

## AYRIŞTIRMA KANAL VERİMLİLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Hüseyin Pehlivan, Mustafa Özdemir

**Özet** - Bu çalışmanın amacı tek geçişli çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricilerinde transfer edilen ısı akısının optimizasyonudur. Bu tür ısı değiştiricilerinde malzeme kullanım şekli ile birim malzeme yüzey alanından elde edilen ısı akıları arasındaki ilişki incelenmiştir. Sistemin ayrıştırma kanallı (ak.lı) ve ayrıştırma kanalsız (ak.sız) sonuçları arasındaki ilişki, ayrıştırma kanalı malzemesinin, ısı transferi için kullanılmasının daha verimli olacağını gösterdi. Sonuçlar grafik olarak sunulmuş ve plakalı ısı değiştiricilerinde malzeme kullanım verimliliği tanımlanarak bir optimizasyon kriteri oluşturulmuştur.

**Anahtar kelimeler** – Isı değiştiricisi, ayrıştırma kanalı

**Abstract** - The aim of this study is the optimisation of transferred heat flux in a plate heat exchanger. The relationship between material usage type and heat flux per material surface area was investigated. This was carried out for the system with fin and without fin. The results for the system with and without fin show that, the fin material used for heat transfer is more effective. The results were showed on graphics and the optimisation criterion is constituted by the definition of material productivity efficiency in plate heat exchangers.

**Key Words** – Heat exchanger, fin

### I. AMAÇ VE KAPSAM

Farklı sıcaklıkta ve bir birinden bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi sağlayan ısı değiştiricileri çok farklı şekillerde üretilmekte ve çalıştırılmaktadır. Bir ısı değiştiricisinden beklenen, mümkün olan en fazla ısıyı transfer edebilmesi ve bunun için en kolay yöntemle en az malzeme kullanılarak imal edilebilmesidir. Kullanım alanları olarak, güç üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, iklimlendirme, soğutma ve uzay uygulamaları alanları sıralanabilir.

Mills[1], ısı değiştiricisindeki akışkanların sıcaklık dağılımları ve ısı geçiş miktarlarının hesaplanması ısı değiştiricisinin kapasitesi ve verimi hakkında fikir vermektedir. Isı değiştiricisi konusunda temel kaynaklardan Kays and London[2], günümüze kadar çok geniş şekilde ısı değiştiricilerinin tüm özelliklerini ve dizayn problemleri üzerinde çok sayıda çalışmaları yer almaktadır. Spiga ve Spiga[3], belirli duvar kapasitesi olan çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin geçiş sıcaklık alanlarını incelemiştir. Michailov ve Özışık[4], çapraz akışlı ısı değiştiricileri ile karmaşık montajlı ısı değiştiricilerine uygulanan sonlu eleman analizini anlatmışlardır. Bejan[5], ısı değiştiricisi dizaynında, yalnızca ısı geçiş miktarının hesaplanması değil; aynı zamanda ısı değiştirici basınç kayıplarını göz önünde tutan dizayn metotları geliştirmiştir.

Genel olarak küçük sıcaklık farkları ve büyük ısı miktarları söz konusu olduğunda büyük ısı transfer yüzeylerine gereksinim duyulmaktadır. Newton soğuma yasası gereği, yüzey alanı küçük tutulmak istendiğinde aynı oranda ısı transfer katsayısının artırılması veya sıcaklık farkı potansiyelinin verimli kullanılması zorunluluğu doğmaktadır. Çeşitli ısı değiştiricisi tasarımlarında bu iki büyüklüğü yüksek değerlerde elde edebilmek için önlemler alınmaktadır. Ancak bu önlemlerin büyük bir bölümü ek malzeme kullanımını da beraberinde getirmektedir. Bu tasarımlardan en sık kullanılanlardan biri de plakalı ısı değiştiricilerinde ayrıştırma kanalı olarak tanımlanan profillendirilmiş levhalardır. Ayrıştırma kanallarının görevi akışkanın çapraz karışımını engelleyerek sıcaklık farkı potansiyelini en yüksek düzeyde tutma çabasıdır. Buna karşılık aynı malzemenin ısı transfer eden yüzey olarak kullanılması, ciddi bir alternatif olarak ortaya çıkmaktadır. Bu biri birine zıt iki unsurun optimal bir çözüm noktası olması gerekmektedir. Bu ilişkiler manzumesini ortaya koymakla ekonomik açıdan verimli çözümlerin üretilebileceği açıktır.

Mesafe tutucu olarak da kullanılan ayrıştırma kanalları şekillendirilmiş saçlar yardımı ile yapıldığından, belirli bir yüzeyde birbirlerine paralel olan levhalara temas etmektedirler. Bu temas yüzeyinden dolayı ısı iletim dirençleri artmaktadır. Bu yüzeylerin hangi şekillerde

nasıl sonuçlar verdiğini anlamak için çeşitli ayrıştırma kanalları geometrileri uygulanabilmesi mümkündür. Bu çalışmada 20 °C sıcaklık farkında hava dan havaya ısı transfer eden biri ayrıştırma kanallı, diğeri ayrıştırma kanalsız eş boyutlarda iki plakalı ısı değişicisi deneysel olarak incelenmiş ve transfer edilen ısı miktarı baz alınarak malzeme kullanım verimliliği incelenmiştir. Çalışmanın amacı: Isı değişicisi tasarımında malzeme kullanımını en aza indire bilmek için bir hesap yönteminin geliştirilmesi ve mukayese edilebilir bir büyüklüğün tanımlanmasıdır[6].

## II. ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI İÇİN FİZİKSEL ESASLAR

Bir ortamdan diğeri bir ortama ısı geçişi şu şekilde ifade edilebilir[7]:

$$Q = U A \Delta T_m \quad (1)$$

- = Isı değiştiricide geçen ısı
- = Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı
- = Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı

Bu denklemde  $U$  ( $W/m^2K$ ) ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısını,  $A$  ( $m^2$ ) iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi,  $\Delta T_m$  ( $^{\circ}C$ ) bütün ısı değiştiricisinde etkili olan ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir.

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplamaları için, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyor veya kolayca hesaplanabiliyorsa  $\Delta T_m$  doğrudan, aksi durumlarda ise  $(\mathcal{G} - P)$  veya  $(\mathcal{E} - N)$  adları verilen yöntemlerle hesaplanırlar. Yapılan çalışmada  $(\mathcal{G} - P)$  yöntemi kullanıldı. Bu yöntemde ısı transferi[2]

$$Q = U A \mathcal{G} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (2)$$

olarak ifade edilir ve  $(\mathcal{G})$  boyutsuz sıcaklık olarak şu şekilde tanımlanır:

$$\mathcal{G} = \frac{\Delta T_m}{T_{1g} - T_{2g}} \quad (3)$$

Isı değiştiricileri akış düzenlemesine göre sınıflandırıldığında ters, çapraz ve paralel şeklinde gruplandırılırlar.

Paralel akış sıcaklığın belli bir değerin üstüne çıkmasının istenmediği durumlarda veya çok büyük sıcaklık gradyenlerinin istendiği durumlarda uygulanırlar. Genel olarak sıcaklık farkı potansiyelini verimli kullanamazlar. Ters akımlı ısı değişicileri kompakt bir şekilde üretilebilmelerine ve sıcaklık

farkını en iyi şekilde kullanabilmelerine karşın, pratikte inmal güçlükleri, ısı transfer yüzeyindeki ısı gerilmeler ve korozyon tehlikesi nedenleriyle tercih edilmeyebilirler. Ters akımlı ısı değişicileri giriş ve çıkış sıcaklık farkının en yüksek olduğu ısı değiştiricileridir. Çapraz akışlı sistemlerde ise ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştiricisi etkinliği, paralel akımlılardan iyi, ters akımlılardan kötüdür. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin çoğu çapraz akımlı olarak yapılır.

Tasarlanan bir geçişli çapraz akım için ve bütün çok geçişli haller için ısı değiştiricisi ters akımlı gibi düşünülüp ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplanıp bir düzeltme faktörü ( $F$ ) ile çarpılarak etkin ortalama sıcaklık farkı bulunur[8].

$$\Delta T_{m, \text{çapraz}} = F \cdot \Delta T_{m, \text{ters}} \quad (4)$$

bu faktörden sonra bağıntı (1)

$$Q = U A \mathcal{G} F (T_{1g} - T_{2g}) \quad (5)$$

şeklini alır.

Toplam ısı geçiş katsayısı  $U$  nun hesaplanması Nusselt benzerlik ifadesi yardımı sayesinde iç ve dış ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi ile sağlandığı için, Nusselt sayısını ( $Nu$ ) veren ve Reynolds sayısı ( $Re$ ) ile Prandtl sayısına ( $Pr$ ) bağlı olan ampirik bağıntılardan yararlanılır.

Levhali ısı değiştiricilerinde laminar akış için  $Nu$  fonksiyonu literatürde verilmiş olmasına karşın, türbülanslı akış ve geçiş bölgesi için  $Nu$  sayısını veren güvenilir bir bağıntıya rastlanamadı. Bu nedenle iç içe geçmiş iki boru arasında türbülanslı akışta geçerli olan bir ifade[9]

$$Nu / Nu_{boru} = \frac{0,86(d_i / d_a)^{0,84} + [1 - 0,14(d_i / d_a)^{0,6}]}{1 + (d_i + d_a)} \quad (6)$$

kullanılmıştır, burada  $d_i = d_a$  alınarak iç ve dış çap eşit kabul edilmiştir. Bağıntı (6) için gerekli olan  $Nu_{boru}$  ifadesi şu şekilde verilmiştir[10].

$$Nu_{boru} = 0,0214(Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot [1 + (d_i / l)^{2/3}] \quad (7)$$

Bu bağıntının geçerli olduğu aralık

$$2300 > Re > 10^6$$

$$d_i / l < 1$$

$$0,5 < Pr < 1,5$$

dır.

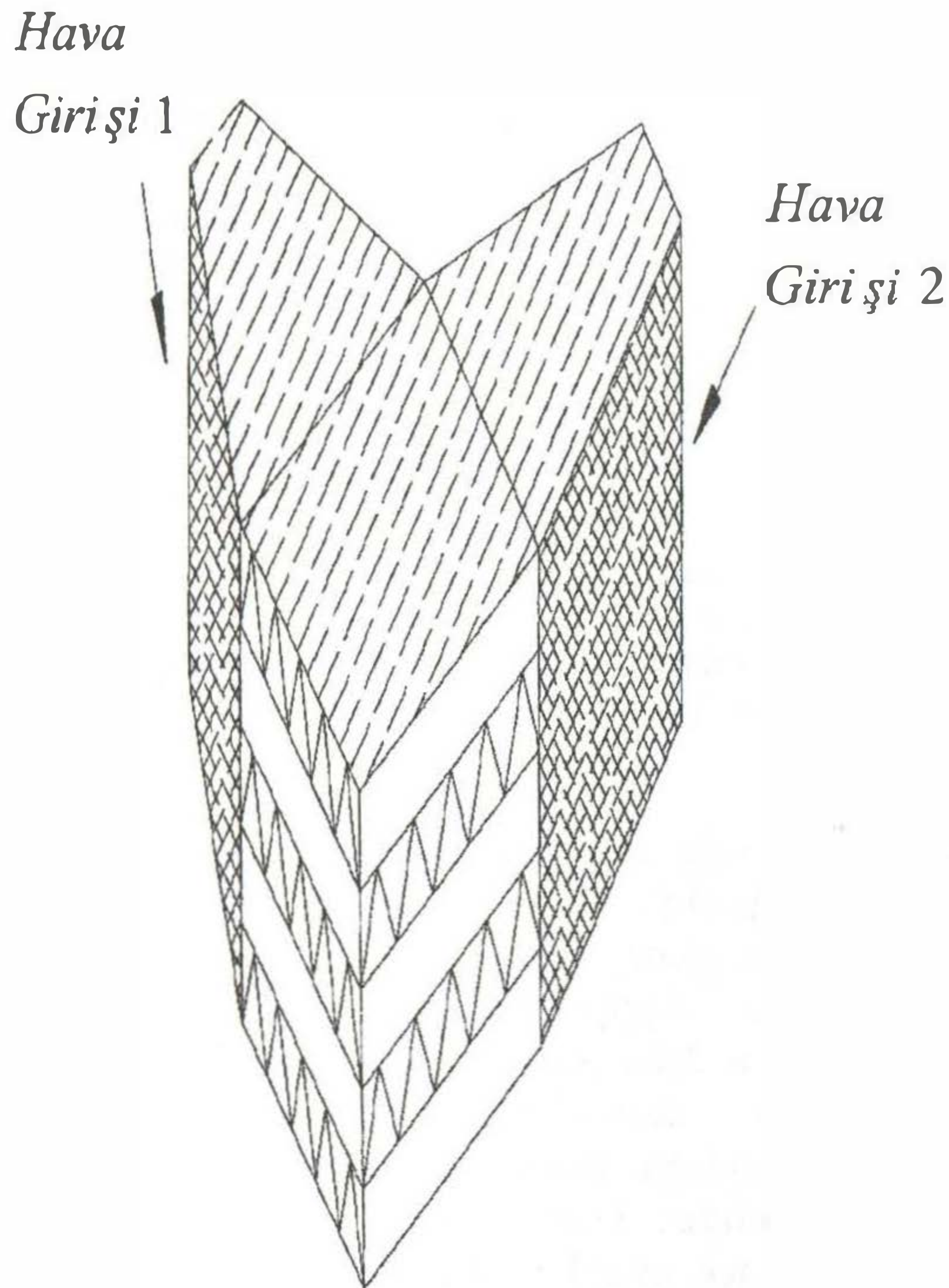
Bağıntı (6) ve (7) deki değerler kullanılan sistem için şu şekilde uyarlanmıştır. İç çapı ( $d_i$ ), dış çapı ( $d_a$ ) ve borunun uzunluğu ( $l$ ) nun sonsuza ( $\infty$ ) gittiği varsayılarak bir yaklaşımda bulunulmuştur. Bu kabullerden sonra Nu sayısı,

$$Nu = 0,018404(Re^{0.8} - 100).Pr^{0.4} . [1 + (1)^{2/3}] \quad (8)$$

şeklini alır. Böylelikle sınır şartları ( $d_i/l$ ) içinde bir yaklaşımda bulunulmuştur.

