.258	0.246	0.298	0.249	0.261	0.293
2.00	0.282	0.237	0.228	0.238	0.293	0.241	0.230	0.238
2.50	0.212	0.190	0.206	0.239	0.291	0.241	0.205	0.199
3.00	0.156	0.140	0.200	0.248	0.290	0.250	0.205	0.156
3.50	0.112	0.135	0.195	0.254	0.291	0.256	0.200	0.140
4.00	0.076	0.125	0.201	0.259	0.292	0.260	0.202	0.138
4.50	0.049	0.119	0.204	0.262	0.292	0.264	0.200	0.132
5.00	0.040	0.115	0.206	0.265	0.292	0.266	0.204	0.132

Tablo 2 Bir Gövde ve İki, Dört, Altı,...., Boru Geçişli Eşanjörde Verimlilik Gradyanı Değerinin Değişimi

R →	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.33	2.00	4.00
η ↓	E							
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	0.315	0.293	0.274	0.256	0.282	0.256	0.274	0.292
1.00	0.383	0.340	0.304	0.277	0.316	0.277	0.305	0.338
1.50	0.348	0.313	0.277	0.266	0.316	0.265	0.281	0.311
2.00	0.275	0.270	0.256	0.254	0.308	0.263	0.262	0.265
2.50	0.209	0.223	0.242	0.263	0.310	0.273	0.249	0.224
3.00	0.134	0.193	0.225	0.279	0.310	0.283	0.229	0.186
3.50	0.110	0.162	0.221	0.279	0.311	0.289	0.214	0.166
4.00	0.076	0.142	0.220	0.296	0.311	0.302	0.206	0.137
4.50	0.049	0.122	0.208	0.308	0.313	0.304	0.210	0.126
5.00	0.040	0.087	0.213	0.316	0.314	0.314	0.212	0.128

Tablo 3 Çapraz Akışlı Eşanjörde Akışkanlardan Sadece Biri Karıştığına Göre Verimli Verimlilik Gradyanı Değerinin D Değişimi(*)

* Bu tip eşanjörlerde, $R = C_{\text{karışan}} / C_{\text{karışmayan}}$ ve $\eta = AU / C_{\text{min}}$ olarak tanımlanmıştır.

$$\frac{d\eta}{\eta_o} = \frac{dA}{A_o} - \frac{dC_{min}}{(C_{min})_o} + \frac{dU}{U_o}$$

ifadesinde, $dA/A_o = 0.05$, $dC_{min}/C_{min} = 0.08$, $d\eta/\eta_o = 0.129$ olduğuna göre, $dU/U_o = 0.259$ bulunur.

b) $d\eta = 0.129 \times 0.75 = 0.096$, $dR = 0.08 \times 0.5 = 0.04$, Şekil 2'den, $P_R = -0.12$, $P_\eta = 0.385$ 'dir. Yeni çalışma noktası sıcaklık etkenliği ve ısı kapasiteleri oranı,

$$P = P_o + P_R dR + P_\eta d\eta, R = R_o + dR \quad (23)$$

olduğuna göre değerler denk.(23)'de yerine konularak,

$$P = 0.495, R = 0.54$$

bulunur.

Tablo 1 (a-durumu) akışkanların çıkış sıcaklıkları denklemlerini vermektedir. Durum değişimi ile çıkış sıcaklıklarındaki sapma miktarının,

$$\frac{t_2 - t_{20}}{T_1 - t_1} = P - P_o \rightarrow 0.032$$

$$\frac{T_2 - T_{20}}{T_1 - t_1} = P_o R_o - PR \rightarrow -0.03$$

olduğu gösterilebilir. Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı giriş sıcaklıkları farkının, % 3.2'si kadar artmakta, sıcak akışkan çıkış sıcaklığı ise giriş sıcaklıkları farkının % 3.5 kadar azalmaktadır.

Örnek 3

Kanat-boru tipi bir hava ısıtıcısı (çapraz akışlı), $R_o = 0.30$, $\eta_o = 1.75$, olacak tarzda tasarlanmıştır. İşletme koşullarında, toplam ısı transferi katsayısının % 2 oranında azaldığı düşünülürse eşanjör performansının tasarım değerinde sabit kalması için küçük ısı kapasiteli akışkan kütleli debisi hangi yönde ve yüzdede değişmelidir?

$$R_o < 1$$

olduğundan,

$$C_{karışan} = C_{min}, \quad \epsilon = P, \quad \text{ve}$$

$$d\eta = \eta_o (dU/U_o - dC_{min}/C_{min}),$$

$$dR = R_o (dC_{min}/C_{min}),$$

$d\eta$, dR değerleri denk.(15)'de kullanılır ve $d\epsilon = 0$, olduğu göz önünde tutulursa,

$$\frac{dC_{min}}{C_{min}} = \frac{P_\eta \eta_o}{P_\eta \eta_o - P_R R_o} \left(\frac{dU}{U_o} \right) \quad (24)$$

bulunur. $R_o = 0.30$ ve $\eta_o = 1.75$ için Şekil 3'den, $P = 0.157$, $P_R = -0.270$ ve $dU/U_o = -0.02$ değerleri denk.(24)'de yerine konursa, $dC_{min}/C_{min} = -\% 1.54$ bulunur.

