

BÖLÜM 4-ISI TRANSFER PROSESİ

Bir kimyasal proseste, ısı transferi olayı en sık karşılaşılan işlemlerden birisidir. Bir proseste genellikle iki tür ısı değişimi meydana gelir. Bunlardan birincisi, ısıнын iki proses akımı arasında değişimidir. Bu tür bir değişiminin meydana geldiği ısı değiştiriciler ara değiştirici (*interchanger*) olarak adlandırılır. İkinci tür ısı değişimi ise, prosesle çevresi arasında meydana gelir. Bu tür bir ısı değişimi için bir ısı transfer akışkanı gerekir. Bu amaç için en sık kullanılan akışkan sudur. Sıcaklık yeterince yüksek olduğunda, öncelikle yüksek basınçta buhar elde edip daha sonra bu buharı bir türbinde genişletirerek bir proses akımından iş elde etmek ekonomik olabilir. Böyle bir olay, kızgın buharın üretildiği ve daha sonra soğutulduğu metanol üretim proseslerinde meydana gelir.

Bu bölümde, proses analizi tamamlandıktan sonra prosesin ısı değişim gereksinimleri belirlenecektir. Daha sonra ısı değiştiricilerin kurulum maliyetlerini hesaplamaya imkân tanıyan yüzey alanları hesaplanacaktır. Maliyet hesaplaması aşağıdaki adımlara göre gerçekleştirilebilir.

- 1- Isı transfer akışkanının seçilmesi
- 2- Isı değiştirici tipinin seçilmesi ve değerlendirilmesi
- 3- Ceket ve boru tarafına yerleştirilecek akışkanların belirlenmesi
- 4- Akışkan akımlarının son sıcaklıklarının belirlenmesi
- 5- Toplam ısı transfer katsayısının hesaplanması
- 6- Isı değiştirici yüzey alanının belirlenmesi
- 7- Toplam kurulum maliyetinin belirlenmesi

Isı transfer yüzey alanını hesaplamak için bir hesaplama yöntemi gerekir. Burada oldukça basit bir yaklaşım kullanılacaktır. Daha detaylı bir yöntem boru uzunluğu, boru çapı ve yerleşim düzeninin belirlenmesini içerir. Bu detaylara ihtiyaç olmasına rağmen, bir proses tasarımının başlangıç aşamasında sadece yaklaşık bir maliyet hesabı yapılmasıyla ilgilenilir.

Isı Transfer Akışkanları

Isı transferi esnasında proses akımlarından biri soğutulurken diğeri ısınacaktır. Isı transfer akışkanı seçilmeden önce, proses akımları arasında ısı değişiminden dolayı enerji korunumunu sağlamak için proses incelenmelidir. Bu yapıldıktan sonra, proses akımını ısıtmak veya soğutmak için ısı transfer akışkanı seçilir. Çok düşük sıcaklıklardan yüksek sıcaklıklara kadar çok geniş bir sıcaklık aralığında kullanmak için çeşitli ısı transfer akışkanlarının seçilmesi mümkündür. Tablo 4.1’de çeşitli ısı transfer akışkanları ve bunların sıcaklık aralıkları verilmiştir.

Tablo 4.1. Bazı Isı Transfer Akışkanları

Isı Transfer Akışkanı	Çalışma Sıcaklığı Aralığı, °C
Soğutucular	
Etan ve Etilen	-60 -115 arasında
Propan ve Propilen	5 -46 arasında
Butan	-12 16 arasında
Amonyak	-32 27 arasında
Florokarbon (Diklordiflormetan)	-29 27 arasında
Su+Etilen Glikol (%50+%50)	-50 90 arasında
Su	
Su (kuyu, nehir, göl)	32 49 arasında
Soğuk su	1.7 16 arasında
Soğutma kulesi suyu	30
Yüksek sıcaklıkta su	300 400 arasında
Hava	65 260 arasında
Buhar	
Düşük Basınçta (2.7 bar)	126
Yüksek Basınçta (4.6 bar)	148
Organik Yağlar (alifatik yağ, aromatik yağ)	-50 430 arasında
Silikon Yağları	-23 399 arasında
Eriyik Tuzlar	
%25 AlCl ₃ , %75 AlBr ₃	75 500 arasında
%40 NaNO ₂ , %7 NaNO ₃ , %53 KNO ₃	204 454 arasında
Sıvı Metaller	
%56 Na, %44 K veya %22 Na, %78 K	204 454 arasında
Civa	316 538 arasında
Yanma Gazları	> 500

Hava ve su en çok kullanılan ısı transfer akışkanları olduklarından çoğu zaman bunlardan biri kullanılır. Hava soğutmalı bir ısı değiştirici için proses akışkanının sıcaklığına bağlı olarak aşağıdaki kabullere göre akışkan seçimi yapılabilir.

- 1- Eğer sıcaklık 65 °C den yüksek ise hava soğutmalı bir ısı değiştirici kullanılabilir.
- 2- Eğer sıcaklık 50 °C den düşük ise o zaman ısı transfer akışkanı olarak su seçilebilir.

50-65 °C arasındaki sıcaklıklarda ekonomik bir analiz gerekse de, ısı değiştiricilerin başlangıç analizinde bu çok gerekli değildir.

Bir ısı transfer akışkanının değerlendirilmesi ve seçilmesinde dikkate alınması gereken bazı faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Çalışma sıcaklığı aralığı
- 2- Çevresel etkiler
- 3- Toksikite
- 4- Tutuşabilirlik
- 5- Termal kararlılık
- 6- Korozyon özelliği
- 7- Viskozite

Dikkate alınması gereken esas unsur, ısı transfer akışkanının önerilen çalışma sıcaklığı aralığıyla prosesin sıcaklık koşullarının uyuşmasıdır. Yüksek sıcaklıklar için normal olarak ilk düşünülecek akışkan buhar olmasına rağmen, 180 °C' nin üzerindeki sıcaklıklarda buhar basıncı sıcaklığın artmasıyla önemli oranda artar. Bunun sonucu olarak boru ve tank maliyetleri artabilir. Bundan dolayı buhardan başka yüksek sıcaklık ısı transfer akışkanlarının düşünülmesi gerekir. Yüksek sıcaklıklarda düşük buhar basıncı için buhar yerine organik akışkanların ısı transfer akışkanı olarak seçilmesinin esas sebebi budur. 300-400 °C aralığında basınçlı su ısı transfer akışkanı olarak kullanılabilir, fakat bu durumda suyu sıvı halde tutabilmek için yüksek basınçların uygulanması gerekir. Basınçlı su yerine, Tablo 4.1' de görüldüğü gibi 204-454 °C gibi yüksek sıcaklıklarda, sodyum ve potasyum nitratların karışımı kullanılabilir. Yine Tablo 4.1 den görüldüğü gibi 500 °C den yüksek sıcaklıklarda yanma gazları ve sıvı metallerin kullanılması mümkündür. Geçmişte elektrik santrallerinde (termik santrallerde) cıva

kullanılmış olmasına rağmen, oldukça risklidir. Diğer sıvı metaller nükleer reaktörlerin soğutulması için kullanılabilir.

Kimyasal maddelerin zaman zaman kazayla dökülmeleri söz konusu olabileceğinden, böyle durumlardan dolayı ısı transfer akışkanının çevre ve sağlık üzerindeki etkileri dikkate alınmalıdır.

Yukarıdaki 3-6 arasındaki faktörler ekonomik faktörlere indirgenebilir. Sonuç olarak, seçilen ısı transfer akışkanı kurulum ve işletme maliyetlerini kapsayan toplam maliyete bağlı olacaktır. Örneğin, bir ısı transfer akışkanı ilk iki gereksinimi sağlıyor fakat seçilebilecek diğer akışkanlara göre daha toksik ise, o zaman ısı transfer sisteminin ekstra güvenlik şartlarını sağlaması gerekir ki; buda maliyetlerin artmasına sebep olabilir. Bu durumda, ısı transfer akışkanı ısı transfer maliyetlerini azaltmak üzere diğer dengeleyici özellikleri taşıması gerekir.

Organik ısı transfer akışkanları 180 ile 540 °C arasında çok çabuk tutuşabildiklerinden bu tür akışkanların kullanılması durumunda sızıntı ihtimaline karşı sıkı tedbirlerin alınması gerekir. Ayrıca bu tür akışkanların çoğu göz ve deri üzerinde tahriş edici etkiye sahip olduklarından alınacak tedbirlere dikkat edilmesi gerekir.

Nitrat tuz karışımları yanıcı olmamalarına rağmen, kuvvetli oksitleyici ajanlar olduklarından yanıcı maddelerle temas etmemelerine dikkat edilmelidir.