### III. DENEY DÜZENEGİ ve DENEYSEL ÇALIŞMA

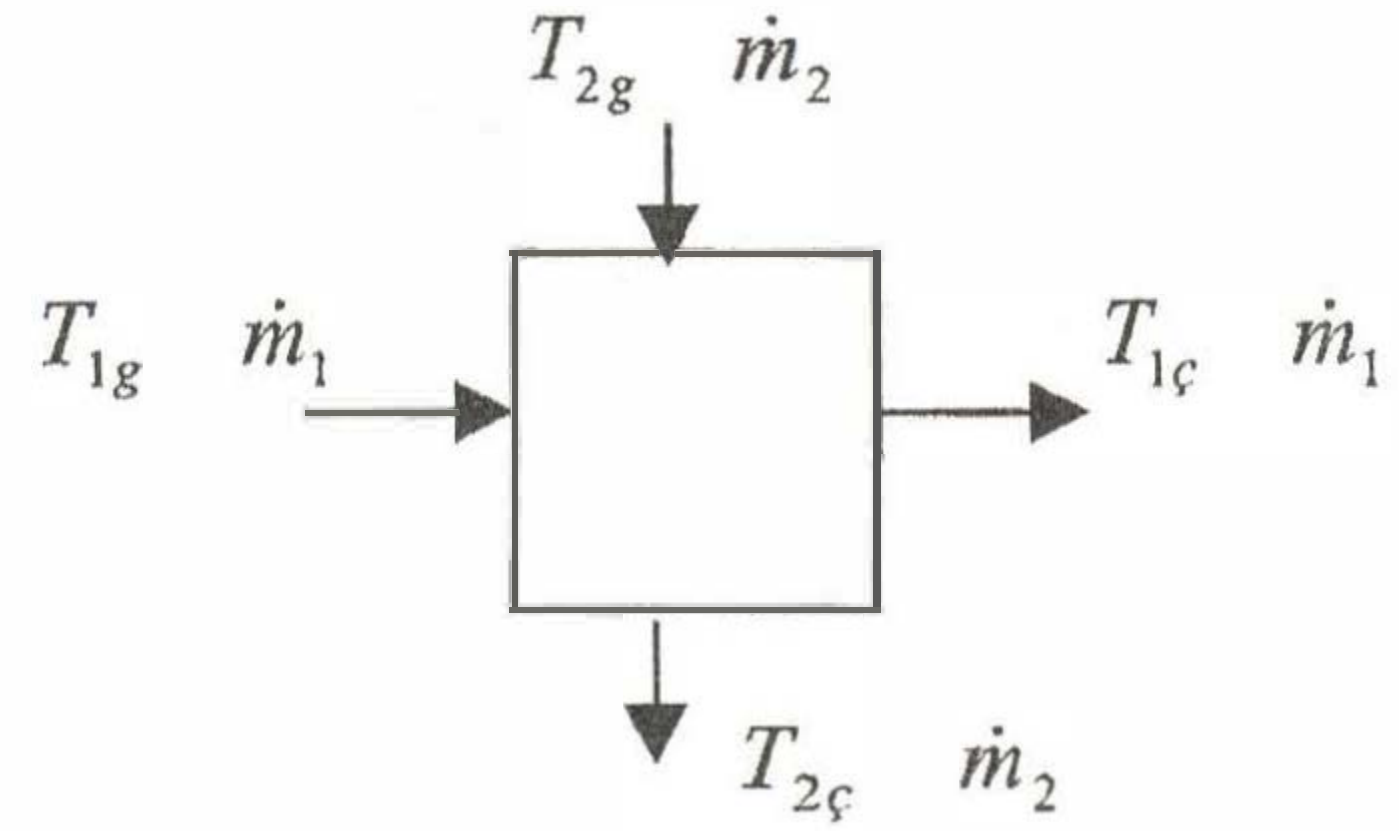
Deney düzeneğinde sıcak ve soğuk hava kaynağı olarak her biri farklı hava debisi ve ısı güçlerinde olmak üzere, üç ayrı kademede çalıştırılabilen elektrikli hava ısıtıcıları kullanıldı. Isı değiştiricisi malzemesi olarak Çinko kullanıldı, malzeme seçiminin nedeni, lehime ve plastik şekil vermeye elverişli olan yumuşak bir malzeme olmasıdır. Malzeme kalınlığı 0,5 mm dir. Sistemden çevreye olabilecek kayıpları engellemek için ısı değiştiricisinin tamamını 3 mm kalınlığında köpüklü polietilen ile kaplandı. Aşağıdaki Şekil 1'de deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin çalışma prensibi

Bu düzenek birbirine paralel 6 tane plakadan oluşmaktadır. En üstteki ve alttaki izolasyonlu olduğu için ısı transferinin gerçekleştiği 4 tane plaka bulunmaktadır ve bunlarda yukarıdan aşağıya A, B, C ve D harfleriyle sembolize edilmiştir.

Sıcaklık ölçümü için Testo 905-T1 sıcaklık ölçme aleti kullanıldı. Bu sensörde K tipi termoeleman kullanılmaktadır. Aynı kanallarda ölçüm aleti 1 er cm kaydırılarak akışkanların çıkış sıcaklıkları ölçüldü. Yapılan bu işlem üç kere tekrarlandı ve bunların ortalaması alındı. Farklı 20 noktada sıcaklık dağılımı ölçüldü, sistemden çıkış sıcaklığı olarak da bu ortalama değerlerin aritmetik ortalaması alınarak tek bir sıcaklığa indirilerek akışkanların sistemden çıkış sıcaklıkları elde edildi ( $T_{1ç.ort.}$ ,  $T_{2ç.ort.}$ ).



Şekil 2. Sürekli rejimde sistemin şematik gösterimi

Yapılan deneysel çalışmada A, B, C ve D plakalarında transfer edilen ısılar, her bir kademe için çıkartılan ısı bilançoları ile elde edilir. Elde edilen sonuçlarda A ile D ve B ile C plakalarının bir birine özdeş oldukları sonucuna varılmıştır. Çevreye olan ısı kaybından en az etkilenen plakanın C plakası olduğu sonucuna deneysel sonuçlarla varıldı. C plakasının deneysel verilerinin kullanılmasının nedeni çok sayıda plakanın kullanıldığı gerçek ısı değiştiricilerine en yakın sonuçların alınabilmesidir. Farklı güç kademelerinde yapılan deneysel çalışmalarda, sistemin tamamı için yapılan ısı bilançoları incelendiğinde elde edilen verilerin her kademe için uygun olmadığı görüldü. Sadece C plakası ve sınırlı sayıdaki kademelerden dolayı yapılan deneylerin sınırlı bir miktarı kullanılabildi.

### IV. MODEL KABULLERİ VE DENEY SONUÇLARI

Teorik hesaplamalar iki plaka arasındaki mesafenin ( $s$ ) 6, 8, ve 10 mm olduğu durumlar için yapıldı ve iki farklı durum için bulunan değerler grafik olarak yansıtıldı. Sonuçların incelenmesi neticesinde  $s = 8$  mm değeri için deney düzeneğinin oluşturulması kararlaştırıldı. Deneysel çalışmada sıcak akışkanın 3, soğuk akışkanın ise 2 kanaldan sisteme girmesinin uygun olacağı kabul edildi çünkü, sıcak akışkanın genişlemesinden dolayı soğuk akışkana göre daha geniş kesitten sisteme girmesi sayesinde bir birine yakın hızlar elde edilebilmesidir. Yapılan deneylerde I 1 – II 1 kademelerinde aşağıdaki şekil 3 deki gibi akışkanlar

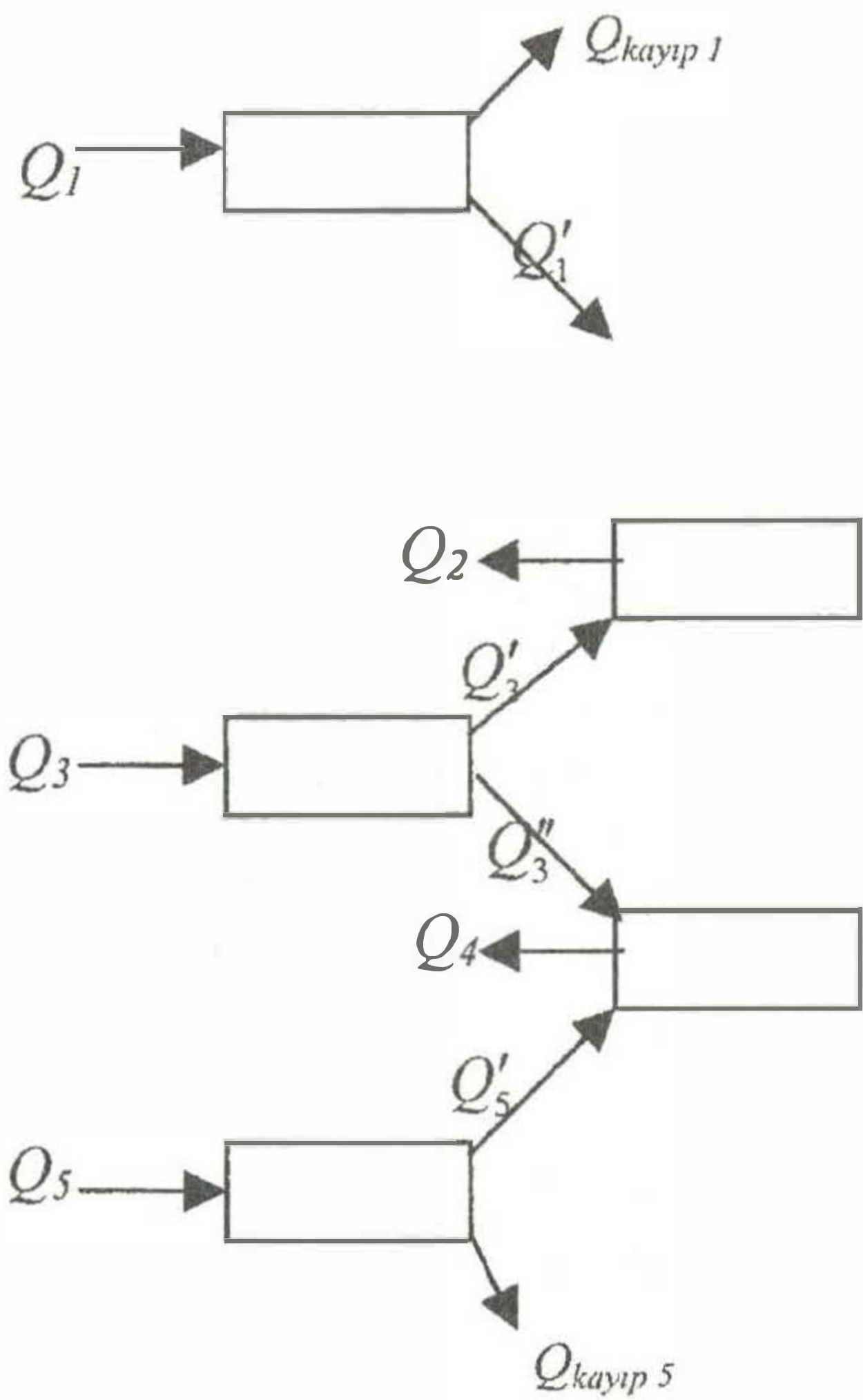
sisteme alınmış, II 2 – I 1 kademesinde ise bunun tersi yapılmıştır. Şekil 3 deki  $Q$  değerleri

$$Q = \dot{m}.c_p.\Delta T \quad (9)$$

bağıntısıyla hesaplandı. Bağıntı (9) daki  $\Delta T$  değeri ölçüldü.  $Q_{kayıp}$  değeri alt ve üst plakada aynı olduğu kabul edildi ve ısı bilançolarından ortak çözüm yöntemiyle hesaplandı. Belirli bir kademedeki toplam enerji dengesi şu şekilde olur.

$$Q_1 + Q_3 + Q_5 = Q_2 + Q_4 + \sum Q_{kayıp}$$

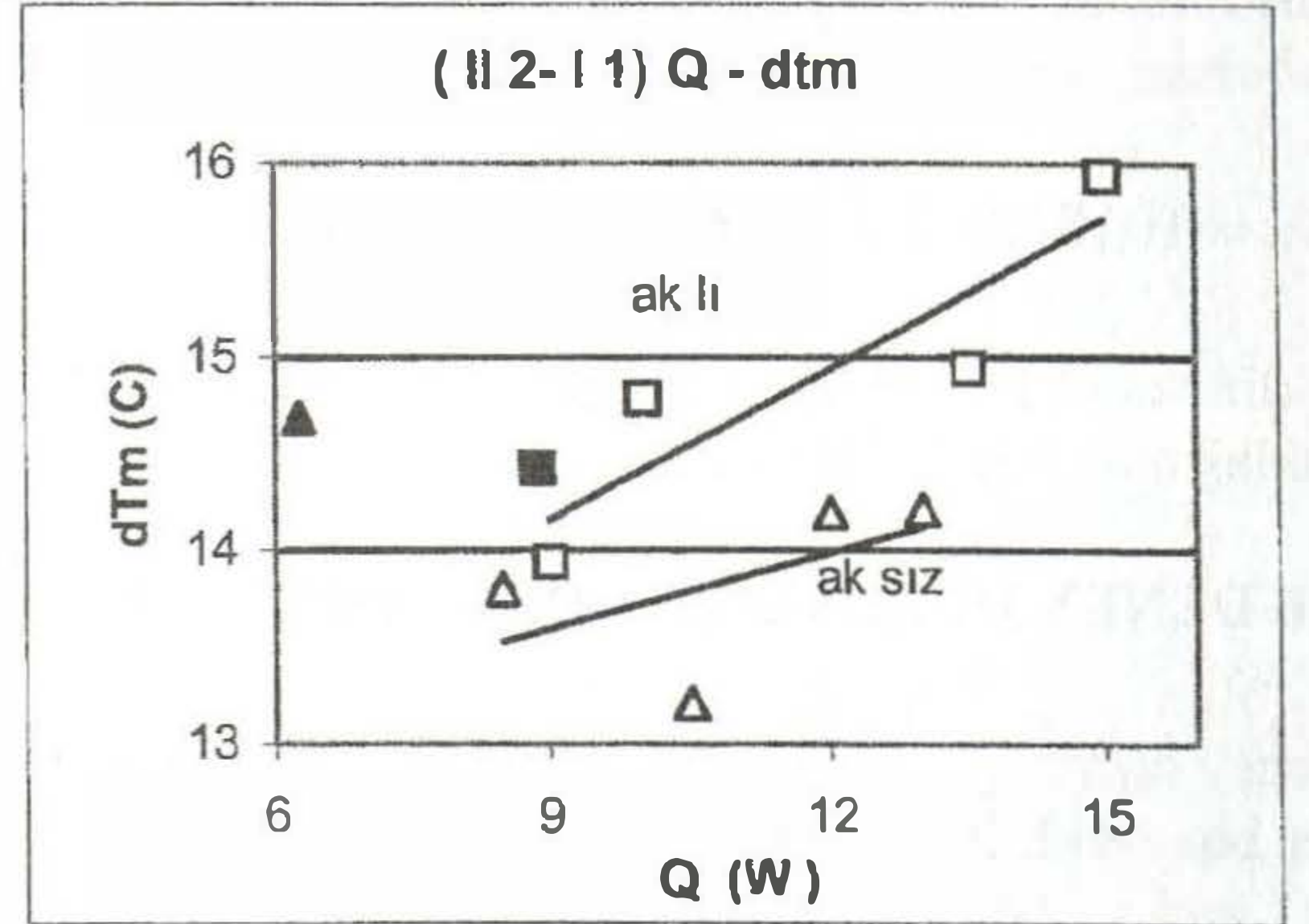
$Q_1, Q_2, Q_3$  sıcak akışkanın  $Q_2$  ve  $Q_4$  ise soğuk akışkanın sisteme giriş çıkış entalpileri farklarını göstermektedir.  $Q'_1, Q'_3, Q''_3$  ve  $Q'_5$  değerleri sırasıyla A, B, C ve D plakalarında meydana gelen ısı transferi değerleridir. Bunlar yapılan ısı bilançoları neticesinde bulunur.