TARTIŞMA

Bu çalışma, işletme koşullarının tasarım noktası etrafında sapmalar göstermesi halinde eşanjörün alacağı yeni kararlı duruma ait parametrelerin hesaplama yöntemini açıklamaktadır. Durum değişiminin başlangıç ve sonu arasında eşanjörün zaman bağlı (transient) davranışı göz önüne alınmamıştır. Eşanjörün dinamik davranışı hakkında bilgi detaylı olarak kaynak (1) ve (6)'da bulunabilir. Yapılan uygulamalar endüstride yaygın kullanımı nedeniyle gövde-boru tipi ve çapraz akışlı (akışkanlardan biri karışmadığına göre) eşanjörleri kapsamakta ise de, metodun diğer direkt transfer tipi (iki akışkanın ince duvar tabakası ile ayrıldığı ve hareketli parçaların olmadığı) eşanjörlere uygulanması mümkündür. Eşanjör verimlilik gradyanı vektörünün şiddeti birden fazla eşanjör arasında termal yönden seçim yapma durumunda bir kriter olarak kullanılabilir. Bu değer küçüldükçe eşanjörün değişen koşullara karşı duyarlılığı azalır, stabilitesi artar.

SİMGELER

A	Isıtma yüzeyi alanı, m^2
C	Akışkan ısı kapasitesi, $\dot{m}C_p$, $W/^\circ C$
E	Verimlilik gradyanı vektörü şiddeti
P	Eşanjör sıcaklık etkenliği
R	Isı kapasiteleri oranı, denk.(3)
T	Sıcak akışkan sıcaklığı, $^\circ C$
U	Toplam ısı transferi katsayısı, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
c_p	Özgül ısınma ısı, $kJ/kg^\circ C$
e_1, e_2	($RO\eta$) düzleminde birim vektörler
m	Kütleli debi, kg/s
n	Oransal sapma vektörü
t	Soğuk akışkan sıcaklığı, $^\circ C$
ϵ	Eşanjör verimliliği, denk.(1)
$\nabla\epsilon$	Verimlilik gradyanı vektörü
λ	Küçük ısı kapasitesinin büyük olana oranı, C_{min}/C_{max}
η	Isı transferi birimleri sayısı, AU/C_{min}

İNDİSLER

i,j	Çözüm bölgesinde grid noktası koordinatları
max	Maksimum
min	Minimum
sı	Sıcak akışkan
so	Soğuk akışkan
η, λ, R	Bu parametrelere göre kısmi türevleri ifade eder
0	Eşanjör nominal çalışma durumu
1	Eşanjöre giriş durumu
2	Eşanjörden çıkış durumu

KAYNAKLAR

1. London, A.L., ve Kays, W.M., Compact Heat Exchangers, 2nd edition, pp. 10-86, McGraw-Hill Book Company, 1964.
2. Cravalho, E.G., ve Smith, J.L., Thermodynamics, Chapter 12, Holt, Rinehart and Winston, Inc., 1971.
3. Spiegel, M.R., "Advanced Calculus", pp. 101-180, McGraw-Hill Book Company, 1971.
4. Smith, E.M., "Effectiveness-NTU Relationships for Tubular Exchangers", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 1, No. 1, pp. 43-46, 1979.
5. Shah, R.K., "Heat Exchanger Design Methodology An Overview", Heat Exchangers, Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, pp. 455-459, Nato Advanced Study Institute, İstanbul, Turkey, 1980.
6. Shah, R.K., "The Transient Response of Heat Exchangers", Heat Exchangers, Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, pp. 915-954, Nato Advanced Study Institute, İstanbul, Turkey, 1980.
7. Sherian, C.A., "Practical Aspects In The Design and Use of Tube Heat Exchangers for Heat Recovery and Energy Savings", J. Heat Recovery Systems, Vol. 3, No. 1, pp. 81-89, 1983.

* Yazar daha önceki sayılarımızda tanıtılmıştır.