Organik ısı transfer akışkanları, oksidasyon veya termal parçalanma yoluyla bir miktar bozunabilirler. Termal bozunmada kimyasal bağlar kırılarak daha küçük moleküller oluşabilir. Bu durumda akışkanın alevlenme noktası düşebilir. Alevlenme noktasında yanıcı akışkanlar bir alev veya kıvılcımla aniden tutuşabilirler. Organik akışkanlar bozunduklarında aktif bileşikler oluşabilir. Bu aktif bileşikler polimerleşerek daha büyük moleküllü bileşikler oluşturabilirler. Bu durumda akışkanın viskozitesi artar ve bunun sonucu olarak da ısı transferi azalabilir. Isı transfer akışkanları genellikle bir fırında ısıtıldıktan sonra prosesdeki ısı değiştiricilere gönderilirler. Yüksek sıcaklıklarda akışkanın termal bozunması hızlanır ve oluşan türlerden dolayı fırındaki ısıtıcı yüzeylerinde koklaşma meydana gelebilir. Bu olay fırın ısıtıcılarının performansının azalmasına sebep olur. Bozunma ürünlerinin sistemden uzaklaştırılması için sistem tasarlanırken alınacak tedbirler bu olayı önleyebilir. Ayrıca akışkan periyodik

olarak yenilenebilir ve eski (bozunmuş olan) akışkan geri kazanım işlemine tabi tutulabilir.

Bir ısı transfer akışkanının ısı değıştircilerin yapımı için kullanılan malzemelere karşı koroziye etkiye sahip olmaması gerekir. Karbon çeliğı düşük maliyetinden dolayı sıklıkla kullanılır. Karbon çeliğı bütün organik akışkanlarla ve 450 °C'ye kadar eriyik tuzlarla birlikte kullanılabilir. Sodyum-potasyum alaşımları, karbon ve düşük alaşımlı çelikler 540 °C'ye kadar kullanılabilirler. Fakat bu sıcaklığın üzerinde paslanmaz çelik kullanılmalıdır. Paslanmaz çelikler % 12-30 arasında krom ve % 0-22 arasında nikel içerirken, daha düşük miktarda Ni ve Cr içeren çelikler (% 1.85 Ni, % 0.80 Cr) düşük alaşımlı çelik olarak bilinir. Oldukça düşük sıcaklıklardaki akışkanlar için özel çelikler gerekir. Örneğin sıvı metan % 9 nikel içeren çelik gerektirir. Isı transfer akışkanının seçmek için oluşturulan sıcaklık-basınç diyagramlarından yararlanılabilir.

Isı Değıştircilerin Değışlendirilmesi ve Seçimi

Bir proses mühendisi çeşitli proses birimleri için mevcut olan çok sayıda ekipman türlerini iyi bilmelidir. Çoğı zaman bu ekipmanların değışlendirilmesi ve uygun olanın seçilmesi gerekir. Dolayısıyla, bu seçim yapılırken bazı genel kriterlerin dikkate alınması gerekir. Bu kriterler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Çalışma prensipleri
- 2- Ekipman türü
- 3- Sızdırmazlık
- 4- Termal genleşme
- 5- Bakım
- 6- Ceket, boru ve contaların yapıldığı malzemeler
- 7- Sıcaklık-basınç düzeyi
- 8- Ekonomi

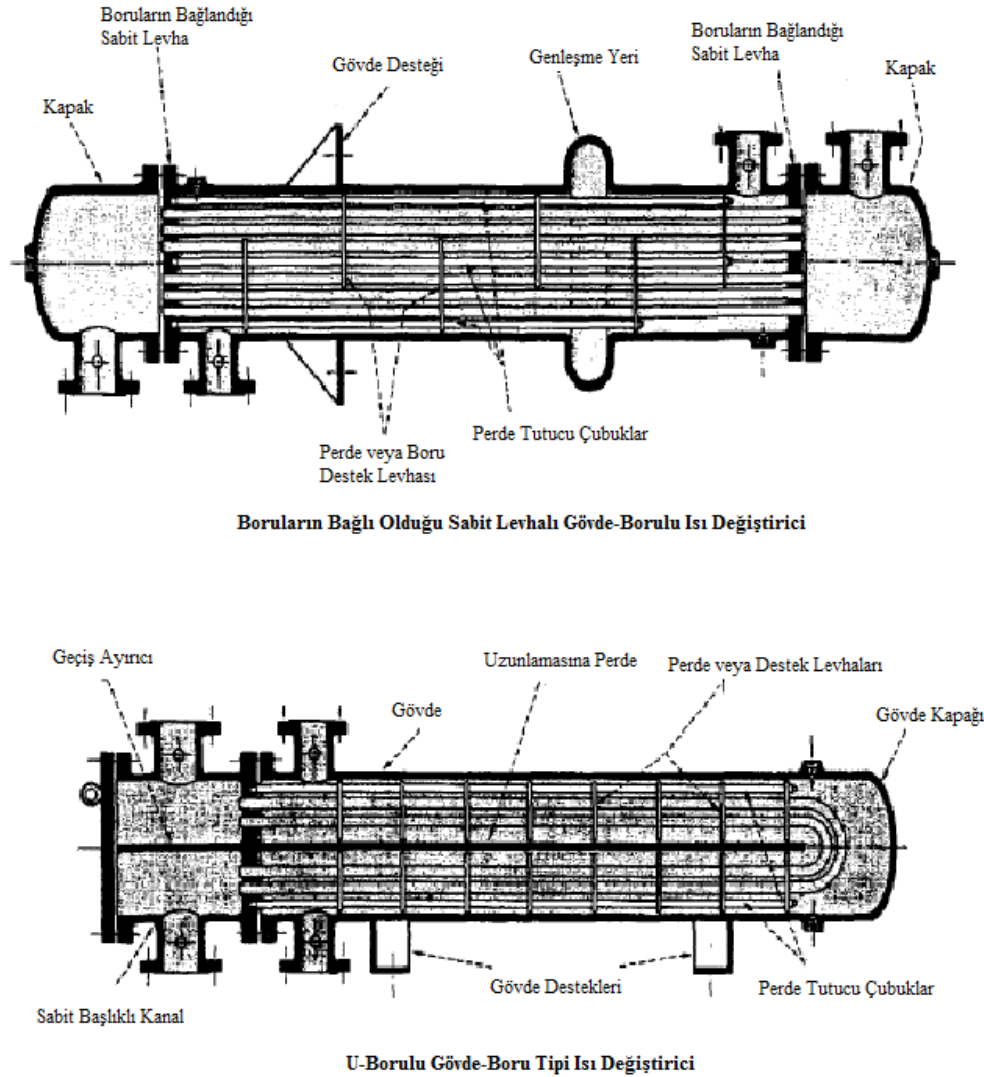
En sık kullanılan ısı değıştirciler küçük ısı değışim alanları için spiral ve çift borulu ısı değıştirciler iken, büyük alanlar için ise ceket-boru türü ısı değıştircilerdir. Böylece ısı değıştircinin alanına göre, ısı değıştirici türü belirlenebilir. Buna göre,

- 1- $A < 2 \text{ m}^2$ ise spiral ısı değıştirici seçilebilir,
- 2- $2 \text{ m}^2 < A < 50 \text{ m}^2$ ise çift borulu ısı değıştirici seçilebilir,

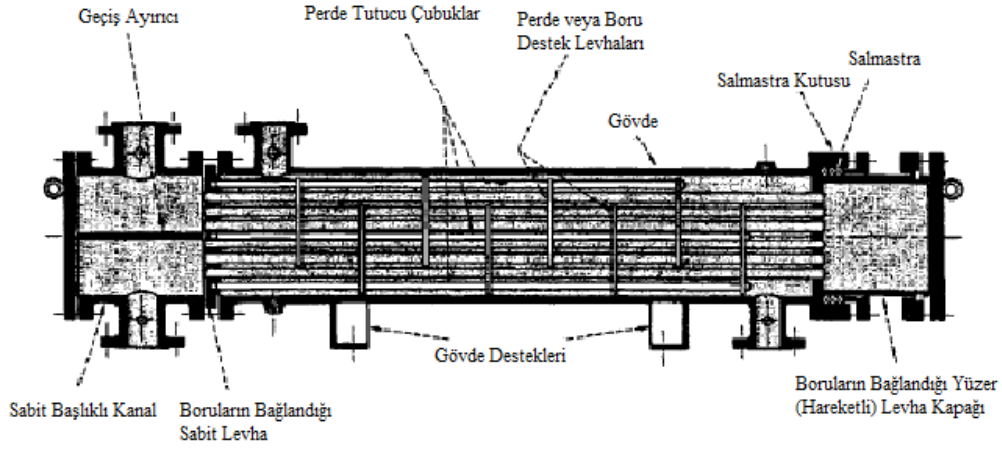
3- $A > 50 \text{ m}^2$ ise boru-ceket türü ısı değiştirici seçilebilir.

Spiral şekilli ısı değiştiriciler oldukça kompleks olup genellikle alanın sınırlı olduğu durumlarda kullanılırlar. Isı değiştirici türleri arasında karar vermek için yukarıda ifade edildiği kadar kesin değildir. En ekonomik seçime ulaşmak için detaylı bir analiz gerekir.