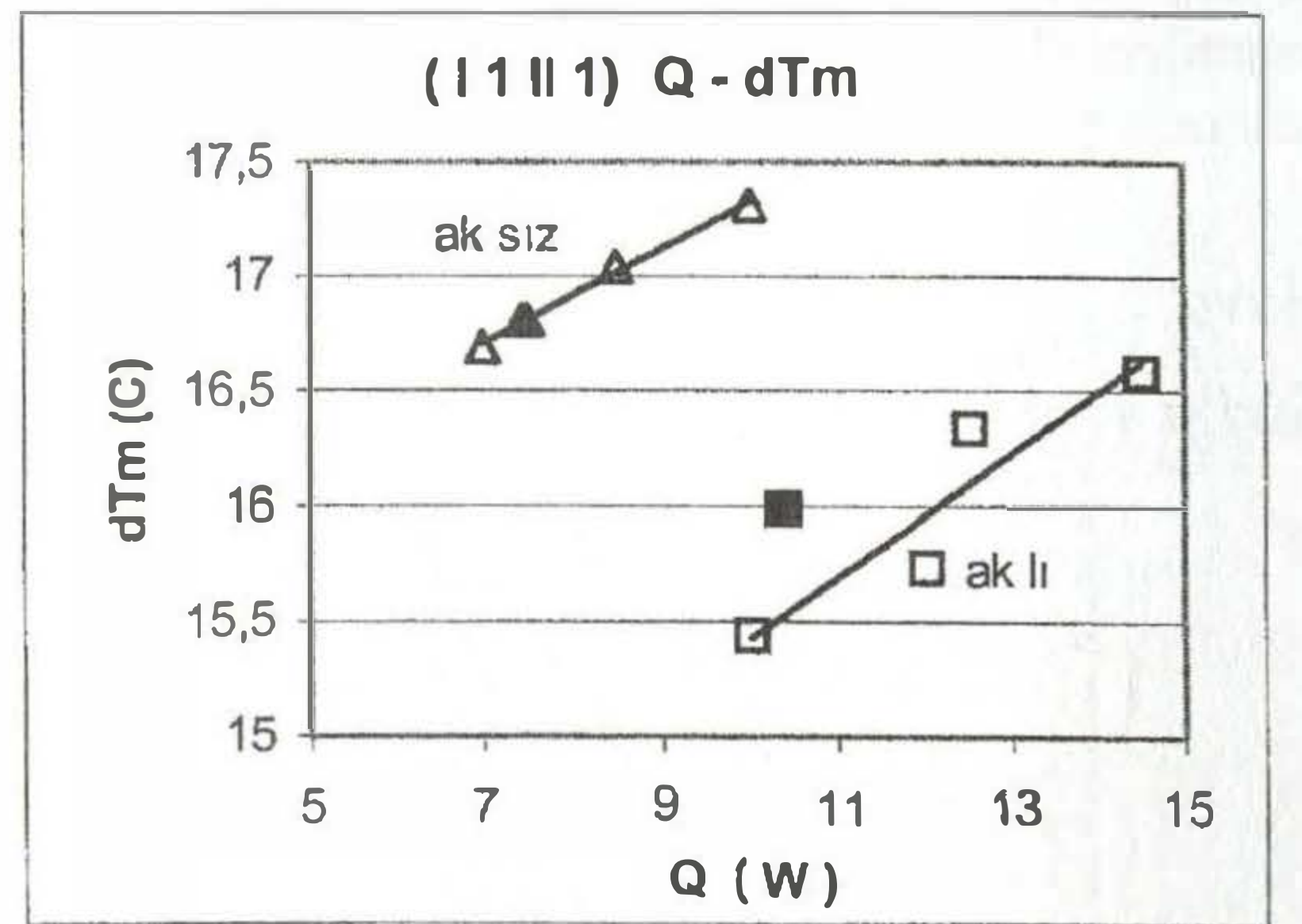
Şekil 3. Sıcak akışkanın 2, soğuk akışkanın 3 kanaldan sisteme girdiği durumdaki enerji dağılımı

Aşağıdaki grafikler Şekil 4, 5, 6 ve 7'de ayrıştırma kanallı ve kanalsız durum için farklı kademelerde elde edilen hesap değerleri ( içi dolu ) ile değişik zaman aralıkların da yapılan deneysel ( içi boş ) sonuçların yer aldığı grafikler bulunmaktadır. Deneyler farklı zaman aralığında yapıldığı için ortam şartlarının değişmesiyle ısı kaynaklarının ve sistemin sıcaklığa olan duyarlılığından dolayı aynı güç kademesinde farklı sonuçlar elde edilmiştir. Bu grafikler; deneysel ve

hesap değerlerinin birbirine ne derece yakın olduğunu göstermektedir.

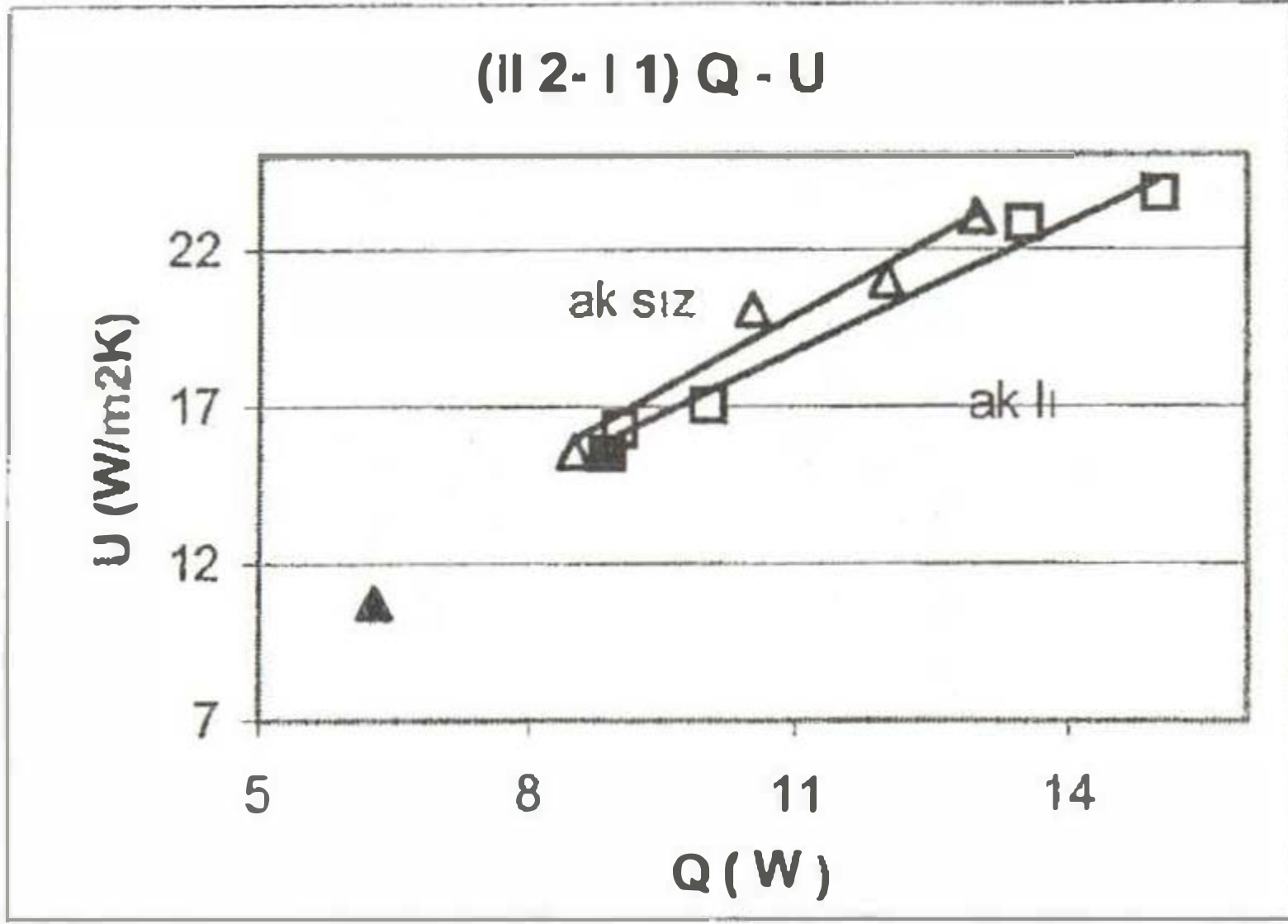


Şekil 4. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=76$  °C,  $T_{2g}=56$  °C , Ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=69$  °C,  $T_{2g}=51$ °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-dTm değerlerinin karşılaştırılması.

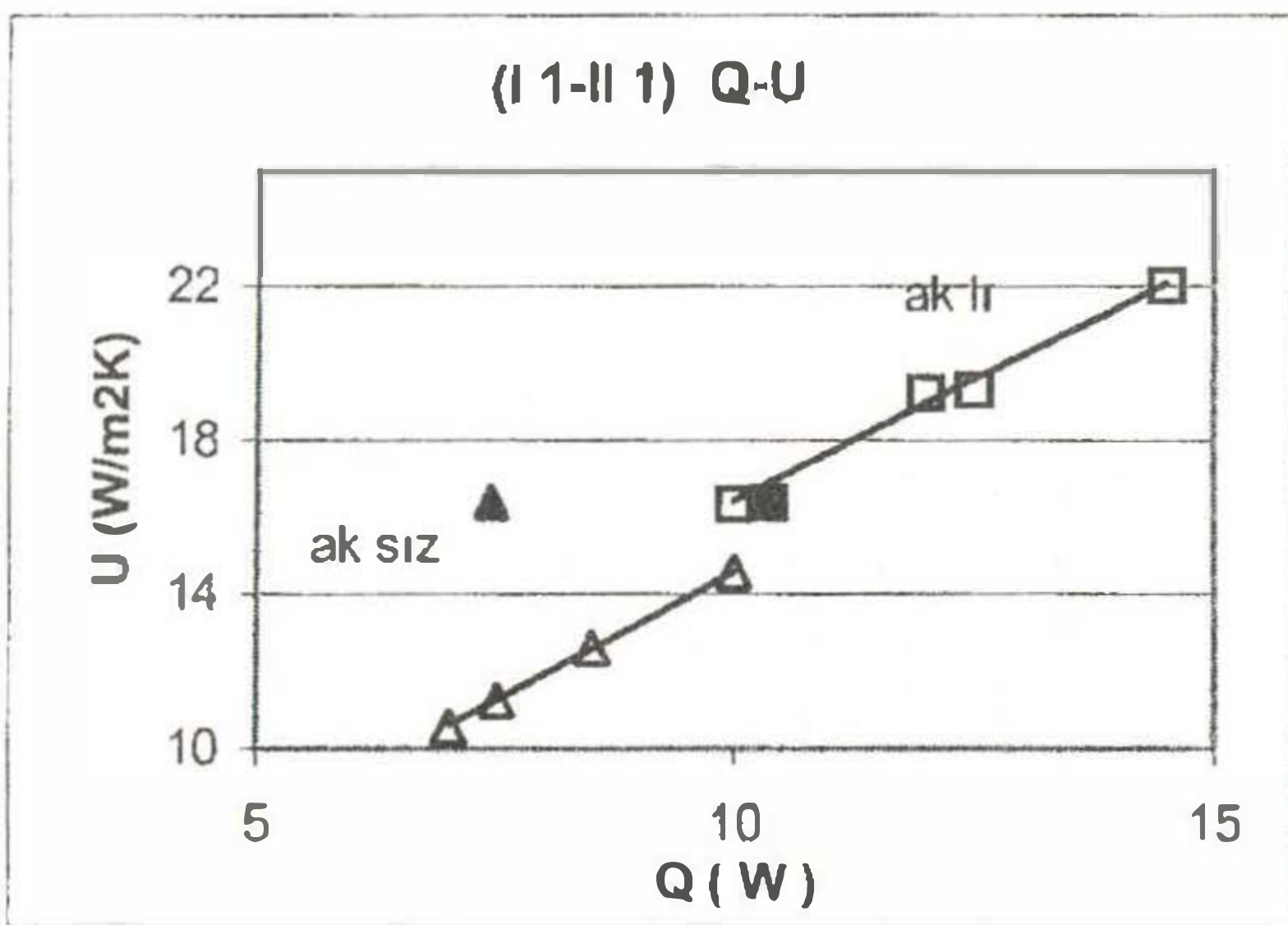


Şekil 5. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=56$  °C,  $T_{2g}=35$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=54$  °C,  $T_{2g}=34$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-dTm değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 4 ve 5'de ayrıştırma kanalları kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda farklı güç basamaklarındaki hesaplanan ve deneysel elde edilen Q-dTm değerleri görülmektedir. Ayrıştırma kanalı kullanılmadığında dTm değerinin daha yüksek çıkması doğaldır. Şekil 5 bu sonucu desteklemesine karşın şekil 4 desteklememektedir. Her bir kanala ait kütle debilerinin farklı çıkmasından dolayı Şekil 4 ve 5 deki grafikleri mukayese etmek mümkün değildir. Ancak elde edilen deney sonuçlarının bir kısmı ve teorik hesaplamalar sonucundaki veriler neticesinde ayrıştırma kanalsız durumda dTm değerinin daha yüksek çıktığı kanısı desteklenmektedir



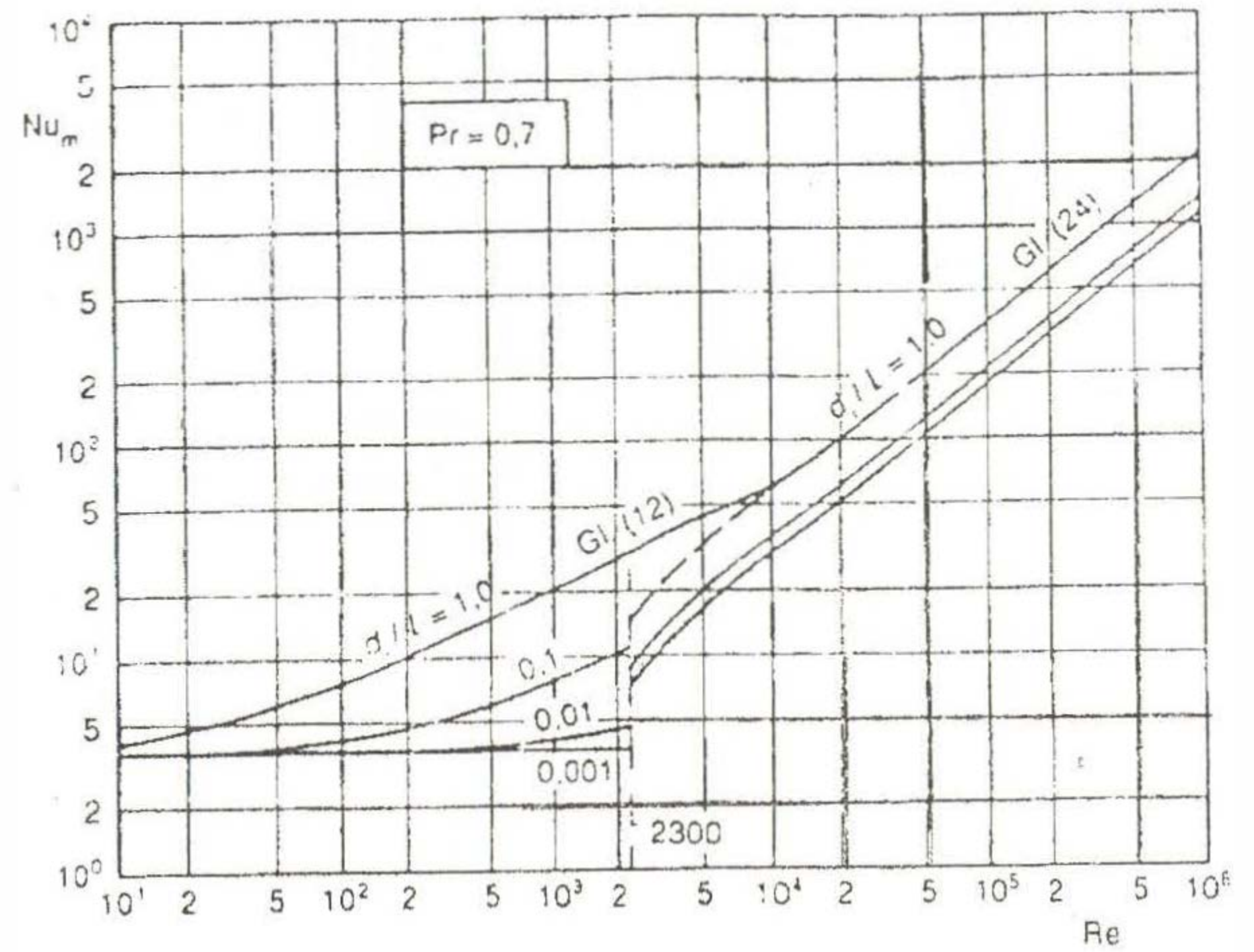
Şekil 6. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=76$  °C,  $T_{2g}=56$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=69$  °C,  $T_{2g}=51$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 7. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=56$  °C,  $T_{2g}=35$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=54$  °C,  $T_{2g}=34$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 6 ve 7'de ise Şekil 4 ve 5'deki şartlar altında elde edilen Q-U değerleri karşılaştırılmıştır. Diğer şekildeki etki burada da karşımıza çıkmış ve ayrıştırma kanalı kullanmamızdaki amaçlardan birisi olan yüksek U değerinin Şekil 6'da sonuca yansımaması şeklinde yorumlanmıştır. Ayrıştırma kanalları kullanarak sıcaklık potansiyelindeki dağılmanın azalması engellemiş ve bu sonuç karşımıza yüksek dTm değeri yerine U değerine yansıtarak çıkmıştır.

Yapılan çalışmadan elde edilen veriler çalışma yapılan bölgenin geçiş bölgesinde ( $Re=2800-3300$ ) olmasından dolayı çok kolay hesap edilemediği gerçeği bir kez daha teyit edilmiş oldu. Aşağıdaki şekil 8'de bu geçiş aralığı ve buna karşılık gelen Re sayıları yer almaktadır. Eşitlik (8) de elde edilen Nu sayıları, ayrıştırma kanallı ve kanalsız durumlar için, 12-18 değerleri arasındadır.



Şekil 8. Nusselt sayısının Prandtl sayısı = 0,7 için Reynolds sayısına göre değişimi[10]

## V. SONUÇLAR

Türbülanslı akışın varlığı (Şekil 8) ve bu yüzden elde edilen sapmaların (Şekil 7) geçiş bölgesi gereği meydana geldiği doğrulanmaktadır. Şekil 8'de çalışma noktasının geçiş bölgesinde olduğu görülmektedir.

Transfer edilen ısının miktarı sıcaklık farkı ile doğrusal olarak değiştiği için, akışkanlar arası mevcut sıcaklık farklarının korunması esastır. Bunun için akışkanın kendi içinde karışması engellenmelidir. Ayrıştırma kanalları kullanılarak bu sağlanmıştır.

Elde edilen deney sonuçlarının ışığında plakalı ısı değişicilerinin kullanım amaçları ile ilgili olarak şunlar söylenebilir:

1. Basit, kolay üretilebilen, kayıpların çok fazla önemli olmadığı, hafif ve dolayısıyla maliyetin düşük olduğu durumlarda ayrıştırma kanalsız sistemler kullanılmalıdır.
2. Uygulama hacminin sınırlı olduğu, sıcaklık farklarının önemli olduğu, daha büyük miktarda ısı transferi sağlayan sistemler için ayrıştırma kanallı olanlar seçilmelidir.

Ayrıştırma kanalı olarak kullanılmak zorunda kalınan malzeme miktarı yaklaşık olarak ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin 1,5 katı kadardır. Bu miktar sistemin toplam ağırlığı ve maliyeti açısından ilave bir yük getirmektedir. Bu durum karşısında akla gelen ilk soru: "Ayrıştırma kanalı olarak kullanılan malzeme, ısı geçiş yüzeyi olarak kullanılsa idi kazanç ne olurdu?". Bu etkiyi daha iyi görebilmek için, Malzeme kullanım verimliliği adı altında bir yeni tanım daha yapılmıştır. Bu ifade, ısı transfer edilen yüzey / kullanılan malzemenin toplam yüzeyi ( $A_{ısı tr. /$

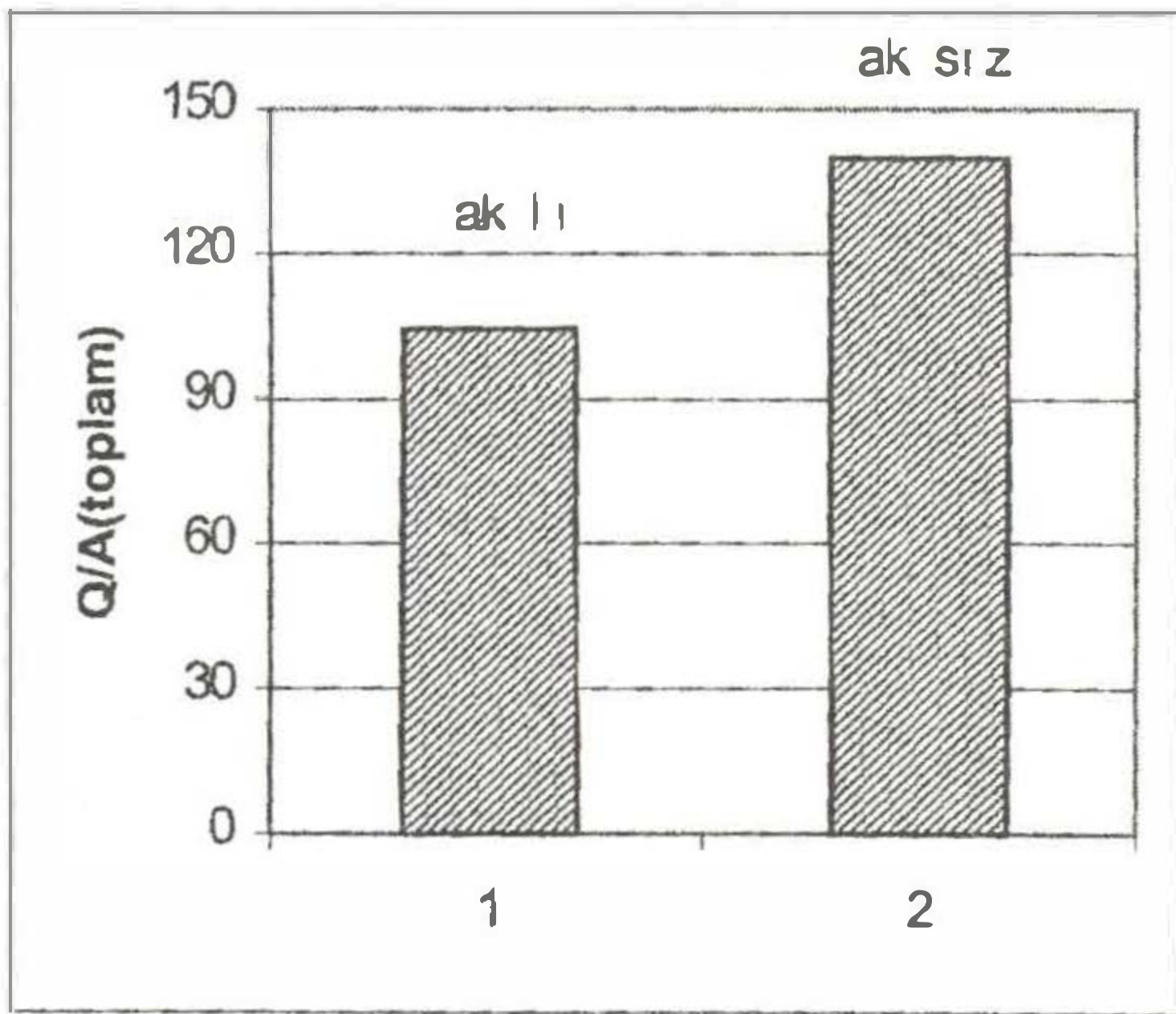
$A_{kul}$ ) şeklindedir. Bu tanıma göre malzeme kullanım verimliliği 0,4 olarak hesaplanmıştır. Buna göre kullanılan malzemenin tamamı ısı transferinde görev alsaydı yaklaşık üç katı daha fazla ısı transfer edilebilirdi. Ancak ayrıştırma kanalı olarak kullanıldığından sadece  $(1,122-1=0,122)$  % 12,2 oranında bir artış sağlanabilmiştir. Isı değişicisi için genel anlamda bir yüzey kullanım verimliliği tanımlanacak olursa bu: Elde edilen ısı transferinin ısı

transferi için kullanılan yüzeye oranı  $\frac{Q}{A}$  olarak,

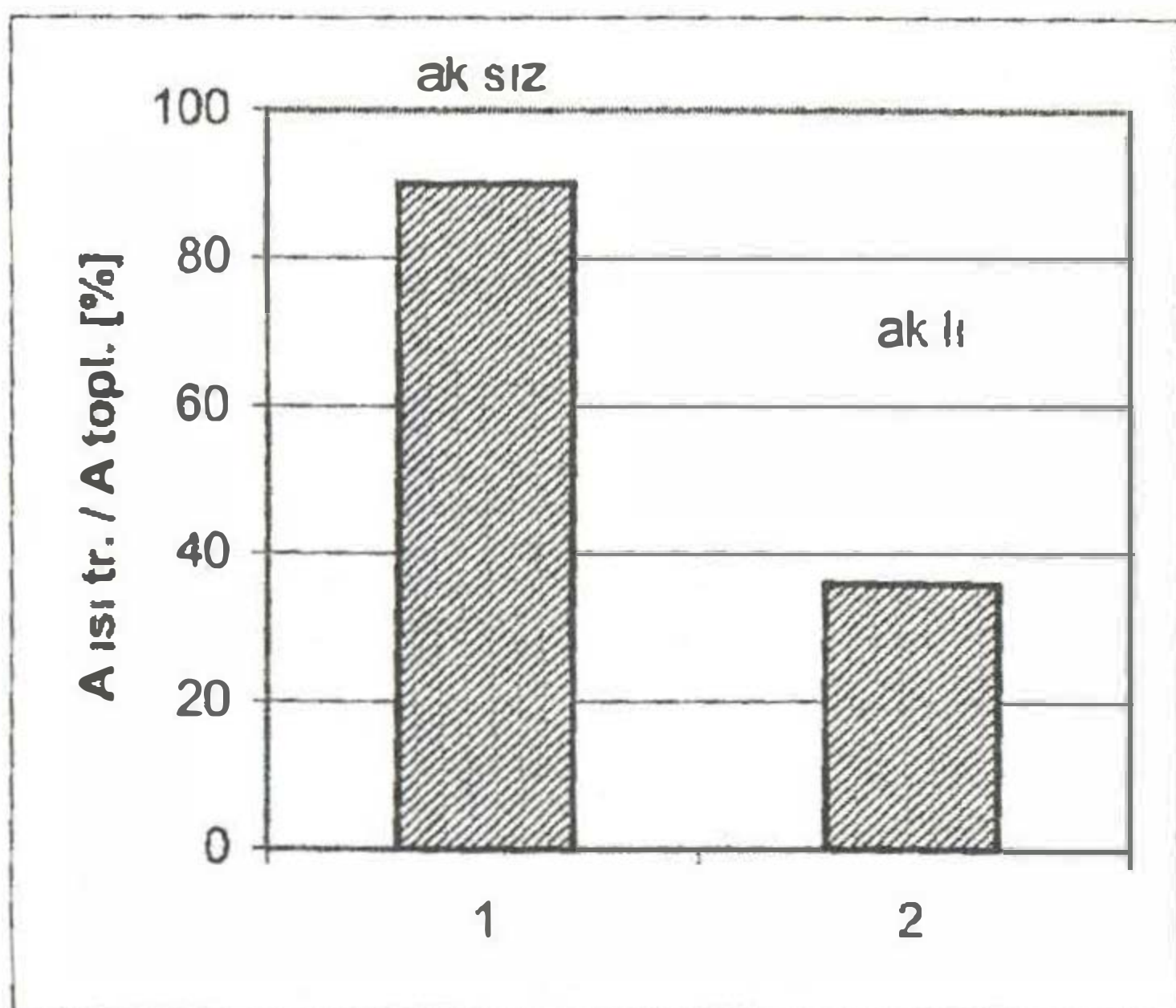
ayrıştırma kanallı ve ayrıştırma kanalsız durum için ayrı ayrı hesaplanabilir. Bu durumda

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_{ak.sız} > \left(\frac{Q}{A}\right)_{ak.lı} \text{ olduğu görülmektedir.}$$

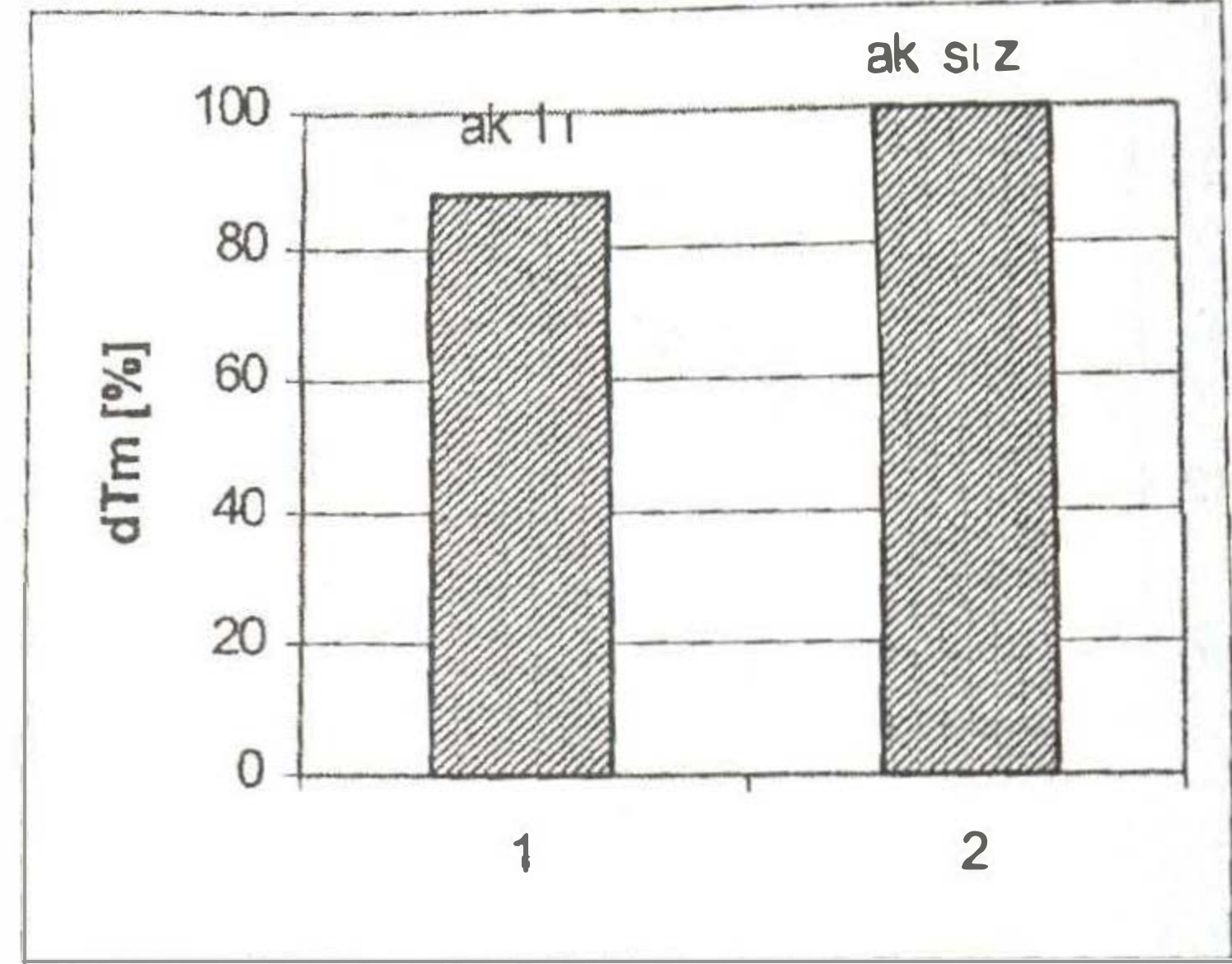
Araştırmaya konu olan malzeme kullanım şekli; ayrıştırma kanalı veya ısı transfer yüzeyi seçeneği için, ekonomik açıdan bir karşılaştırma, üretim maliyetleri göz önünde bulundurularak daha sonraki bir çalışmada ele alınacaktır.



Şekil 9. Yüzey kullanım verimliliği



Şekil 10. Isı transfer yüzeyinin toplam alana oranı



Şekil 11. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

## KAYNAKLAR

- [1] Mills, A. F., "Heat Transfer", University Of California at Los Angeles, Los Angeles, California 90024-5197, Prentice-Hall, 1999.
- [2] Keys, W. M., and London, "A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed.", Krieger, Melbourne, Fla., 1998.
- [3] Spiga, M., Spiga, G., Transient temperature field in cross flow heat exchanger with finite wall capacitance, Journal of Heat Transfer, Vol. 110, No.49.
- [4] Michailov, M. D., Ozışık, M. N., "Finite element analysis of heat exchanger", Proceeding of NATO Advanced Study Institute, Vol.1, İstanbul, 1980.
- [5] Bejan, A., Tsatsoranis, G., Moran, M., "Thermal design and Optimiztion", John WileySons, NewYork, 1996.
- [6] Alfa Laval, Plakalı Isı değişiricileri kataloğu.
- [7] Genceli, O. F., Isı Değişiricileri, Birsen Yayınevi.
- [8] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Kitapevi, Dördüncü Basımdan Çeviri, s. 641, 2001.
- [9] Stephan, K Chem.-Ing.-Techn. 34, S.207/12, 1962.
- [10] VDI-Warmeatlas, 7. baskı, Gd3-Gb5, 1994.