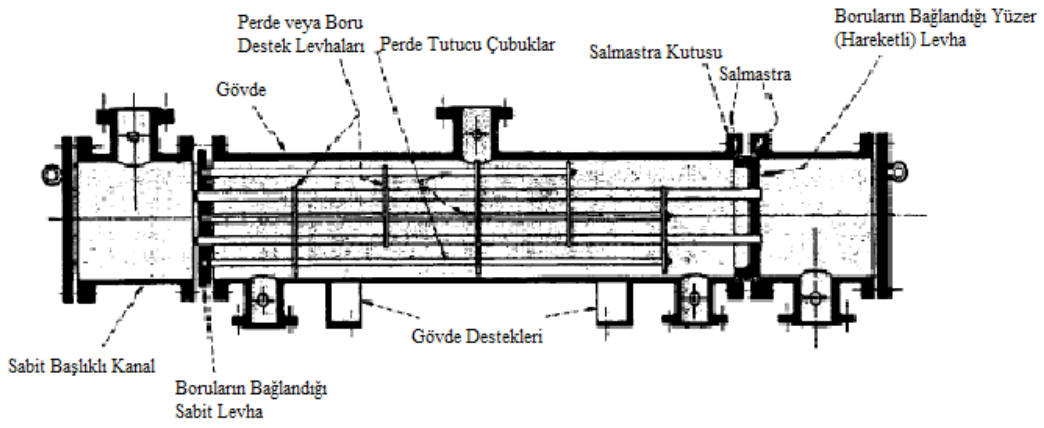
En sık kullanılan ısı değiştiriciler boru-ceket türü ısı değiştiricilerdir. Bunların çeşitli şekillerde tasarımları mevcuttur. Şekil 4.1’de bu tür ısı değiştiricilerden bazıları gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Gövde-Borulu Isı Değiştirici Tasarımları

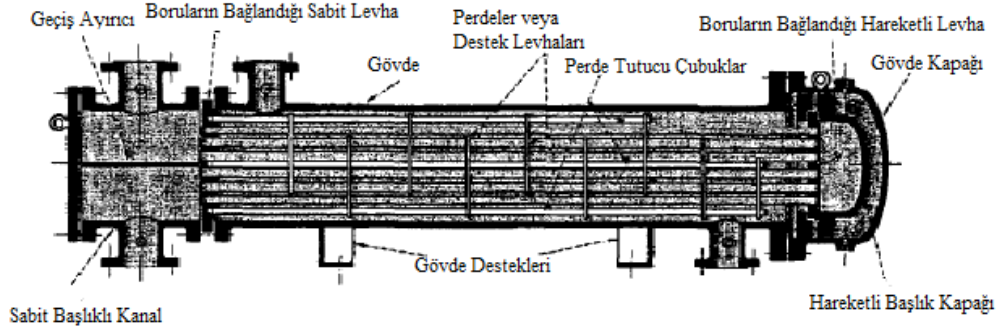


Dıştan Dolgulu Salmistra Kutulu Yüzer Başlıklı Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirici

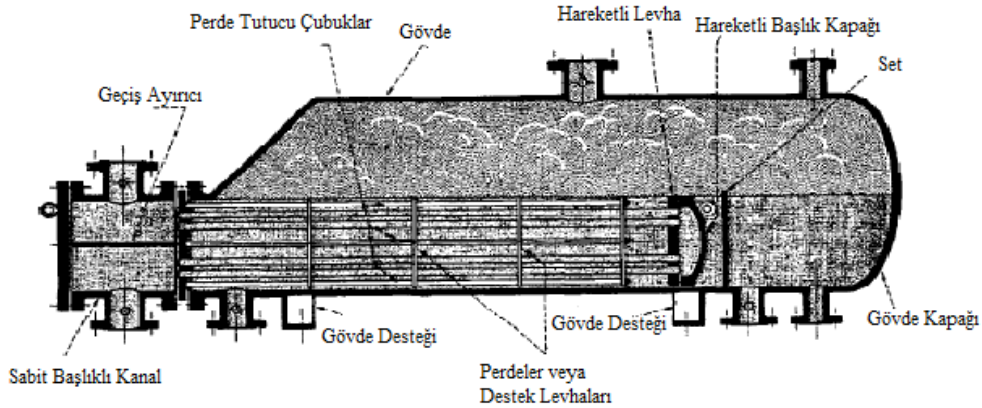


Dıştan Dolgulu Destek Halkalı Yüzer Başlıklı Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirici

Şekil 4.1'in devamı



İçten Bölünmüş Destek Halkalı Yüzer Başlıklı Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirici

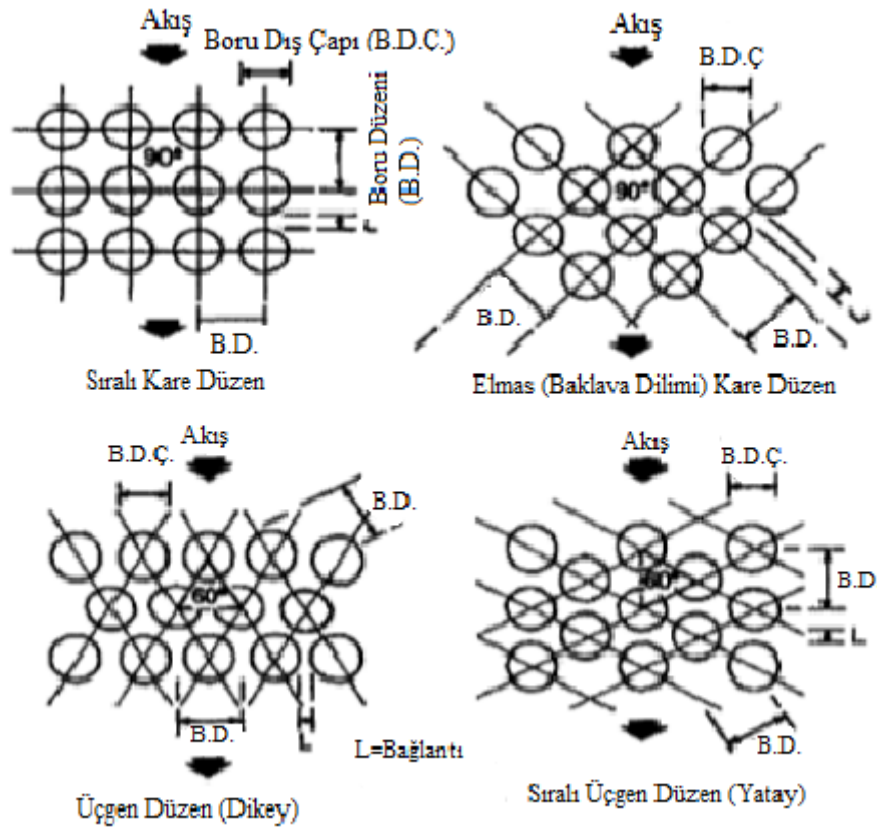


Kettle (İbrik) Tipi Reboiler (Kaynama Kazanı)

Şekil 4.1'in devamı

Her ısı değiştirici giriş ve çıkış borularıyla ceket içerisinde bulunan yüzlerce metre uzunlukta borulardan oluşmaktadır. Genellikle boruların dış çapı 1.9, 2.5, 3.8 ve 5.1 cm'dir. Borular paralel olarak veya bir metal plakaya bağlanmış olarak yerleştirilirler. Borular metal plakalara boru sonlarından kaynaklanarak tutturulurlar. Kaynaklama sızdırmazlığa karşı oldukça güvenlidir. 1.9 cm den daha küçük çapa sahip boruların

temizlenmesi zor olduğundan sadece temiz akışkanlar bu tür borular için kullanılmalıdır. Çeşitli boru düzenleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Üçgen düzen daha kompakt bir düzenleme olmasına rağmen, ısı değiştiricinin birim hacmi başına daha büyük bir yüzey oluşur, ancak diğer boru düzenleri temizlik için daha uygundurlar. Ayrıca kare düzen üçgen düzenlemeden daha düşük bir basınç düşüşüne sahiptir.



Şekil 4.2. Gövde-Borulu Isı Değiştiricilerde Boru Yerleşimleri

Normal olarak boru uzunlukları 2.44, 3.66, 4.88 ve 6.10 m’dir.

Şekil 4.1’de gösterilen her bir ısı değiştirici için (reboiler hariç), akışkan ceket tarafına bir nozzle dan girerek perdeler vasıtasıyla borular boyunca akmaya zorlanır ve diğer nozzle dan çıkar. Perdeler türbülans oluşturarak ceket tarafındaki ısı transfer

katsayısını artırır. Aynı zamanda bu perdeler titreşimlerin önlenmesinde borulara destek olurlar.

Eğer boru tarafındaki akışkan borulardan tek bir geçişle akarsa, yüksek akışkan hızına ulaşmak ve bundan dolayı uygun bir ısı transfer katsayısı elde etmek zor olabilir. Böylece akışkan önce boruların bir bölümünde akmaya zorlanır daha sonra akışkan en az bir veya daha fazla geçecek şekilde ters yönde akmaya zorlanır.

Bir ceket iki veya daha fazla boru geçişli bir ısı değiştirici 1-2 ısı değiştirici olarak ifade edilir. Ceket tarafında çapraz akış söz konusudur. Boru içinde akış ceket akışkanına göre bir yönde ters akıştır ve ondan sonra diğer yönde ceket akışkanıyla aynı yönde akıştır.