## AYRIŞTIRMA KANAL VERİMLİLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Hüseyin Pehlivan, Mustafa Özdemir

**Özet** - Bu çalışmanın amacı tek geçişli çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricilerinde transfer edilen ısı akısının optimizasyonudur. Bu tür ısı değiştiricilerinde malzeme kullanım şekli ile birim malzeme yüzey alanından elde edilen ısı akıları arasındaki ilişki incelenmiştir. Sistemin ayrıştırma kanallı (ak.lı) ve ayrıştırma kanalsız (ak.sız) sonuçları arasındaki ilişki, ayrıştırma kanalı malzemesinin, ısı transferi için kullanılmasının daha verimli olacağını gösterdi. Sonuçlar grafik olarak sunulmuş ve plakalı ısı değiştiricilerinde malzeme kullanım verimliliği tanımlanarak bir optimizasyon kriteri oluşturulmuştur.

**Anahtar kelimeler** - Isı değiştiricisi, ayrıştırma kanalı

**Abstract** - The aim of this study is the optimisation of transferred heat flux in a plate heat exchanger. The relationship between material usage type and heat flux per material surface area was investigated. This was carried out for the system with fin and without fin. The results for the system with and without fin show that, the fin material used for heat transfer is more effective. The results were showed on graphics and the optimisation criterion is constituted by the definition of material productivity efficiency in plate heat exchangers.

**Key Words** - Heat exchanger, fin

### I. AMAÇ VE KAPSAM

Farklı sıcaklıkta ve bir birinden bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi sağlayan ısı değiştiricileri çok farklı şekillerde üretilmekte ve çalıştırılmaktadır. Bir ısı değiştiricisinden beklenen, mümkün olan en fazla ısıyı transfer edebilmesi ve bunun için en kolay yöntemle en az malzeme kullanılarak imal edilebilmesidir. Kullanım alanları olarak, güç üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, iklimlendirme, soğutma ve uzay uygulamaları alanları sıralanabilir.

Mills[1], ısı değiştiricisindeki akışkanların sıcaklık dağılımları ve ısı geçiş miktarlarının hesaplanması ısı değiştiricisinin kapasitesi ve verimi hakkında fikir vermektedir. Isı değiştiricisi konusunda temel kaynaklardan Kays and London[2], günümüze kadar çok geniş şekilde ısı değiştiricilerinin tüm özelliklerini ve dizayn problemleri üzerinde çok sayıda çalışmaları yer almaktadır. Spiga ve Spiga[3], belirli duvar kapasitesi olan çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin geçiş sıcaklık alanlarını incelemiştir. Michailov ve Özışık[4], çapraz akışlı ısı değiştiricileri ile karmaşık montajlı ısı değiştiricilerine uygulanan sonlu eleman analizini anlatmışlardır. Bejan[5], ısı değiştiricisi dizaynında, yalnızca ısı geçiş miktarının hesaplanması değil; aynı zamanda ısı değiştirici basınç kayıplarını göz önünde tutan dizayn metotları geliştirmiştir.

Genel olarak küçük sıcaklık farkları ve büyük ısı miktarları söz konusu olduğunda büyük ısı transfer yüzeylerine gereksinim duyulmaktadır. Newton soğuma yasası gereği, yüzey alanı küçük tutulmak istendiğinde aynı oranda ısı transfer katsayısının artırılması veya sıcaklık farkı potansiyelinin verimli kullanılması zorunluluğu doğmaktadır. Çeşitli ısı değiştiricisi tasarımlarında bu iki büyüklüğü yüksek değerlerde elde edebilmek için önlemler alınmaktadır. Ancak bu önlemlerin büyük bir bölümü ek malzeme kullanımını da beraberinde getirmektedir. Bu tasarımlardan en sık kullanılanlardan biri de plakalı ısı değiştiricilerinde ayrıştırma kanalı olarak tanımlanan profillendirilmiş levhalardır. Ayrıştırma kanallarının görevi akışkanın çapraz karışımını engelleyerek sıcaklık farkı potansiyelini en yüksek düzeyde tutma çabasıdır. Buna karşılık aynı malzemenin ısı transfer eden yüzey olarak kullanılması, ciddi bir alternatif olarak ortaya çıkmaktadır. Bu biri birine zıt iki unsurun optimal bir çözüm noktası olması gerekmektedir. Bu ilişkiler manzumesini ortaya koymakla ekonomik açıdan verimli çözümlerin üretilebileceği açıktır.

Mesafe tutucu olarak da kullanılan ayrıştırma kanalları şekillendirilmiş saçlar yardımı ile yapıldığından, belirli bir yüzeyde birbirlerine paralel olan levhalara temas etmektedirler. Bu temas yüzeyinden dolayı ısı iletim dirençleri artmaktadır. Bu yüzeylerin hangi şekillerde

nasıl sonuçlar verdiğini anlamak için çeşitli ayrıştırma kanalları geometrileri uygulanabilmesi mümkündür. Bu çalışmada 20 °C sıcaklık farkında hava dan havaya ısı transfer eden biri ayrıştırma kanallı, diğeri ayrıştırma kanalsız eş boyutlarda iki plakalı ısı değişicisi deneysel olarak incelenmiş ve transfer edilen ısı miktarı baz alınarak malzeme kullanım verimliliği incelenmiştir. Çalışmanın amacı: Isı değişicisi tasarımında malzeme kullanımını en aza indire bilmek için bir hesap yönteminin geliştirilmesi ve mukayese edilebilir bir büyüklüğün tanımlanmasıdır[6].

## II. ISI DEğİşTİRİCİSİ TASARIMI İÇİN FİZİKSEL ESASLAR

Bir ortamdan diğeri bir ortama ısı geçişi şu şekilde ifade edilebilir[7]:

$$Q = U A \Delta T_m \quad (1)$$

- = Isı değiştiricide geçen ısı
- = Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı
- = Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı

Bu denklemde  $U$  ( $W/m^2K$ ) ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısını,  $A$  ( $m^2$ ) iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi,  $\Delta T_m$  ( $^{\circ}C$ ) bütün ısı değiştiricisinde etkili olan ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir.

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplamaları için, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyor veya kolayca hesaplanabiliyorsa  $\Delta T_m$  doğrudan, aksi durumlarda ise  $(\mathcal{G} - P)$  veya  $(\mathcal{E} - N)$  adları verilen yöntemlerle hesaplanırlar. Yapılan çalışmada  $(\mathcal{G} - P)$  yöntemi kullanıldı. Bu yöntemde ısı transferi[2]

$$Q = U A \mathcal{G} (T_{1g} - T_{2g}) \quad (2)$$

olarak ifade edilir ve  $(\mathcal{G})$  boyutsuz sıcaklık olarak şu şekilde tanımlanır:

$$\mathcal{G} = \frac{\Delta T_m}{T_{1g} - T_{2g}} \quad (3)$$

Isı değiştiricileri akış düzenlemesine göre sınıflandırıldığında ters, çapraz ve paralel şeklinde gruplandırılırlar.

Paralel akış sıcaklığın belli bir değerin üstüne çıkmasının istenmediği durumlarda veya çok büyük sıcaklık gradyenlerinin istendiği durumlarda uygulanırlar. Genel olarak sıcaklık farkı potansiyelini verimli kullanamazlar. Ters akımlı ısı değişicileri kompakt bir şekilde üretilebilmelerine ve sıcaklık

farkını en iyi şekilde kullanabilmelerine karşın, pratikte inmal güçlükleri, ısı transfer yüzeyindeki ısı gerilmeler ve korozyon tehlikesi nedenleriyle tercih edilmeyebilirler. Ters akımlı ısı değişicileri giriş ve çıkış sıcaklık farkının en yüksek olduğu ısı değiştiricileridir. Çapraz akışlı sistemlerde ise ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştiricisi etkinliği, paralel akımlılardan iyi, ters akımlılardan kötüdür. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin çoğu çapraz akımlı olarak yapılır.

Tasarlanan bir geçişli çapraz akım için ve bütün çok geçişli haller için ısı değiştiricisi ters akımlı gibi düşünölüp ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplanıp bir düzeltme faktörü ( $F$ ) ile çarpılarak etkin ortalama sıcaklık farkı bulunur[8].

$$\Delta T_{m, \text{çapraz}} = F \cdot \Delta T_{m, \text{ters}} \quad (4)$$

bu faktörden sonra bağıntısı (1)

$$Q = U A \mathcal{G} F (T_{1g} - T_{2g}) \quad (5)$$

şeklini alır.

Toplam ısı geçiş katsayısı  $U$  nun hesaplanması Nusselt benzerlik ifadesi yardımı sayesinde iç ve dış ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi ile sağlandığı için, Nusselt sayısını ( $Nu$ ) veren ve Reynolds sayısı ( $Re$ ) ile Prandtl sayısına ( $Pr$ ) bağlı olan ampirik bağıntılardan yararlanılır.

Levhali ısı değiştiricilerinde laminer akış için  $Nu$  fonksiyonu literatürde verilmiş olmasına karşın, türbülanslı akış ve geçiş bölgesi için  $Nu$  sayısını veren güvenilir bir bağıntıya rastlanamadı. Bu nedenle iç içe geçmiş iki boru arasında türbülanslı akışta geçerli olan bir ifade[9]

$$Nu / Nu_{boru} = \frac{0,86(d_i / d_a)^{0,84} + [1 - 0,14(d_i / d_a)^{0,6}]}{1 + (d_i + d_a)} \quad (6)$$

kullanılmıştır, burada  $d_i = d_a$  alınarak iç ve dış çap eşit kabul edilmiştir. Bağıntısı (6) için gerekli olan  $Nu_{boru}$  ifadesi şu şekilde verilmiştir[10].

$$Nu_{boru} = 0,0214(Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot [1 + (d_i / l)^{2/3}] \quad (7)$$

Bu bağıntının geçerli olduğu aralık

$$2300 > Re > 10^6$$

$$d_i / l < 1$$

$$0,5 < Pr < 1,5$$

dır.



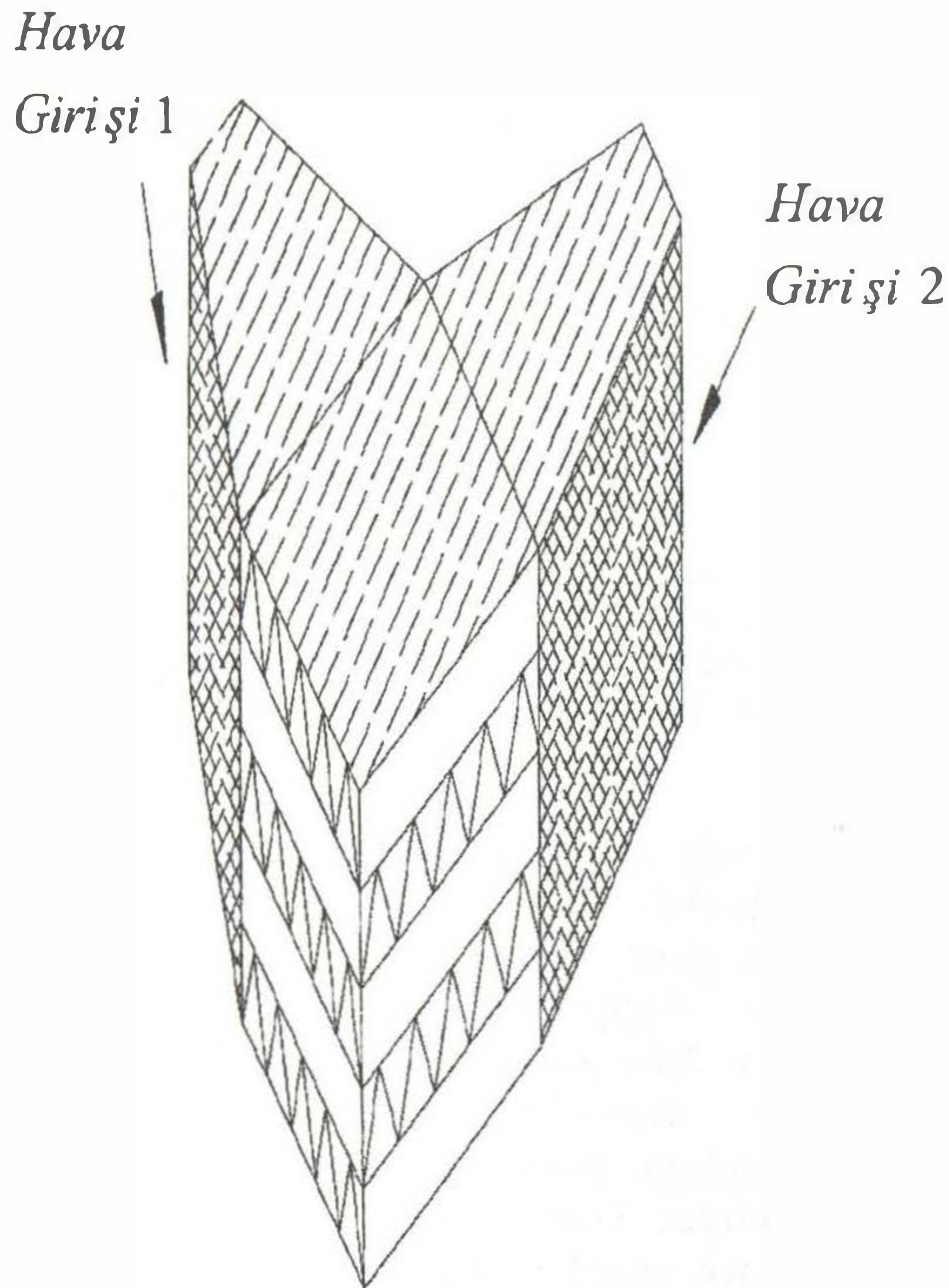
Bağıntı (6) ve (7) deki değerler kullanılan sistem için şu şekilde uyarlanmıştır. İç çapı ( $d_i$ ), dış çapı ( $d_a$ ) ve borunun uzunluğu ( $l$ ) nun sonsuza ( $\infty$ ) gittiği varsayılarak bir yaklaşımda bulunulmuştur. Bu kabullerden sonra Nu sayısı,

$$Nu = 0,018404(Re^{0.8} - 100).Pr^{0.4} . [1 + (1)^{2/3}] \quad (8)$$

şeklini alır. Böylelikle sınır şartları ( $d_i/l$ ) içinde bir yaklaşımda bulunulmuştur.

### III. DENEY DÜZENEGİ ve DENEYSEL ÇALIŞMA

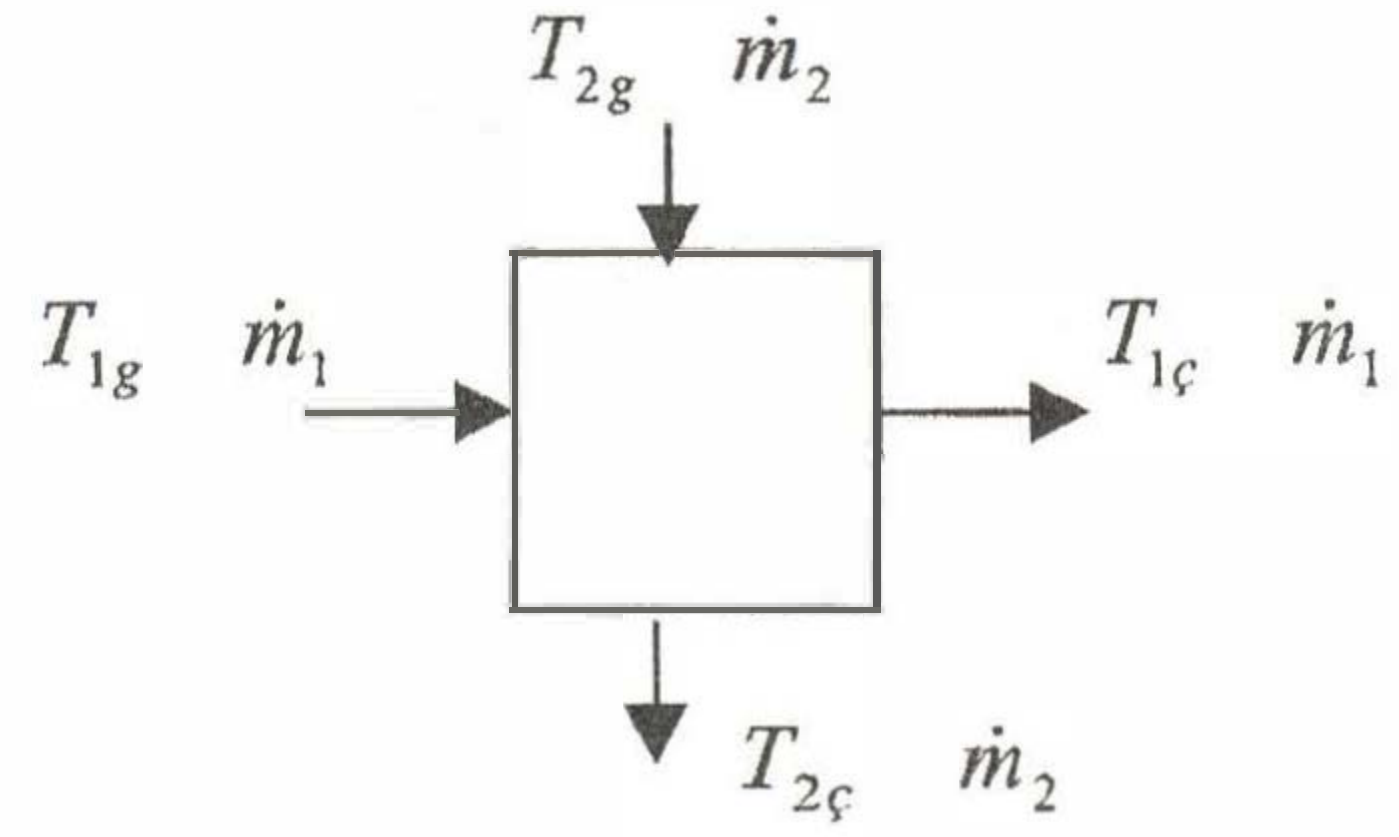
Deney düzeneğinde sıcak ve soğuk hava kaynağı olarak her biri farklı hava debisi ve ısı güçlerinde olmak üzere, üç ayrı kademede çalıştırılabilen elektrikli hava ısıtıcıları kullanıldı. Isı değiştiricisi malzemesi olarak Çinko kullanıldı, malzeme seçiminin nedeni, lehime ve plastik şekil vermeye elverişli olan yumuşak bir malzeme olmasıdır. Malzeme kalınlığı 0,5 mm dir. Sistemden çevreye olabilecek kayıpları engellemek için ısı değiştiricisinin tamamını 3 mm kalınlığında köpüklü polietilen ile kaplandı. Aşağıdaki Şekil 1'de deney düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin çalışma prensibi

Bu düzenek birbirine paralel 6 tane plakadan oluşmaktadır. En üstteki ve alttaki izolasyonlu olduğu için ısı transferinin gerçekleştiği 4 tane plaka bulunmaktadır ve bunlarda yukarıdan aşağıya A, B, C ve D harfleriyle sembolize edilmiştir.

Sıcaklık ölçümü için Testo 905-T1 sıcaklık ölçme aleti kullanıldı. Bu sensörde K tipi termoeleman kullanılmaktadır. Aynı kanallarda ölçüm aleti 1 er cm kaydırılarak akışkanların çıkış sıcaklıkları ölçüldü. Yapılan bu işlem üç kere tekrarlandı ve bunların ortalaması alındı. Farklı 20 noktada sıcaklık dağılımı ölçüldü, sistemden çıkış sıcaklığı olarak da bu ortalama değerlerin aritmetik ortalaması alınarak tek bir sıcaklığa indirilerek akışkanların sistemden çıkış sıcaklıkları elde edildi ( $T_{1ç.ort.}$ ,  $T_{2ç.ort.}$ ).



Şekil 2. Sürekli rejimde sistemin şematik gösterimi

Yapılan deneysel çalışmada A, B, C ve D plakalarında transfer edilen ısılar, her bir kademe için çıkartılan ısı bilançoları ile elde edilir. Elde edilen sonuçlarda A ile D ve B ile C plakalarının bir birine özdeş oldukları sonucuna varılmıştır. Çevreye olan ısı kaybından en az etkilenen plakanın C plakası olduğu sonucuna deneysel sonuçlarla varıldı. C plakasının deneysel verilerinin kullanılmasının nedeni çok sayıda plakanın kullanıldığı gerçek ısı değiştiricilerine en yakın sonuçların alınabilmesidir. Farklı güç kademelerinde yapılan deneysel çalışmalarda, sistemin tamamı için yapılan ısı bilançoları incelendiğinde elde edilen verilerin her kademe için uygun olmadığı görüldü. Sadece C plakası ve sınırlı sayıdaki kademelerden dolayı yapılan deneylerin sınırlı bir miktarı kullanılabildi.

### IV. MODEL KABULLERİ VE DENEY SONUÇLARI

Teorik hesaplamalar iki plaka arasındaki mesafenin ( $s$ ) 6, 8, ve 10 mm olduğu durumlar için yapıldı ve iki farklı durum için bulunan değerler grafik olarak yansıtıldı. Sonuçların incelenmesi neticesinde  $s = 8$  mm değeri için deney düzeneğinin oluşturulması kararlaştırıldı. Deneysel çalışmada sıcak akışkanın 3, soğuk akışkanın ise 2 kanaldan sisteme girmesinin uygun olacağı kabul edildi çünkü, sıcak akışkanın genişlemesinden dolayı soğuk akışkana göre daha geniş kesitten sisteme girmesi sayesinde bir birine yakın hızlar elde edilebilmesidir. Yapılan deneylerde I 1 – II 1 kademelerinde aşağıdaki şekil 3 deki gibi akışkanlar

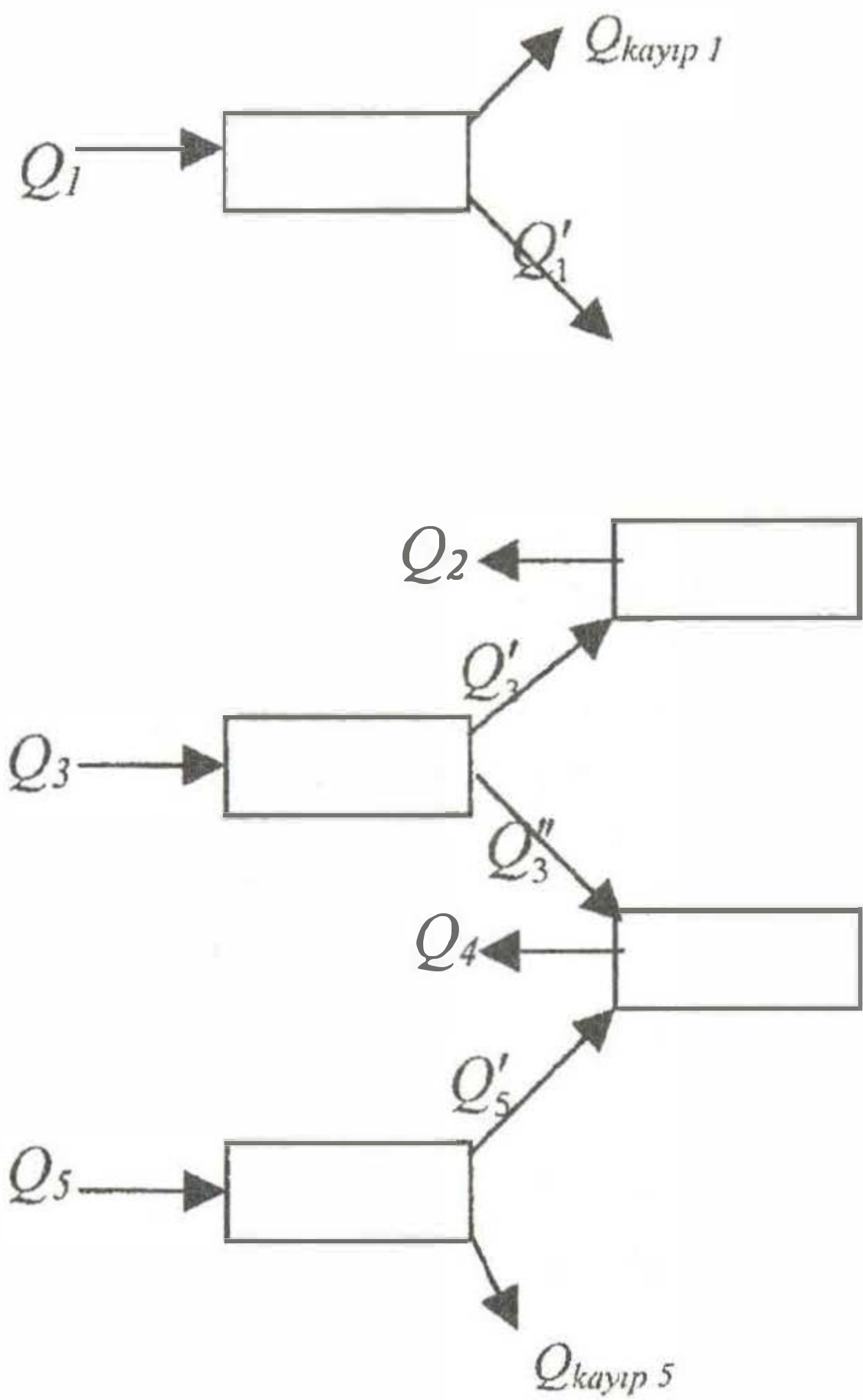
sisteme alınmış, II 2 – I 1 kademesinde ise bunun tersi yapılmıştır. Şekil 3 deki  $Q$  değerleri

$$Q = \dot{m}.c_p.\Delta T \quad (9)$$

bağıntısıyla hesaplandı. Bağıntı (9) daki  $\Delta T$  değeri ölçüldü.  $Q_{kayıp}$  değeri alt ve üst plakada aynı olduğu kabul edildi ve ısı bilançolarından ortak çözüm yöntemiyle hesaplandı. Belirli bir kademedeki toplam enerji dengesi şu şekilde olur.

$$Q_1 + Q_3 + Q_5 = Q_2 + Q_4 + \sum Q_{kayıp}$$

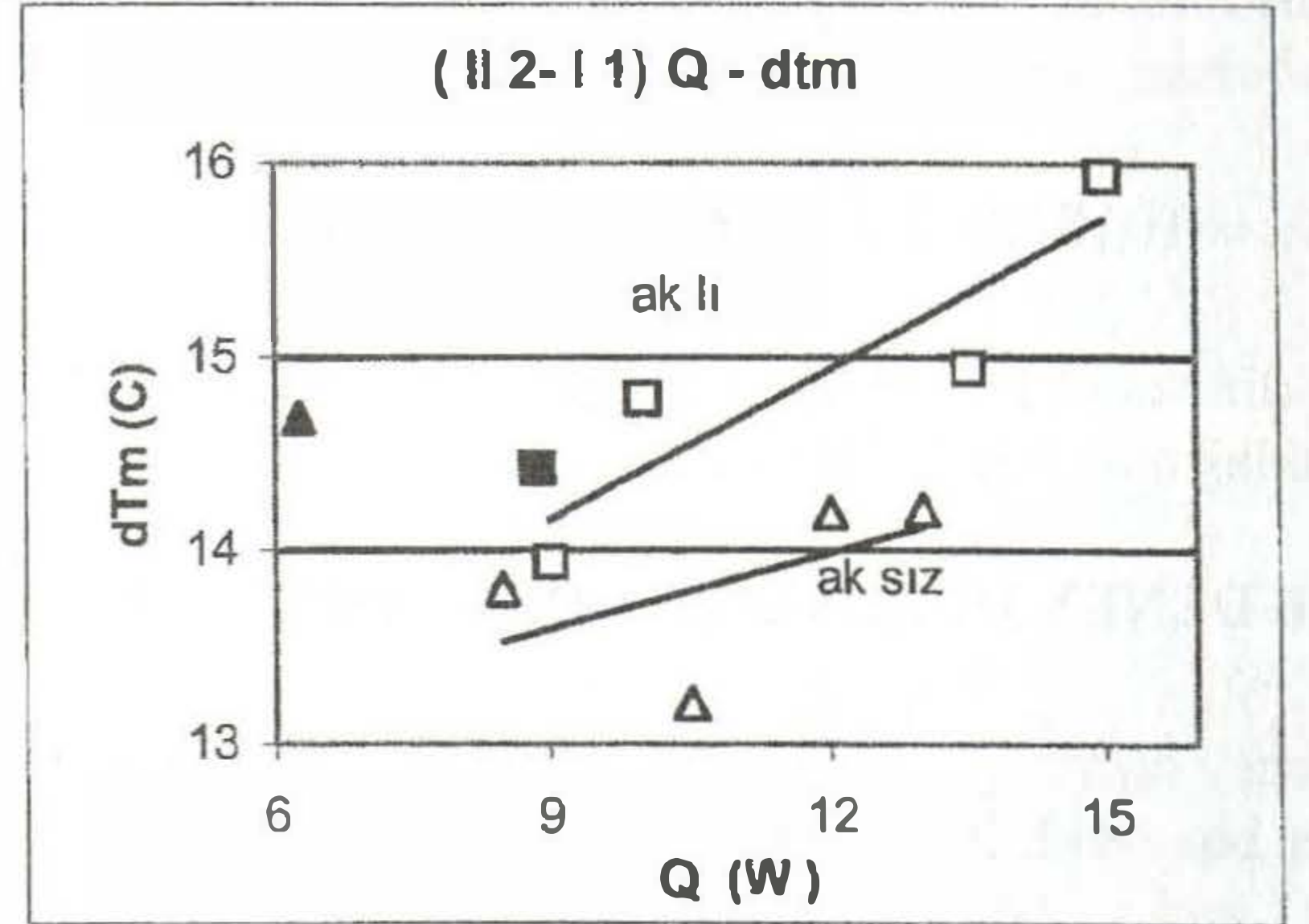
$Q_1, Q_2, Q_3$  sıcak akışkanın  $Q_2$  ve  $Q_4$  ise soğuk akışkanın sisteme giriş çıkış entalpileri farklarını göstermektedir.  $Q'_1, Q'_3, Q''_3$  ve  $Q'_5$  değerleri sırasıyla A, B, C ve D plakalarında meydana gelen ısı transferi değerleridir. Bunlar yapılan ısı bilançoları neticesinde bulunur.