Isı transfer yüzeyinin kirlenmesi, contaların değiştirilmesi ve sızdıran boruların yenilenmesi ve tıkanması gibi bakım ve temizlik işlemlerinin yapılması gerekebilir. Isı değiştiricilerin temizlenmesinde kimyasal veya mekanik işlemler uygulanabilir. Sızdıran boruların ise değiştirilmesinden ziyade sızdıran kısmın tıkanması daha fazla uygulanan bir işlemdir.

Kabuk oluşumu kirlenme olarak ifade edilir ve aşağıdaki sebeplerden kaynaklanabilir.

- 1- Çözültiden bir tuzun çökmesinden dolayı olabilir. Bu çökmeler genellikle sudaki kalsiyumun karbonat halinde çökmesinden kaynaklanır.
- 2- Kimyasal reaksiyonlardan dolayı olabilir. Monomerin polimerizasyonu veya korozyon gibi olaylardan kaynaklanabilir. Bu olayların meydana gelmesi sıcak bir yüzeyde daha hızlı olabilir.
- 3- Mikroorganizmaların artmasından dolayı olabilir. Genellikle sudan kaynaklanır.
- 4- Akışkanda süspanse halde bulunabilecek bazı maddelerin çökmesinden dolayı olabilir.

Şekil 4.1' de gösterilen sabit borulu levha ısı değiştiriciler, ısı değiştirici tasarımında kullanılan en popüler tasarımıdır. Bu tip ısı değiştiriciler cekete kaynakla tutturulmuş ve boru plakalarına sabitlenmiş düz borulara sahiptir. Ceket tarafına temizlik için ulaşamadığından, ceket tarafına buhar, soğutucu maddeler, gazlar veya organik ısı transfer akışkanları gibi temiz akışkanlar konulur.

Isı değiştiriciler seçilirken termal genleşme farkı dikkate alınmalıdır. Ceket ve boruların yapımında kullanılan malzemeler maliyeti azaltmak için farklı olabileceğinden bu malzemelerin genleşme farkına dikkat edilmelidir. Cekette bir genleşme noktası (bağlantı yeri) olmadığı zaman, ceket ve boru akışkanları arasındaki sıcaklık farkı 80 °C' yi geçmemelidir. Eğer genleşme bağlantı yeri varsa o zaman daha yüksek bir sıcaklık farkı mümkün olabilir, ancak bu durumda ceket basıncı 7.9 atm' i aşmamalıdır.

şekil 4.1'de gösterilen U-borulu ısı değiştiricide borular termal gerilimleri önlemek amacıyla gövde içerisinde genişleyebilirler. Borular bükülmüş olduğundan sadece bir tane boru levhası yeterlidir. Bu tasarımla birlikte salmastra tipi conta kullanıldığından bu tip ısı değiştiriciler yüksek basınçta kullanım için oldukça uygundurlar. Ancak diğer gövde-borulu ısı değiştiricilere nazaran bu tür ısı değiştiricilerin bakımı, herhangi bir sızıntı durumunda içteki boruların değiştirilememesi veya onarılamamasından dolayı zordur. Borulardaki U kıvrımlarının mekanik temizliği zor olmasına karşın kimyasal olarak temizlenmeleri mümkündür.

Termal genleşmeyi azaltmanın bir başka yolu dıştan dolgulu salmastra kutulu veya dıştan dolgulu destek halkalı yüzer başlıklı gövde-boru tipi ısı değiştiricilerin kullanılmasıdır. Her iki ısı değiştirici türünde de boruların bağlandığı levhalardan biri hareketlidir. Dıştan dolgulu salmastra kutulu ısı değiştirici için gövde tarafı basınç 41.8 atm ve sıcaklık 320 °C ile sınırlanmıştır. Eğer bir sızıntı olursa gövde ve boru tarafı akışkanları karışmaz. Bu tip ısı değiştiricide gövde tarafının temizlenmesi için boruların gövdeden ayrılması gerekir. Borular ve gövde mekanik olarak temizlenebilir ve conta kolaylıkla değiştirilebilir. Destek halkalı ısı değiştiricide gövde ve boru tarafı akışkanları gövde içerisinde karışmaz. Eğer bir sızıntı meydana gelirse, sıvı destek halkasındaki deliklerden akar ve gövde zeminine damlar. Bu tür ısı değiştirici tasarımı tehlikeli sıvılar için uygun değildir. Basınç 11.3 atm ve sıcaklık 160 °C olarak sınırlandırılmıştır.

Daha yüksek gövde basınçları ve sıcaklıkları söz konusu olduğunda, içten bölünmüş destek halkalı ısı değiştirici tasarımı kullanılır. Bu tasarımda sadece salmastralar kullanılır. Bakım için boru demetinin ve hareketli başlığın gövdeden ayrılması gerekir.

Bir diğer ısı değiştirici türü ise kettle türü (ibrik tipi) "reboiler"dır (kaynama kazanı). Bu tip tasarımda boru demetleri temizlik için çıkarılabilir. Boru ve gövde tarafı

akışkanlarının karışması ile tehlikeli bir durumun ortaya çıkması söz konusu olduğunda bu tip ısı değiştiriciler kullanılmamalıdır. Borular gövde içerisinde genişleyebilir.

Tablo 4.2’de yukarıda ifade edilen ısı değiştiriciler mukayese edilmiştir. Bu tablo ekipman seçimi ve değerlendirilmesi için genel bir yaklaşımı gösterir. Bu tabloda birinci kolonda ısı değiştiricilerin önemli tasarım özellikleri verilmiştir. Diğer kolonlardaki başlıklarda ise kullanılan ısı değiştirici türleri verilmiştir.

Tablo 4.2. Gövde-Borulu Isı Değiştiricilerin Tasarımının Karşılaştırılması

Tasarım Özelliği	Sabit Levhalı	U-Borulu	Dıştan Dolgulu Salmastra Kutulu	Dıştan Dolgulu Destek Halkalı	Çıkarılabilir Boru Demeti	İçten Bölünmüş Destek Halkalı
Boru demeti uzaklaştırılabilir mi?	H	E	E	E	E	E
Yedek boru demeti kullanılabilir mi?	H	E	E	E	E	E
Termal genleşme nasıl giderilebilir?	Gövdedeki genleşme noktalarıyla	Bağımsız olarak genleşebilen borularla	Yüzer başlıkla	Yüzer başlıkla	Yüzer başlıkla	Yüzer başlıkla
Bireysel borular değiştirilebilir mi?	E	Sadece dış sıradakiler	E	E	E	E
Borular iç ve dış taraflarından kimyasal olarak temizlenebilir mi?	E	E	E	E	E	E
Boruların iç tarafı fiziksel olarak temizlenebilir mi?	E	Özel araçlarla	E	E	E	E
Boruların dış tarafı fiziksel olarak temizlenebilir mi?	H	Kare veya geniş üçgen yerleşimde	Kare veya geniş üçgen yerleşimde	Kare veya geniş üçgen yerleşimde	Kare veya geniş üçgen yerleşimde	Kare veya geniş üçgen yerleşimde
İç contalar ve civatalama gerekli midir?	H	H	H	H	E	E
Çift boru-levhası kullanışlı mıdır?	E	E	E	H	H	H
Boru tarafı geçiş sayısı kaç tanedir?	Boru sayısı sınırlıdır	U-borularının sayısı sınırlıdır	Boruların sayısı sınırlıdır	Bir veya iki	Boruların sayısı sınırlıdır	Boruların sayısı sınırlıdır
Maliyet (en ucuz=1)	2	1	4	3	5	6

E=Evet
H=Hayır

Akışkan Konumu (yerleştirilmesi)

Akışkan daha korozyif, daha az viskoz, daha kirletici, daha yüksek basınçta, daha sıcak ve daha yüksek akış hızına sahipse bu akışkanın boru tarafına yerleştirilmesi daha uygundur. Ayrıca akışkan daha az basınç düşmesi gerektiriyorsa yine boru tarafına yerleştirilmelidir. Aşağıdaki sebeplerden dolayı genellikle daha sorunlu olan akışkan boru tarafına yerleştirilir.

- 1- Boru tarafının temizlenmesi ceket tarafına göre nispeten daha kolaydır,
- 2- Borular zarar gördüğünde değiştirilmeleri veya onarımları daha kolaydır,
- 3- Düşük basınç düşmelerinde yüksek ısı transfer katsayıları elde edilebilir,
- 4- Borular cekete göre daha küçük çaplara sahip olduklarından yüksek basınçlı bir akışkanın borulara yerleştirilmesi daha ekonomik olabilir.

Örneğin, soğutma suyu kireç oluşturmaya meyilli olduğundan boru tarafına yerleştirilir. Yoğunlaşan bir akışkan ısı transfer katsayısının azalmasına sebep geniş bir sıvı filminin oluşumunu engellemek için ceket tarafına yerleştirilir.

Ceket tarafında perdelerin varlığından dolayı boru tarafındakinden daha düşük Reynolds sayılarında türbülans meydana gelir. Bundan dolayı, çok viskoz akışkanların ceket tarafına yerleştirilmesi daha uygun olur.

Isı Değiştiricilerin Boyutlandırılması

Isı değiştiricilerin boyutlandırılmasında eşitlik 4.1'de verilen denklem kullanılır.

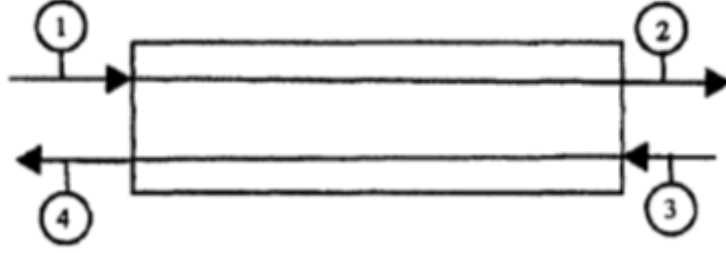
$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot (\Delta T)_{LM} \quad (4.1.)$$

Bu denklemde 0 (sıfır) alt indisi borunun dış yüzey alanına göre olan toplam ısı transfer katsayısı ve yüzey alanını göstermektedir. Bir ısı değiştiricinin boyutlandırılması belli bir miktar ısıyı transfer etmek için gerekli alanın hesaplanmasını gerektirir. Hem zıt hem de paralel akış için kullanılan yukarıdaki formül çok sayıdaki kaynakta türetilmiştir. Zıt akış ısı transferi için daha randımanlı olmasına rağmen paralel akış ısıya duyarlı bir maddenin son sıcaklığının sınırlandırılması gerektiğinde (kontrol edilmesi gerektiğinde) kullanılır. Paralel akış sıcaklıkta hızlı bir değişimin gerektiği zaman da kullanılır.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, $(\Delta T)_{LM}$, aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$(\Delta T)_{LM} = \frac{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}{\ln \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}} \quad (4.2)$$

Bu eşitlikteki alt indisler Şekil 4.3' deki akımları ifade etmektedir.



Şekil 4.3. Ters Akışlı Isı Değiştirici

Eşitlik 4.2 türetilirken aşağıdaki kabuller yapılır:

- 1- Toplam ısı transfer katsayısı sabit,
- 2- Isı kapasitesi sabit,
- 3- Faz değişimi izotermal,
- 4- İşlem adyabatik

Birinci kabul toplam ısı transfer katsayısı U_0 'ın sabit olduğunu ifade eder. Sıcaklık değişimi akışkanın özelliklerini etkileyeceğinden U_0 ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca değişebilir. İkinci ve üçüncü kabuller soğutma ve ısıtma eğrilerinin her iki akışkan için lineer olduğunu söyler. Kast edilen eğriler, ısı değiştiricide belli bir noktaya kadar transfer edilen ısı miktarına karşı sıcaklık grafikleridir. İzotermal olmayan faz değişimleri çok bileşenli karışımlar olduğunda söz konusu olur. Bu durumda Şekil 4.4'de gösterilen lineer olmayan eğriler gözlenir. Ancak eğer lineer olmayan eğriler yeteri kadar küçük kısımlara bölünürse, ki bu küçük kısımlar lineer olurlar, o zaman logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıda gösterildiği gibi her kısım için kullanılabilir. Toplam yüzey alanı (n tane kısım için):

$$A_0 = A_1 + A_2 + \dots + A_n \quad (4.3)$$

Eşitlik 4.1, 4.3'de yazılırsa aşağıdaki 4.4 eşitliği elde edilir.

$$A_0 = \frac{Q_1}{U_0 \cdot (\Delta T)_{LM1}} + \frac{Q_2}{U_0 \cdot (\Delta T)_{LM2}} + \dots + \frac{Q_n}{U_0 \cdot (\Delta T)_{LMn}} \quad (4.4)$$

Eğer kısımlar,

$$Q_1 = Q_2 = \dots = \frac{Q}{n} \quad (4.5)$$

olarak seçilirse, o zaman 4.6 eşitliği yazılabilir (n kısımların sayısıdır).

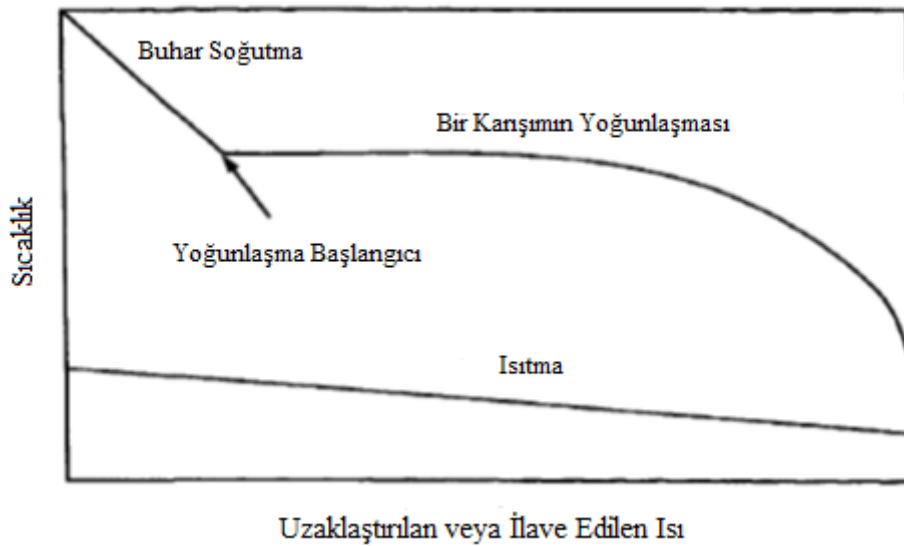
$$A_0 = \frac{Q_n}{U_0} \left[\frac{1}{(\Delta T)_{LM1}} + \frac{1}{(\Delta T)_{LM2}} + \dots + \frac{1}{(\Delta T)_{LMn}} \right] \quad (4.6)$$

Eşitlik 4.6, Q için çözülürse aşağıdaki 4.7 eşitliği elde edilir.

$$Q = U_0 \cdot A_0 \left[\frac{n}{\frac{1}{(\Delta T)_{LM1}} + \frac{1}{(\Delta T)_{LM2}} + \dots + \frac{1}{(\Delta T)_{LMn}}} \right] \quad (4.7)$$

Eşitlik 4.7'de köşeli parantez içindeki kısım etkin logaritmik ortalama sıcaklık farkı olarak ifade edilir. Böylece aşağıda verilen 4.8 eşitliği yazılabilir.

$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot (\Delta T)_{LM,etkin} \quad (4.8)$$



Şekil 4.4. Bir Isı Değiştirici İçin Isıtma ve Soğutma Eğrileri

Zıt Olmayan Akış İçin Düzeltme Faktörü

Daha önce ifade edildiği gibi akışkan akımları her zaman ters akımlı olmayabilir. Ceket tarafına yerleştirilen perdeler çapraz akışa sebep olurlar ve bundan dolayı iki boru geçişli ısı değiştiricilerde hem paralel hem de ters akım meydana gelir. Hesaplamalarda akış etkilerini hesaba katmak için (ters akımdan sapmalardan dolayı) logaritmik ortalama sıcaklık farkı, bir düzeltme faktörüyle (F) çarpılır. Bu durumda aşağıdaki 4.9 eşitliği yazılabilir.

$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM} \quad (4.9)$$

Bu denklem oluşturulurken bazı kabuller yapılır. Bu kabuller aşağıda sıralanmıştır:

- 1- İşlemin adyabatik olduğu,
- 2- Ceket tarafı akışkanının çok iyi karıştırıldığı,
- 3- Isı transfer yüzey alanının her boru geçişi için aynı olduğu,
- 4- Toplam ısı transfer katsayısının sabit olduğu,
- 5- Isı kapasitesinin sabit olduğu,
- 6- Her iki akışkan için faz değişiminin olmadığı

Bir ceket ve iki boru geçişli bir ısı değiştirici için (1-2 ısı değiştirici) düzeltme faktörü aşağıdaki gibi türetilmiştir (eşitlik 4.10).

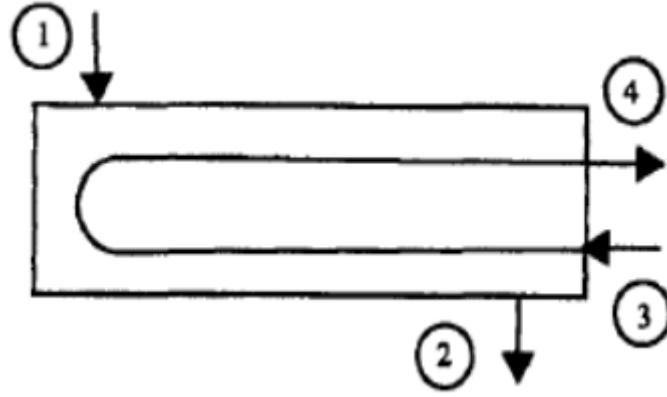
$$F = \frac{(R^2+1)^{1/2}}{R-1} \cdot \frac{\ln \frac{1-S}{1-RS}}{\ln \frac{2-S[(R+1)-(R^2+1)^{1/2}]}{2-S[(R+1)+(R^2+1)^{1/2}]}} \quad (4.10)$$

Bu eşitlikteki R ve S, Şekil 4.5 den tanımlanabilir.

$$R = \frac{T_1-T_2}{T_4-T_3} \quad \text{ve} \quad S = \frac{T_4-T_3}{T_1-T_3}$$

En kötü durum için bile F'nin değerleri 1-2 ve 1-8 ısı değiştiriciler mukayese edildiğinde % 2 den daha azdır. O halde, bir ceket ve iki veya daha fazla sayıda boru geçişine sahip herhangi bir ısı değiştirici için (paralel ve ters akışlarda) eşitlik 4.10 ile verilen ifade yeterlidir. Diğer akış düzenleri için düzeltme faktörleri Kimya Mühendisliği Handbook'larında bulunabilir. Eğer akış mükemmel ters akımsa F=1'dir. Ekonomik bir ısı değiştirici tasarımı için çeşitli kaynaklarda F'nin minimum değeri için farklı değerler

olsa da (F değeri R ve S'ye göre değişir) 0.85 değerinin kullanılması uygundur. Yani ekonomik bir tasarım için F değeri en az 0.85 olabilir.