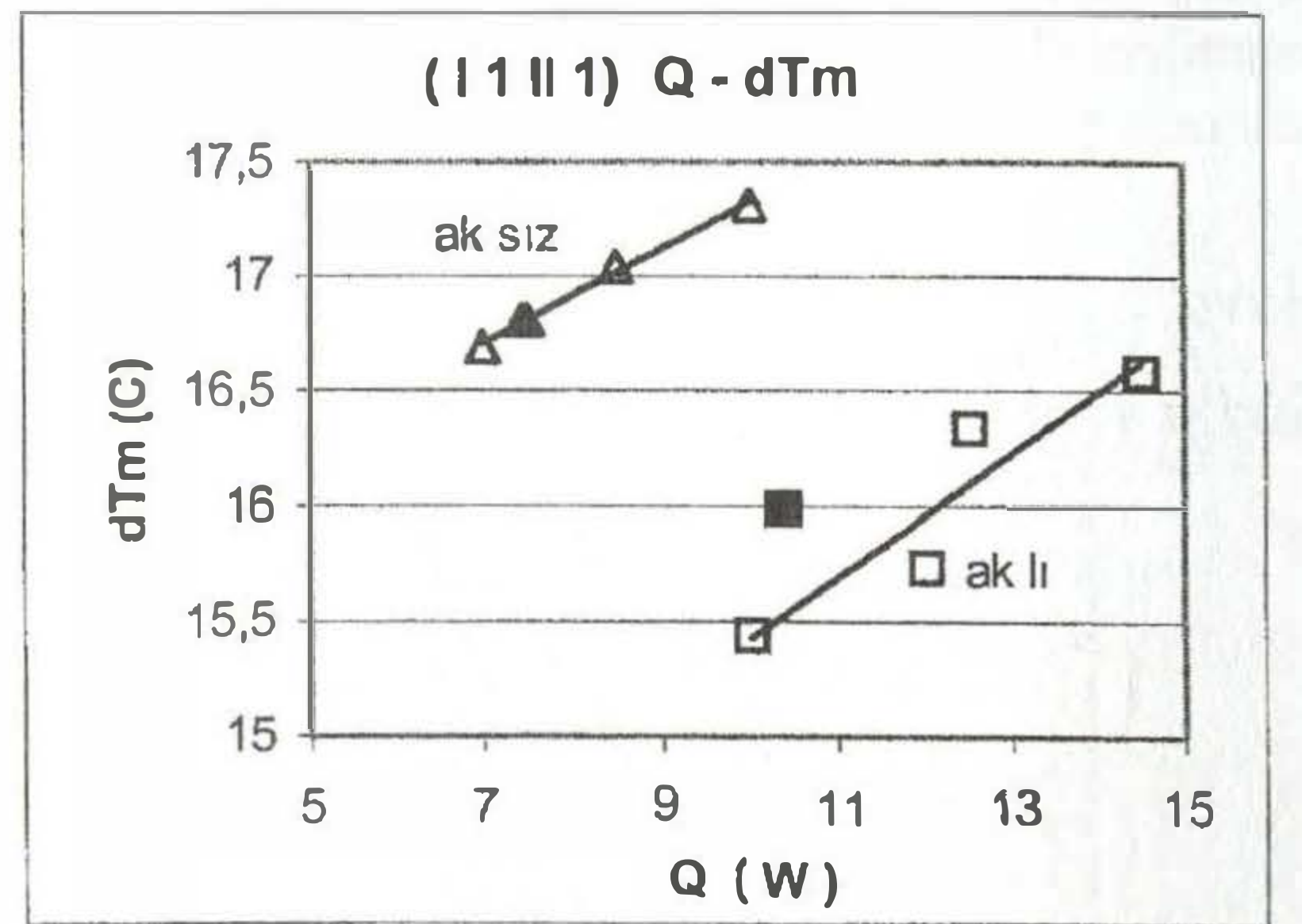
Şekil 3. Sıcak akışkanın 2, soğuk akışkanın 3 kanaldan sisteme girdiği durumdaki enerji dağılımı

Aşağıdaki grafikler Şekil 4, 5, 6 ve 7'de ayrıştırma kanallı ve kanalsız durum için farklı kademelerde elde edilen hesap değerleri ( içi dolu ) ile değişik zaman aralıklarının da yapılan deneysel ( içi boş ) sonuçların yer aldığı grafikler bulunmaktadır. Deneyler farklı zaman aralığında yapıldığı için ortam şartlarının değişmesiyle ısı kaynaklarının ve sistemin sıcaklığa olan duyarlılığından dolayı aynı güç kademesinde farklı sonuçlar elde edilmiştir. Bu grafikler; deneysel ve

hesap değerlerinin birbirine ne derece yakın olduğunu göstermektedir.

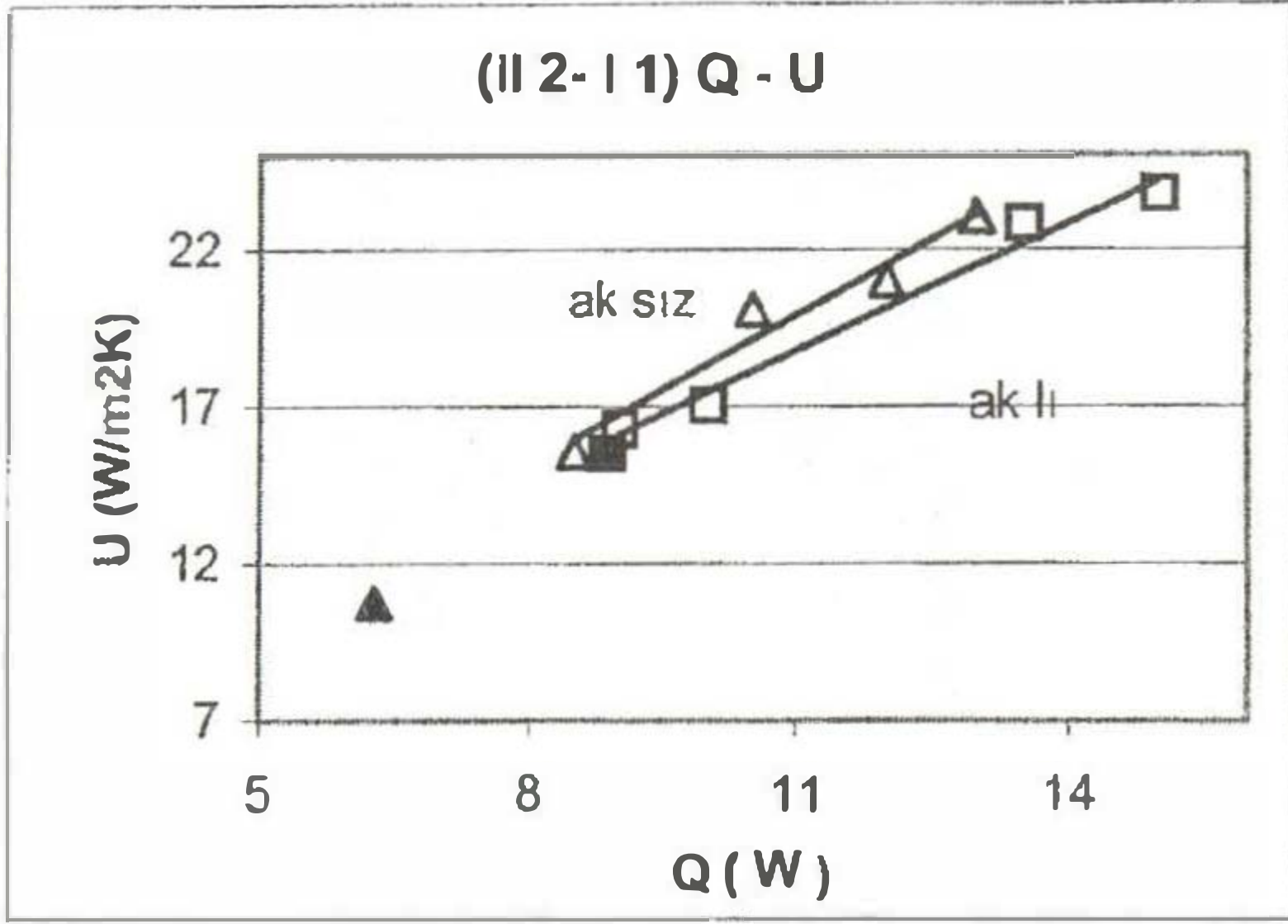


Şekil 4. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=76$  °C,  $T_{2g}=56$  °C , Ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=69$  °C,  $T_{2g}=51$ °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-dTm değerlerinin karşılaştırılması.

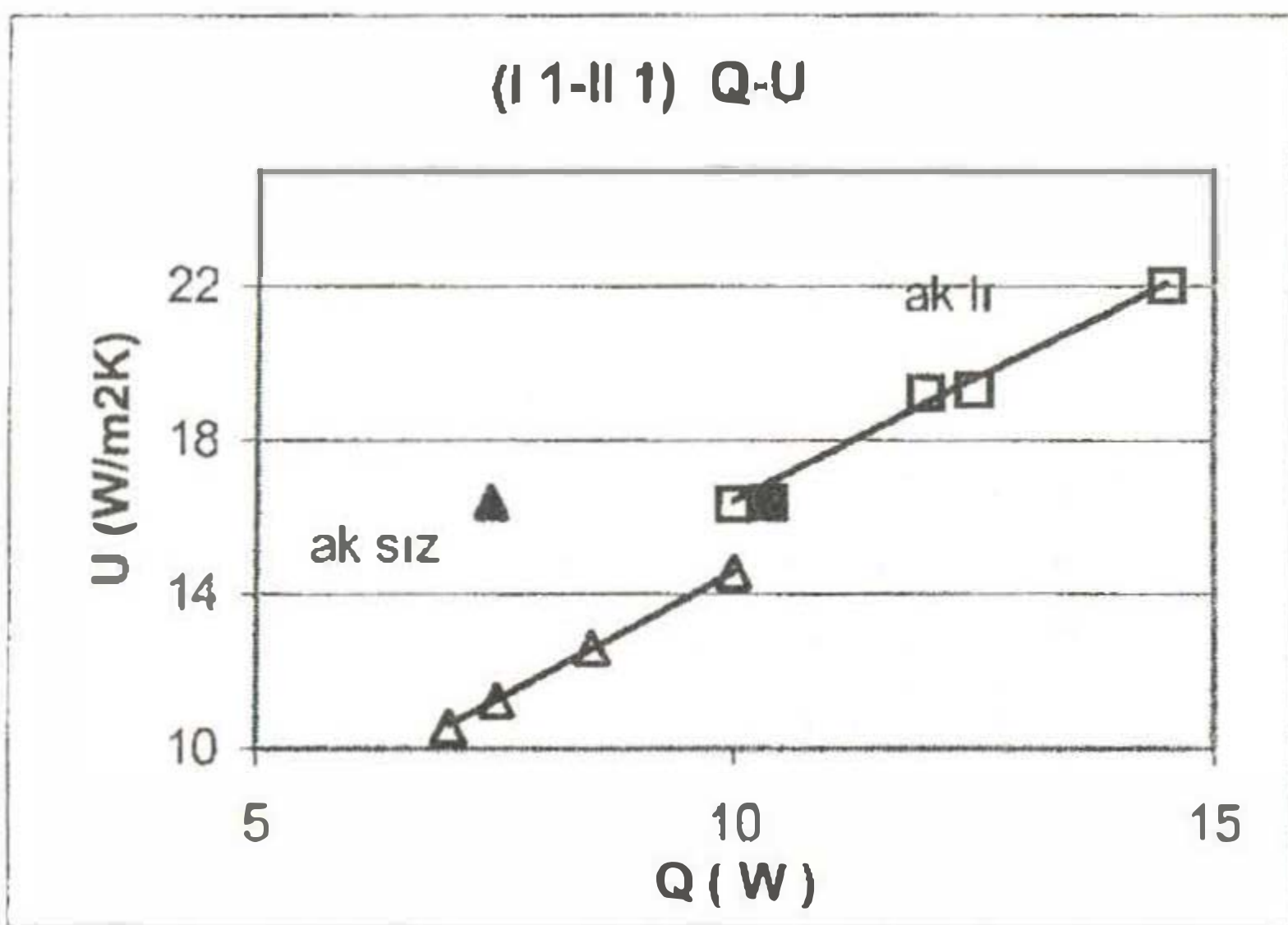


Şekil 5. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=56$  °C,  $T_{2g}=35$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=54$  °C,  $T_{2g}=34$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-dTm değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 4 ve 5'de ayrıştırma kanalları kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda farklı güç basamaklarındaki hesaplanan ve deneysel elde edilen Q-dTm değerleri görülmektedir. Ayrıştırma kanalı kullanılmadığında dTm değerinin daha yüksek çıkması doğaldır. Şekil 5 bu sonucu desteklemesine karşın şekil 4 desteklememektedir. Her bir kanala ait kütle debilerinin farklı çıkmasından dolayı Şekil 4 ve 5 deki grafikleri mukayese etmek mümkün değildir. Ancak elde edilen deney sonuçlarının bir kısmı ve teorik hesaplamalar sonucundaki veriler neticesinde ayrıştırma kanalsız durumda dTm değerinin daha yüksek çıktığı kanısı desteklenmektedir



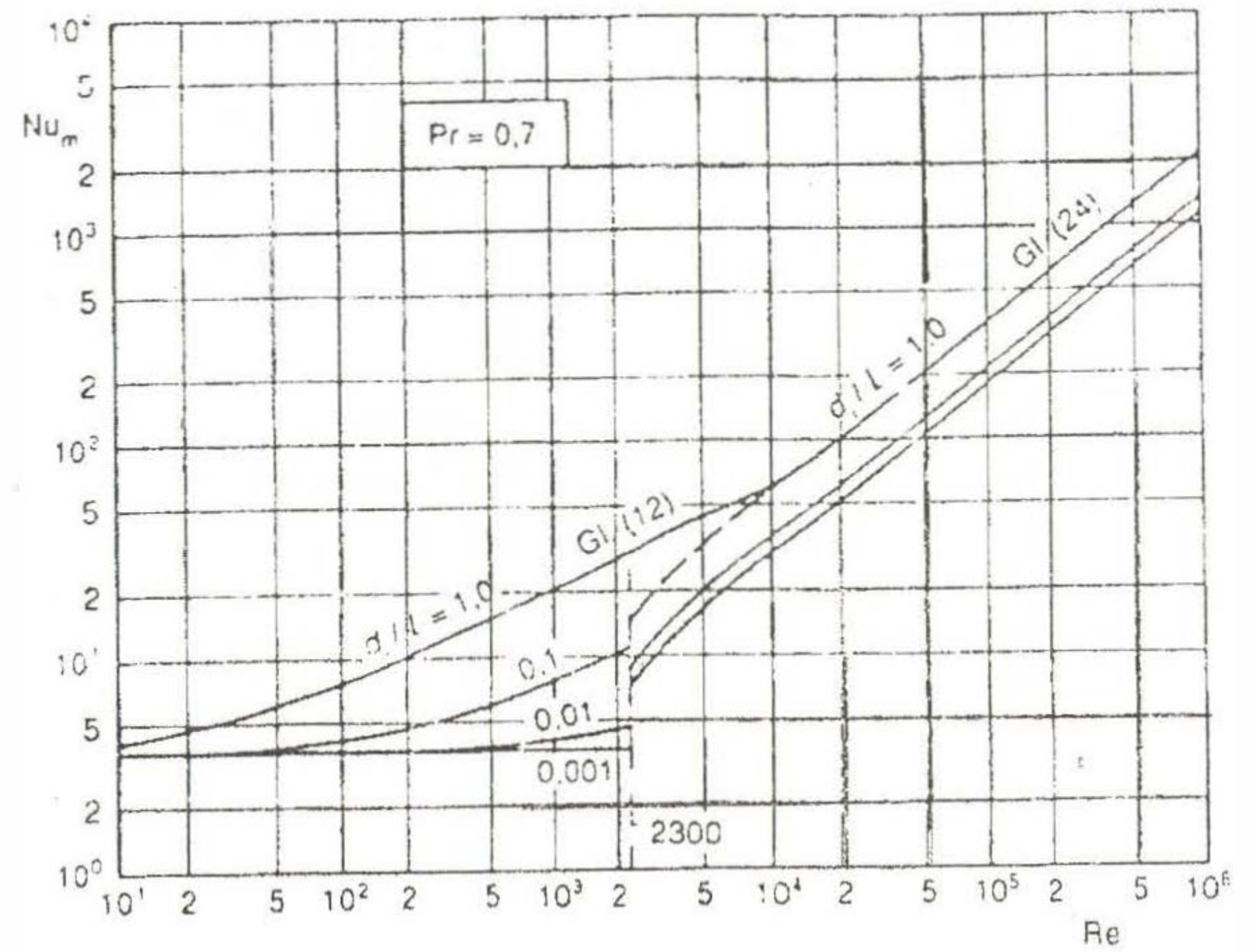
Şekil 6. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=76$  °C,  $T_{2g}=56$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=69$  °C,  $T_{2g}=51$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 7. Ayrıştırma kanallı durum için  $T_{1g}=56$  °C,  $T_{2g}=35$  °C, ayrıştırma kanalsız durum için ise  $T_{1g}=54$  °C,  $T_{2g}=34$  °C mertebelerinde yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile bu şartlardaki hesap değerlerinden elde edilen Q-U değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 6 ve 7'de ise Şekil 4 ve 5'deki şartlar altında elde edilen Q-U değerleri karşılaştırılmıştır. Diğer şekildeki etki burada da karşımıza çıkmış ve ayrıştırma kanalı kullanmamızdaki amaçlardan birisi olan yüksek U değerinin Şekil 6'da sonuca yansımaması şeklinde yorumlanmıştır. Ayrıştırma kanalları kullanarak sıcaklık potansiyelindeki dağılmanın azalması engellemiş ve bu sonuç karşımıza yüksek dTm değeri yerine U değerine yansıtarak çıkmıştır.