Şekil 4.5. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Düzeltme Faktörü İçin Parametrelerin Tanımı

Toplam Isı Transfer Katsayıları

Eşitlik 4.11'de verilen toplam ısı transfer katsayısı birçok kaynak kitapta türetilmiştir. Eğer transfer edilen ısı borunun dış yüzey alanına dayanıyorsa, o zaman toplam ısı transfer katsayısı eşitlik 4.11'deki gibi yazılabilir.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{x_{fi} \cdot D_0}{k_{fi} \cdot D_i} + \frac{D_0}{h_i \cdot D_i} + \frac{x_w \cdot D_0}{k_w \cdot D_{LM}} + \frac{x_{fo}}{k_{fo}} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.11)$$

Bu eşitlikte D_{LM} logaritmik ortalama çaptır ve 4.12 eşitliği ile tanımlanır.

$$D_{LM} = \frac{D_o - D_i}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (4.12)$$

Eşitlik 4.11'in paydasında yer alan her ifade bir ısı transfer katsayısına karşılık gelir ve ısı transferine olan bir direnci temsil eder. Paydadaki ilk terim borunun iç yüzeyinde oluşan bir kabuk (kirlilik) sebebiyle ısı transferine olan direnci temsil eder. Oluşan kirlilik tabakasının kalınlığı ve termal iletkenliği çoğu zaman bilinmez. Kirlilik tabakasının termal iletkenliği ve kalınlığı literatürde bildirilmemiş olmasına rağmen, boru tarafında oluşan tabakanın sebep olduğu ısı transfer direnci eşitlik 4.13 ile belirlenebilir.

$$R_{fi} = \frac{X_{fi} \cdot D_0}{k_{fi} \cdot D_i} \quad (4.13)$$

Ceket tarafında ısı transferine olan direnç (kirlenme direnci veya kirlenme faktörü), R_{f0} , eşitlik 4.11'in dördüncü terimine karşılık gelir.

$$R_{f0} = \frac{X_{f0}}{k_{f0}} \quad (4.14)$$

Oluşan kabuk tabakasının kalınlığı zamanla değişir. Bir ısı değiştirici ilk kullanıldığında genellikle temizdir. Kullanıldıkça kabuk kalınlığı zamanla artar. Eğer bir kirlilik direnci belirtilirse, kabuk oluşumu için gereken zaman dolaylı olarak belirtilmelidir. Bu süre genellikle 1-1.5 yıl civarındadır. Bu süre sonunda ısı değiştirici bakıma alınmalı ve temizlenmelidir.

Eşitlik 4.11'in paydasındaki ikinci terim, ısı transferine kabuk yüzeyinde içteki akışkan tarafından kaynaklanan konvektif ısı direncini temsil eder. Üçüncü terim, boru duvarı tarafından kaynaklanan kondüktif direnci gösterir. Ancak bu direnç bir çok metalin termal iletkenliğinin büyük olmasından dolayı genellikle küçüktür. Termal iletkenlik çok küçük ve boru duvar kalınlığı büyük olmadığı zaman ısı transferine olan kondüktif direnç genellikle ihmal edilir. Paydadaki son terim ise, dış taraftaki akışkan filminin ısı transferine konvektif direncini temsil eder.

4.13 ve 4.14 eşitliklerinde verilen ifadeler, 4.11 eşitliğinde yerine yazılırsa aşağıdaki 4.15 eşitliği elde edilir.

$$U_0 = \frac{1}{R_{fi} + \frac{D_0}{h_i \cdot D_i} + \frac{1}{h_0} + R_{f0}} \quad (4.15)$$

Bireysel ısı transfer katsayıları ve kirlenme direnci veya kirlilik faktörü Tablo 4.3'de verilmiştir. Tablo 4.3'deki ısı transfer katsayıları, akışkanın inorganik veya organik, gaz veya sıvı olup olamadığına ve akışkanın faz değişimi içerip içermediği, soğutulan veya ısıtılan olup olmadığına göre gruplandırılmıştır.

İnorganik akışkanlar su ve amonyak iken, organik akışkanlar viskozitelerine bağlı olarak hafif, orta ve ağır olmak üzere üç gruba ayrılır. Akışkanın gaz olması durumunda gazın basıncıda ısı transfer özelliklerini etkileyebilir. Tablo 4.3 için verilen dip notlar hafif, orta ve ağır organik akışkanları tanımlar.

Tablo 4.3. Gövde-Borulu Isı Değiştiriciler İçin Yaklaşık Isı Transfer Katsayıları

Akışkan Şartları		$h, W/m^2K^{a,b}$	Kirlilik Direnci, m^2K/W^a
Hissedilir Isı Transferi			
Su ^c	Sıvı	5.000-7.500	1×10^{-4} - 2.5×10^{-4}
Amonyak	Sıvı	6.000-8.000	$0-1 \times 10^{-4}$
Hafif Organikler ^d	Sıvı	1.500-2.000	1×10^{-4} - 2×10^{-4}
Orta Organikler ^e	Sıvı	750-1.500	1.5×10^{-4} - 4×10^{-4}
Ağır Organikler ^f	Sıvı		
	Isıtma	250-750	2×10^{-4} - 3×10^{-3}
	Soğutma	150-400	2×10^{-4} - 3×10^{-3}
Çok Ağır Organikler ^g	Sıvı		
	Isıtma	100-300	4×10^{-4} - 3×10^{-3}
	Soğutma	60-150	4×10^{-4} - 3×10^{-3}
Gaz ^h	Basınç 100-200 kN/m ²	80-125	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 1 MN/m ²	250-400	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 10 MN/m ²	500-800	$0-1 \times 10^{-4}$
Yoğunlaşmayla Isı Transferi			
Buhar, amonyak	Basınç 10 kN/m ² , yoğunlaşmayan gaz yok ^{l,j}	8.000-12.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 10 kN/m ² , %1 yoğunlaşmayan gaz ^k	4.000-6.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 10 kN/m ² , %4 yoğunlaşmayan gaz	2.000-3.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 100 kN/m ² , yoğunlaşabilen gaz yok ^{i,j,k,l}	2.000-3.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Basınç 1 MN/m ² , yoğunlaşabilen gaz yok ^{i,j,k,l}	10.000-15.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Saf bileşen, basınç 10 kN/m ² , yoğunlaşmayan gaz yok ⁱ	15.000-25.000	$0-1 \times 10^{-4}$
Hafif Organikler ^d	Basınç 10 kN/m ² , %4 yoğunlaşmayan gaz ^k	1.500-2.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Saf bileşen, basınç 10 kN/m ² , yoğunlaşmayan gaz yok ⁱ	1.500-2.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Saf bileşen, basınç 1 MN/m ²	750-1.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Saf veya dar bir yoğunlaşma aralığına sahip bileşen, basınç 100 kN/m ^{2 m,n}	2.000-4.000	$0-1 \times 10^{-4}$
	Dar bir yoğunlaşma aralığı, basınç 100 kN/m ^{2 m,n}	3.000-7.000	$0-1 \times 10^{-4}$

Tablo 4.3'ün devamı

Orta Organikler ^e	Orta yoğunlaşma aralığı, basınç 100 kN/m ² _{k,m,o}	1.500-4.000	1x10 ⁻⁴ -3x10 ⁻⁴
Ağır Organikler	Orta yoğunlaşma aralığı, basınç 100 kN/m ² _{k,m,o}	600-2.000	2x10 ⁻⁴ -5x10 ⁻⁴
Hepsi Yoğunlaşabilen Hafif Çok Bileşenli Karışımlar ^d	Orta yoğunlaşma aralığı, basınç 100 kN/m ² _{k,m,o}	1.000-2.500	0-2x10 ⁻⁴
Hepsi Yoğunlaşabilen Orta Çok Bileşenli Karışımlar	Basınç<0.5 MN/m ²	600-1.500	1x10 ⁻⁴ -4x10 ⁻⁴
Hepsi Yoğunlaşabilen Ağır Çok Bileşenli Karışımlar ^f	Basınç>0.5 MN/m ²	600-1.500	1x10 ⁻⁴ -4x10 ⁻⁴
Buharlaşmayla Isı Transferi ^{p,q}			
Su ^r	Basınç< 3 MN/m ²	300-600	2x10 ⁻⁴ -8x10 ⁻⁴
	Saf bileşen, basınç < 2MN/m ²	300-600	2x10 ⁻⁴ -8x10 ⁻⁴
	Dar kaynama aralığı ^s , basınç < 2MN/m ²	3.000-10.000	1x10 ⁻⁴ -2x10 ⁻⁴
Amonyak	Saf bileşen, basınç < 2MN/m ²	4.000-15.000	1x10 ⁻⁴ -2x10 ⁻⁴
Hafif Organikler ^d	Dar kaynama aralığı ^s , basınç < 2MN/m ²	3.000-5.000	1x10 ⁻⁴ -2x10 ⁻⁴
	Saf bileşen, basınç < 2MN/m ²	1.000-4.000	1x10 ⁻⁴ -2x10 ⁻⁴
Orta Organikler ^e	Dar kaynama aralığı, basınç < 2MN/m ²	750-3.000	1x10 ⁻⁴ -3x10 ⁻⁴
	Dar kaynama aralığı, basınç < 2MN/m ²	1.000-3.500	1x10 ⁻⁴ -3x10 ⁻⁴
Ağır Organikler ^{f,g}		600-2.500	1x10 ⁻⁴ -3x10 ⁻⁴
		750-2.500	2x10 ⁻⁴ -5x10 ⁻⁴
Çok Ağır Organikler ^h		400-1.500	2x10 ⁻⁴ -8x10 ⁻⁴
		300-1.000	2x10 ⁻⁴ -1x10 ⁻³

Kaynayan sıvılar için ısı akısı çok büyük olamaz veya bir buhar tabakası (örtüsü) ısı transfer yüzeyinde oluşur. Bu buhar tabakası yüzeyi etkili bir şekilde izole ederek ısı transfer katsayısının azalmasına sebep olur. Gazlar veya buharlar kaynayan sıvılara göre çok daha düşük ısı transfer katsayılarına sahiptirler. Isı, yoğunlaşan buhar veya sıcak sıvı tarafından sağlanıyorsa, bir tabakasının oluşması durumunda ısı transferinde önemli bir azalma meydana gelecektir. Ancak eğer akışkan elektriksel olarak ısıtılıyorsa, ısı transferi esas olarak değişmez ve ısıtıcı yüzey sıcaklığı artar.

Akışkan Akımlarının Son Sıcaklıkları

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmadan önce her bir akışkan akımının son sıcaklığının belirlenmesi gerekir. Dört sıcaklıktan üç tanesi genellikle bilinir ve dördüncü sıcaklık ise kurulum ve işletme maliyetleri optimize edilerek belirlenebilir. Bir proses akımının soğutulduğunu düşünürsek, o zaman akımın ısı değiştiriciye giriş ve çıkıştaki sıcaklıkları genellikle biliniyordur. Akım bir proses ünitesinden ayrılarak ısı değiştiriciye girer. O zaman akım sonraki proses ünitesinin gereksinimlerine bağlı olarak belli bir sıcaklığa soğutulur.

Örnek 4.1. Soğutma Suyu Optimum Çıkış Sıcaklığının Hesaplanması:

Suyun çıkış sıcaklığı, ısı değiştiricinin toplam işletme maliyetleri minimize edilerek hesaplanabilir. Bu optimizasyon problemine, eğer bir serbestlik derecesi söz konusu ise, belirlenecek bütün ilişki ve değişkenlerin bir listesi oluşturularak yaklaşılır. Tablo 4.4.1’de optimizasyon için gerekli eşitlikler listelenmiştir. Soğutma suyunun ısı değiştiriciye girişteki kütleli akış hızı ile suyun çıkıştaki kütleli akış hızı birbirine eşittir. Bu, eşitlik 4.4.1’de verilmiştir.

$$m_{1,w} = m_{2,w} \quad (4.4.1)$$

m_1 : suyun girişteki kütleli akış hızı

m_2 : suyun çıkıştaki kütleli akış hızı

w alt indisi ise suyu (water) temsil etmektedir.

Proses akımından suya transfer edilen ısı miktarının hesaplanması gerekir. Bunun için bütün ısı değiştirici yerine sadece boru tarafı için bir enerji denkliği oluşturulur. Kinetik

ve potansiyel enerji değişimleri genellikle önemli olmadığından ihmal edilir ve iş terimi de sıfır olarak alınır. Böylece 4.4.2 ile ifade edilen eşitlik yazılabilir.

$$Q = h_{2,w} \cdot m_{2,w} - h_{1,w} \cdot m_{1,w} \quad (4.4.2)$$

Bu eşitlik suya transfer edilen ısının suyun entalpi değişimine eşit olduğunu gösterir.

Bir ısı değiştiricinin maliyeti boyutlarına bağlı olduğundan ve ısı değiştiricinin boyutu da ısı transfer hızına bağlı olacağından bir hız eşitliğinin yazılması gerekir. Bu hız ifade eşitlik 4.4.3'de gösterilmiştir.

$$Q' = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM} \quad (4.4.3)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı sıcaklığın fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(\Delta T)_{LM} = f(T_{1,w'}, T_{2,w}, T_{3,p'}, T_{4,p'}) \quad (4.4.4)$$

Uygulamada bir ısı değiştiricide hiçbir zaman kusursuz ters akışa ulaşamadığından logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü, F , kullanılır.

$$F = f(T_{1,w'}, T_{2,w}, T_{3,p'}, T_{4,p'}) \quad (4.4.5)$$

F sadece son sıcaklıklara bağlıdır.

Bir proses akışkanının belli bir sıcaklığa soğutulması için birkaç soğutucu boyutu söz konusu olabilir ancak bunlardan sadece bir tanesi en ekonomik olanıdır. Eğer soğutma suyu çıkış sıcaklığı artarsa, daha az suya ihtiyaç duyulur ve buna bağlı olarak maliyet azalır. Ancak yüksek çıkış sıcaklıklarına ulaşmak için daha büyük bir ısı değiştirici yüzey alanı gerekir ve sonuç olarak ısı değiştiricinin maliyeti artar. Eşitlik 4.4.6 soğutma suyu ve ısı değiştirici maliyetlerine bağlı olarak toplam yıllık maliyeti gösterir.

$$C_T = m_{1,w} \cdot \theta' \cdot C_{w'} + A(C_c' + C_M') \quad (4.4.6)$$

Bu eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim soğutma suyu maliyetini, ikinci terim ise ısı değiştiricinin kurulum ve bakım maliyetlerini gösterir. 4.4.6 eşitliğinde, C_w suyun birim fiyatı başına maliyetini, C_c birim alan başına ısı değiştiricinin maliyetini ve C_M birim alan başına ısı değiştiricinin bakım maliyetini ifade etmektedir.

Optimum soğutma suyu çıkış sıcaklığı ve buna bağlı olarak optimum boyutta ısı değiştirici elde etmek istenildiği için, toplam maliyetin minimum olması gerekir. Toplam maliyetin çıkış suyu sıcaklığına göre türevi, $\frac{dC_T}{dT_{2,w}}$, sıfıra eşit olmalıdır.

$$\frac{dC_T}{dT_{2,w}} = 0 \quad (4.4.7)$$

Son olarak problemin formülasyonunu tamamlamak için sistemin özellikleri ile ilgili verilere ihtiyaç vardır. Bir termodinamik özellik olan entalpi, enerji denkliği için gereklidir. Bir transfer özelliği olan toplam ısı transfer katsayısı ise hız ifadesi için gereklidir. Entalpi ve toplam ısı transfer katsayısı için eşitlikler aşağıda verilmiştir.

$$h_{1,w} = f(T_{1,w'}) = C_{pw}(T_{1,w'} - T_{B'}) \quad (4.4.8)$$

$$h_{2,w} = f(T_{2,w}) = C_{pw}(T_{2,w} - T_{B'}) \quad (4.4.9)$$

$$U_0 = f(\text{ısı değiştirici tipi, ceket akışkanı, boru akışkanı}) \quad (4.4.10)$$

değişkenler: $m_{1,w}$; $m_{2,w}$; $h_{1,w}$; $h_{2,w}$; $T_{2,w}$; A_0 ; F ; U_0 ; $(\Delta T)_{LM}$; C_T

serbestlik derecesi: $F = V - R = 10 - 10 = 0$

Serbestlik derecesi sıfır olduğu için, problem tam olarak formüle edilmiş olur ve yukarıda verilmiş olan eşitlikler çözülebilir. Daha sonra suyu çıkış sıcaklığına bağlı olarak toplam maliyet eşitliği ifade edilebilir. Soğutma suyunun ısı kapasitesinin ilgilenilen sıcaklık aralığında önemli miktarda değişmediğini kabul etmek uygun olabilir. Böylece, 4.4.1 ve 4.4.2 eşitliklerinden,

$$Q = (h_{2,w} - h_{1,w}) \cdot m_{1,w} \quad (4.4.11)$$

yazılabilir. Daha sonra 4.4.8 ve 4.4.9 eşitlikleri 4.4.11 eşitliğinde yazılırsa,

$$(h_{2,w} - h_{1,w}) = m_{1,w} \cdot C_{pw} \cdot (T_{2,w} - T_{1,w}) \quad (4.4.12)$$

yazılabilir. Böylece aşağıdaki 4.4.13 eşitliği yazılır.

$$Q = m_{1,w} \cdot C_{pw} \cdot (T_{2,w} - T_{1,w}) \quad (4.4.13)$$

Toplam maliyet için verilen 4.4.6 eşitliğindeki $m_{1,w}$ ve A_0 terimlerini yok etmek için eşitlik 4.4.3 ve 4.4.13 kullanılarak aşağıda verilen 4.4.14 eşitliği elde edilebilir.

$$C_T = \frac{Q \cdot \theta \cdot C_w}{c_{pw} \cdot (T_{2,w} - T_{1,w})} + \frac{Q \cdot (C_c + C_M)}{U_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM}} \quad (4.4.14)$$

4.4.14 eşitliğinin sağ tarafındaki terimlerden F hariç hepsi sabittir. Burada F değeri, ekonomik bir ısı değiştirici elde etmek için 0.85 olarak kabul edilebilir.