Yapılan çalışmadan elde edilen veriler çalışma yapılan bölgenin geçiş bölgesinde ( $Re=2800-3300$ ) olmasından dolayı çok kolay hesap edilemediği gerçeği bir kez daha teyit edilmiş oldu. Aşağıdaki şekil 8'de bu geçiş aralığı ve buna karşılık gelen Re sayıları yer almaktadır. Eşitlik (8) de elde edilen Nu sayıları, ayrıştırma kanallı ve kanalsız durumlar için, 12-18 değerleri arasındadır.



Şekil 8. Nusselt sayısının Prandtl sayısı = 0,7 için Reynolds sayısına göre değişimi[10]

## V. SONUÇLAR

Türbülanslı akışın varlığı (Şekil 8) ve bu yüzden elde edilen sapmaların (Şekil 7) geçiş bölgesi gereği meydana geldiği doğrulanmaktadır. Şekil 8'de çalışma noktasının geçiş bölgesinde olduğu görülmektedir.

Transfer edilen ısının miktarı sıcaklık farkı ile doğrusal olarak değiştiği için, akışkanlar arası mevcut sıcaklık farklarının korunması esastır. Bunun için akışkanın kendi içinde karışması engellenmelidir. Ayrıştırma kanalları kullanılarak bu sağlanmıştır.

Elde edilen deney sonuçlarının ışığında plakalı ısı değişicilerinin kullanım amaçları ile ilgili olarak şunlar söylenebilir:

1. Basit, kolay üretilebilen, kayıpların çok fazla önemli olmadığı, hafif ve dolayısıyla maliyetin düşük olduğu durumlarda ayrıştırma kanalsız sistemler kullanılmalıdır.
2. Uygulama hacminin sınırlı olduğu, sıcaklık farklarının önemli olduğu, daha büyük miktarda ısı transferi sağlayan sistemler için ayrıştırma kanallı olanlar seçilmelidir.

Ayrıştırma kanalı olarak kullanılmak zorunda kalınan malzeme miktarı yaklaşık olarak ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin 1,5 katı kadardır. Bu miktar sistemin toplam ağırlığı ve maliyeti açısından ilave bir yük getirmektedir. Bu durum karşısında akla gelen ilk soru: "Ayrıştırma kanalı olarak kullanılan malzeme, ısı geçiş yüzeyi olarak kullanılsa idi kazanç ne olurdu?". Bu etkiyi daha iyi görebilmek için, Malzeme kullanım verimliliği adı altında bir yeni tanım daha yapılmıştır. Bu ifade, ısı transfer edilen yüzey / kullanılan malzemenin toplam yüzeyi ( $A_{ısı tr. /$

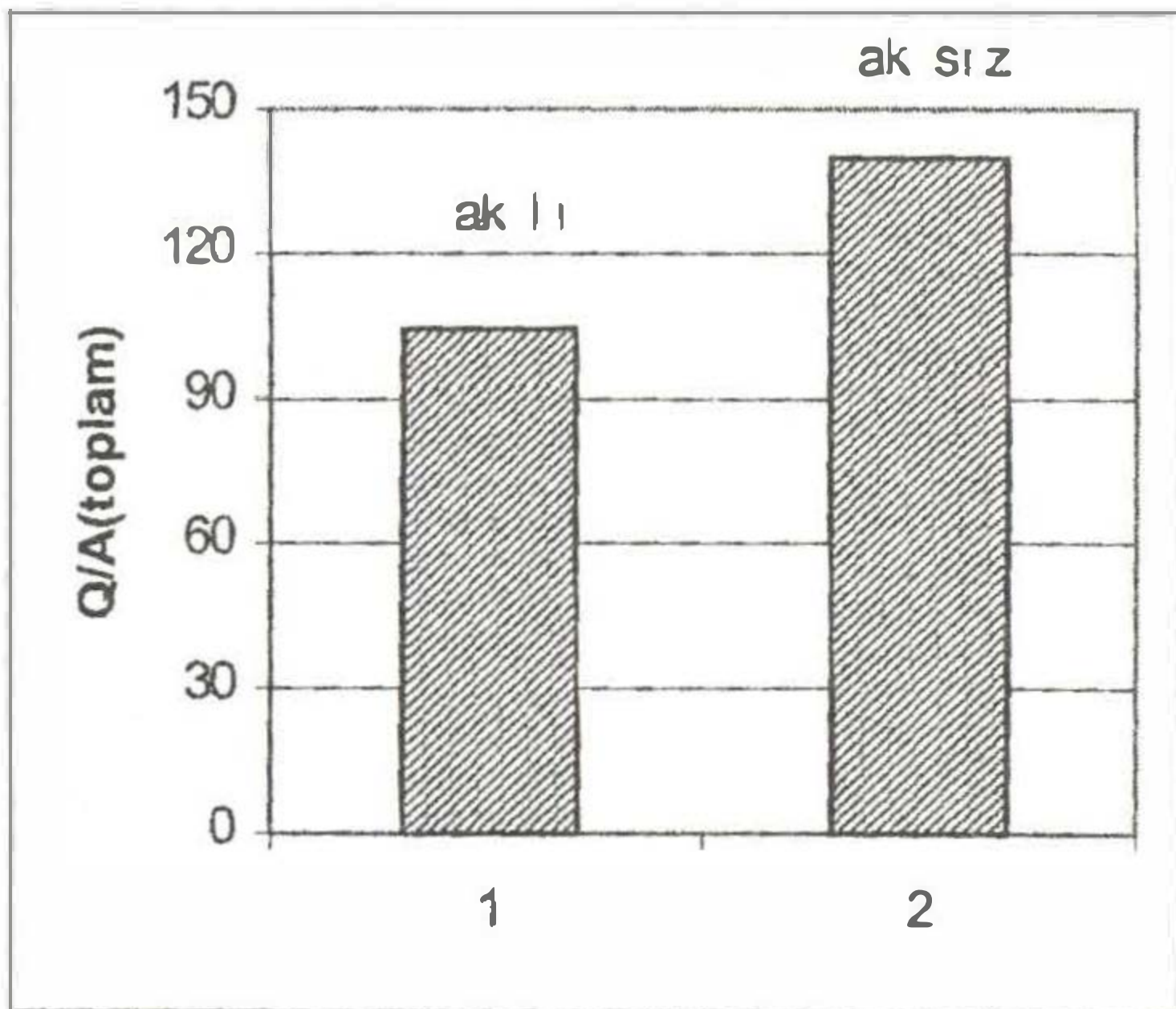
$A_{kul}$ ) şeklindedir. Bu tanıma göre malzeme kullanım verimliliği 0,4 olarak hesaplanmıştır. Buna göre kullanılan malzemenin tamamı ısı transferinde görev alsaydı yaklaşık üç katı daha fazla ısı transfer edilebilirdi. Ancak ayrıştırma kanalı olarak kullanıldığından sadece  $(1,122-1=0,122)$  % 12,2 oranında bir artış sağlanabilmiştir. Isı değişicisi için genel anlamda bir yüzey kullanım verimliliği tanımlanacak olursa bu: Elde edilen ısı transferinin ısı

transferi için kullanılan yüzeye oranı  $\frac{Q}{A}$  olarak,

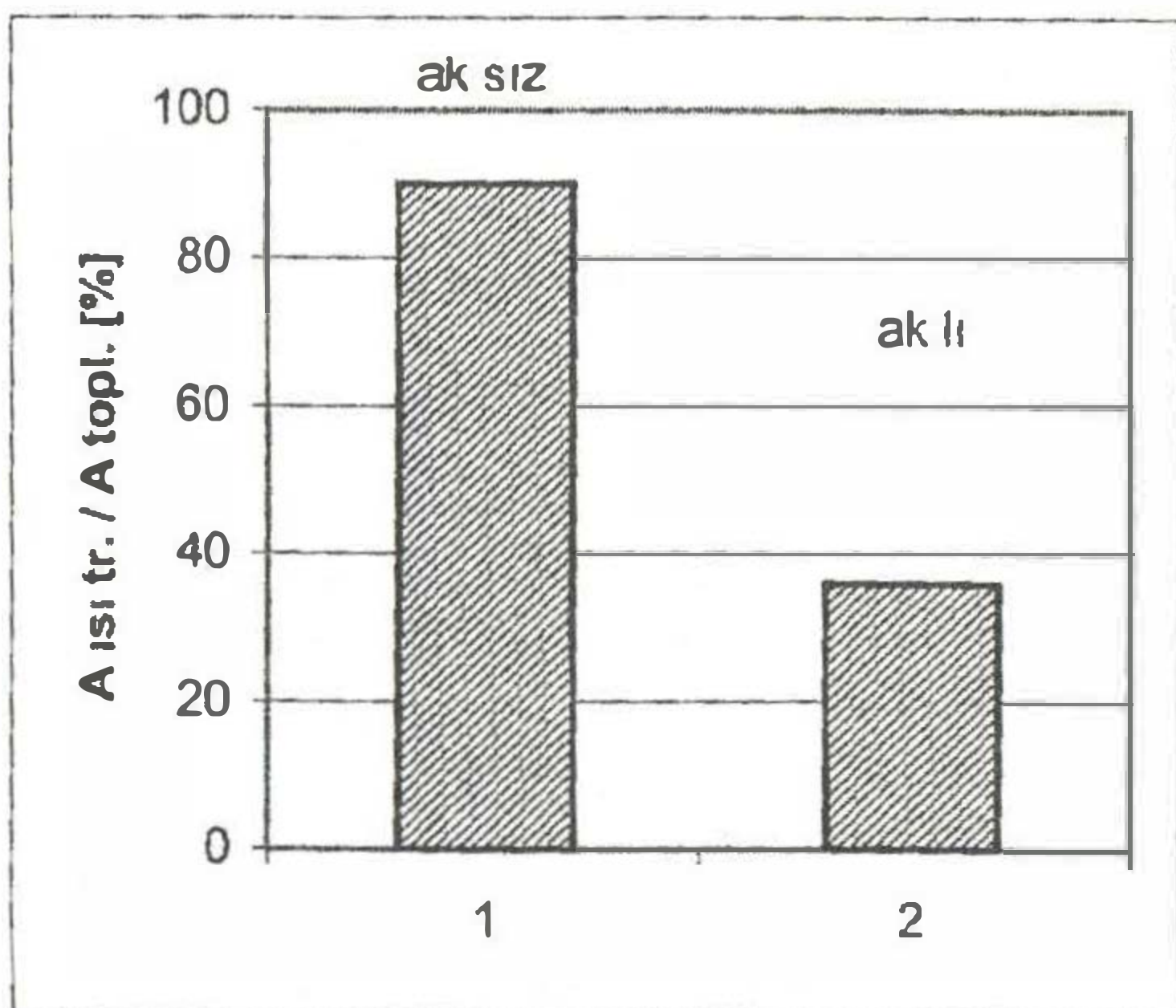
ayrıştırma kanallı ve ayrıştırma kanalsız durum için ayrı ayrı hesaplanabilir. Bu durumda

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_{ak.sız} > \left(\frac{Q}{A}\right)_{ak.lı} \text{ olduğu görülmektedir.}$$

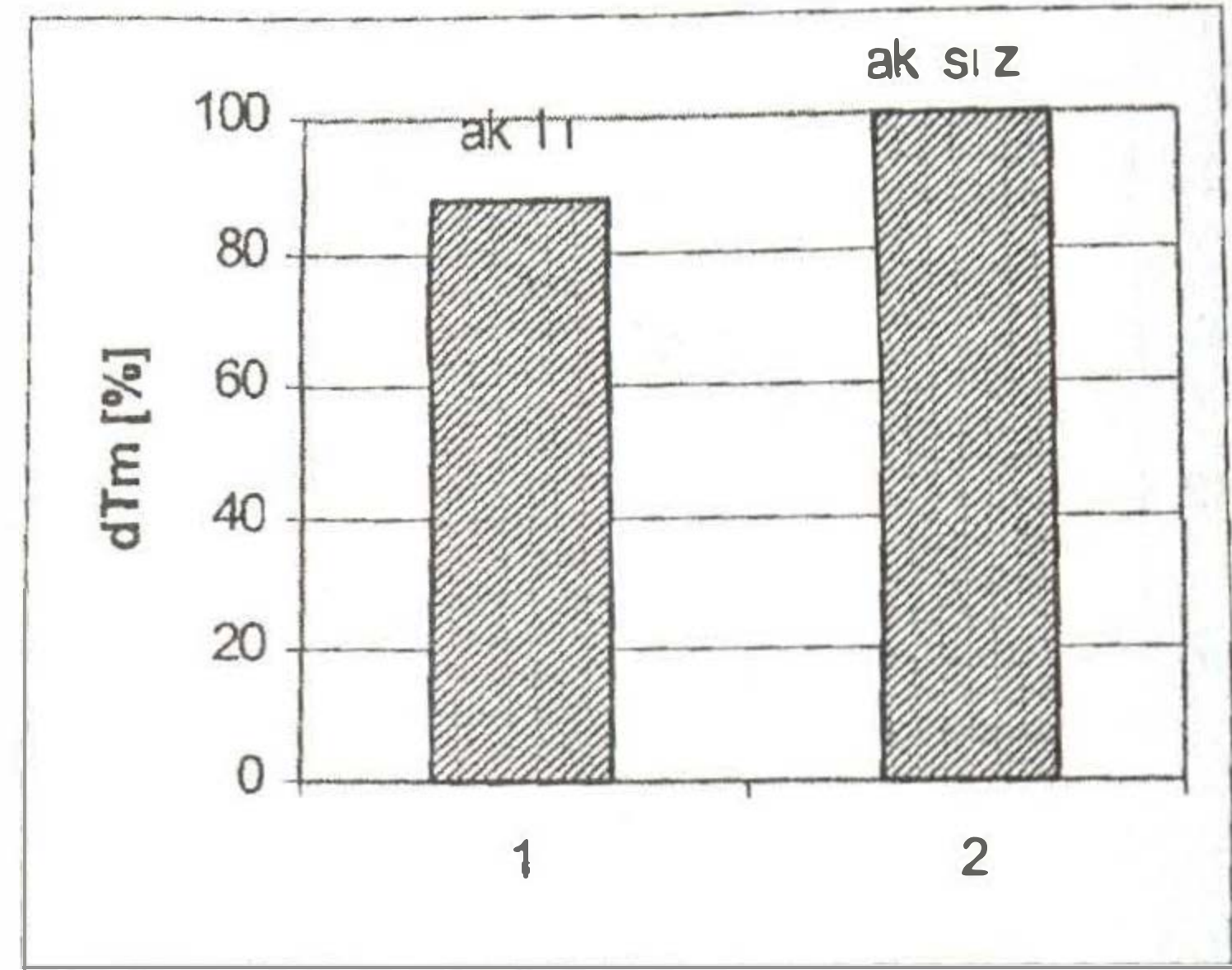
Araştırmaya konu olan malzeme kullanım şekli; ayrıştırma kanalı veya ısı transfer yüzeyi seçeneği için, ekonomik açıdan bir karşılaştırma, üretim maliyetleri göz önünde bulundurularak daha sonraki bir çalışmada ele alınacaktır.



Şekil 9. Yüzey kullanım verimliliği



Şekil 10. Isı transfer yüzeyinin toplam alana oranı



Şekil 11. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

## KAYNAKLAR

- [1] Mills, A. F., "Heat Transfer", University Of California at Los Angeles, Los Angeles, California 90024-5197, Prentice-Hall, 1999.
- [2] Keys, W. M., and London, "A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed.", Krieger, Melbourne, Fla., 1998.
- [3] Spiga, M., Spiga, G., Transient temperature field in cross flow heat exchanger with finite wall capacitance, Journal of Heat Transfer, Vol. 110, No.49.
- [4] Michailov, M. D., Ozışık, M. N., "Finite element analysis of heat exchanger", Proceeding of NATO Advanced Study Institute, Vol.1, İstanbul, 1980.
- [5] Bejan, A., Tsatsoranis, G., Moran, M., "Thermal design and Optimiztion", John WileySons, NewYork, 1996.
- [6] Alfa Laval, Plakalı Isı değişiricileri kata loğu.
- [7] Genceli, O. F., Isı Değişiricileri, Birsen Yayınevi.
- [8] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Kitapevi, Dördüncü Basımdan Çeviri, s. 641, 2001.
- [9] Stephan, K Chem.-Ing.-Techn. 34, S.207/12, 1962.
- [10] VDI-Warmeatlas, 7. baskı, Gd3-Gb5, 1994.