Eşitlik 4.4.4'de verilmiş olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı ifadesi eşitlik 4.4.14'de yazılırsa aşağıdaki 4.4.15 eşitliği elde edilir.

$$C_T = \frac{F \cdot Q \cdot \theta \cdot C_w}{c_{pw} \cdot (T_{2,w} - T_{1,w})} + \frac{Q \cdot (C_c + C_M)}{U_0 \cdot F \cdot [(T_{4,p} - T_{1,w}) - (T_{3,p} - T_{2,w})]} \ln \frac{(T_{4,p} - T_{1,w})}{(T_{3,p} - T_{2,w})} \quad (4.4.15)$$

4.4.15 eşitliğinin $T_{2,w}$ ye göre diferansiyeli alınabilir. Türev sıfıra eşitlenip eşitlik düzenlenirse aşağıdaki 4.4.16 eşitliği yazılabilir.

$$\frac{U_0 \cdot \theta \cdot C_w \cdot (\Delta T_1 - \Delta T_2)^2}{c_{pw} \cdot (C_F + C_M) \cdot (T_{2,w} - T_{1,w})^2} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\Delta T_2} - \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (4.4.16)$$

4.4.16 eşitliğinde,

$$\Delta T_1 = T_{4,p} - T_{1,w}$$

$$\Delta T_2 = T_{3,p} - T_{2,w}$$

4.4.16 eşitliği boyutsuzdur ve optimum soğutma suyu sıcaklığı olan $T_{2,w}$ son eşitlikten bulunabilir.

Tablo 4.4.1. Soğutma Suyu Optimum Çıkış Sıcaklığı Hesaplamak İçin Kullanılan Eşitlikler

(Eşitliklerde 1, 2, 3 ve 4 olarak ifade edilen birinci alt indisler proses akımını, p ve w olarak ifade edilen ikinci alt indisler ise bileşeni temsil etmektedir).

Eşitlik	Eşitlik numarası
Kütle Denkliği $m_{1,w} = m_{2,w}$ m, kütleli akış hızı	4.4.1
Enerji Denkliği $Q = h_{2,w} \cdot m_{2,w} - h_{1,w} \cdot m_{1,w}$	4.4.2
Hız Denklemleri $Q' = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM}$ $(\Delta T)_{LM} = f(T_{1,w'}, T_{2,w}, T_{3,p'}, T_{4,p'})$ $F = f(T_{1,w'}, T_{2,w}, T_{3,p'}, T_{4,p'})$	4.4.3 4.4.4 (eşitlik 4.2) 4.4.5 (eşitlik 4.10)
Ekonomik Bağlılıklar $C_T = m_{1,w} \cdot \theta' \cdot C_{w'} + A(C_c' + C_M')$ $\frac{dC_T}{dT_{2,w}} = 0$	4.4.6 4.4.7
Termodinamik Özellikler $h_{1,w} = f(T_{1,w'}) = C_{pw}(T_{1,w'} - T_{B'})$ $h_{2,w} = f(T_{2,w}) = C_{pw}(T_{2,w} - T_{B'})$	4.4.8 4.4.9
Transfer Özellikleri $U_0 = f(\text{ısı değıştirici tipi, ceket akışkanı, boru akışkanı})$	4.4.10
Değişkenler $m_{1,w}; m_{2,w}; h_{1,w}; h_{2,w}; T_{2,w}; A_0; F; U_0; (\Delta T)_{LM}; C_T$	
Serbestlik Derecesi $F = V - R = 10 - 10 = 0$	

Sıcaklık Farkı Yaklaşımı

Çoğu zaman optimum çıkış suyu sıcaklığının yaklaşık bir değerinin alınması yeterli olur. Tablo 4.4’de birçok ısı değiştirici için iki akımın son sıcaklıkları arasındaki fark olan yaklaşık sıcaklık farkı listelenmiştir. Ayrıca Tablo 4.4’de başlangıç tahminleri yapılırken ısı değiştiriciler için basınç düşmesi aralıkları da verilmiştir. Basınç düşmesi akışkanın gaz veya sıvı olmasına veya sıvı olduğunda yoğunlaşan veya buharlaşan olup olmadığına bağlıdır. Gazlar için basınç düşmesi toplam basınca bağlıdır. Atmosferik basıncın altında basınç düşmesi kritiktir ve vakum pompalarının maliyetlerinden dolayı azaltılmalıdır.

Tablo 4.4. Sıcaklık Farkı Yaklaşımı ve Basınç Düşmeleriyle Isı Değiştiricilerin Özeti

Isı Değiştirici	Isı Transfer Akışkanı	Sıcaklık Farkı Yaklaşımı, °C	Basınç Düşmesi, bar	
			Ceket	Boru
Dondurucu (Y)	Tuzlu su	3.0-5.0		
Soğutucu (Y)	Su	5.0-50.0		
	Hava	5.0-50.0	0.0012	
Yoğuşturucu (Y veya D) E	Su	10.0-50.0	0.1	
	Hava	5.0-50.0	0.0012	
Isıtıcı (Y)	Buhar, organik, sıcak gazlar	10.0-50.0	0.1	
Kızdırıcı (Y)	Buhar, organik, sıcak gazlar	50.0-100.0	0.05-0.6	0.05-0.6
Reboiler veya Buharlaştırıcı				
Kettle tip reboiler (Y)	Buhar, organik, sıcak gazlar	10.0-50.0	Önemsiz	0.1
Termosifon tip reboiler (D)	Buhar, organik, sıcak gazlar	20.0-60.0	0.1	0.2-0.6
Aradeğiştirici (interchanger) (Y)	Proses akışkanı	10.0-50.0		

Tablo Açıklaması: Parantez içindeki harfler ısı değiştiricinin yerleşim düzeninin ifade etmektedir. D: Dikey, E: Eğik, Y: Yatay

Sıvı ve Gazlar İçin Bazı Fiziksel Özellikler

Sıvılar	
Ortalama viskozite, cp	Basınç Düşmesi Ceket veya boru, bar (psi)
< 1.0	0.34 (5.0)
1.0-10.0	0.48 (7.0)
> 10.0	0.70 (10)
Gazlar	
Basınç, bar	Basınç Düşmesi Ceket veya boru, bar
Yüksek vakum	0.004-0.008
< 1.7	0.035
> 1.7	Giriş basıncının % 5-10 arası

Isı Değiştiricilerin Boyutlandırılması

Bir proses mühendisinin karşılaştığı iki genel problem vardır. Birincisi, bir proses biriminin boyutu hesaplanırken gereken tasarım problemidir. İkincisi ise, mevcut bir proses biriminin proses şartlarını sağlayıp sağlamadığı belirlenirken gereken hız problemidir. Bir ısı değiştirici için boyut problemi belli miktarda ısının transfer edilmesi için gerekli olan yüzey alanının hesaplanmasıdır. Ondan sonra bir ısı değiştirici belirlenen alanı vermek üzere detaylı bir şekilde tasarlanabilir. Hız problemi için ısı transfer alanı tayin edilir. Bir tesisteki ısı değiştirici kullanılmış cihaz satışı yapan veya bir üretici firmadan temin edilebilir. Genellikle üretici firmalar farklı boyutlarda standart ısı değiştiriciler üretirler.

Bir proses biriminin hızı sıklıkla karşılaşılan bir sorundur. İlk olarak boyutlandırma problemi üzerinde durulmalıdır. Isı değiştiricilerin boyutlandırılması için gerekli olan ifadeler Tablo 4.5’de özetlenmiştir. Tablo 4.6’da hesaplama prosedürü ana hatlarıyla verilmiştir. Isı transfer katsayıları ve kirlilik faktörleri daha önce Tablo 4.3’de verildiği için, Tablo 4.5’de eşitlik 4.5.10 dan 4.5.13’e kadar olan eşitliklerde fonksiyonel notasyonlar kullanılarak matematiksel olarak göstereceğiz.

Tablo 4.5. Boru-Ceket Isı Değiştiriciler İçin Eşitlikler

(Eşitliklerde 1, 2, 3 ve 4 olarak ifade edilen birinci alt indisler proses akımını, 1 ve 2 olarak ifade edilen ikinci alt indisler ise bileşeni temsil etmektedir).

Eşitlik	Eşitlik numarası
Kütle Denkliği $m_{3'} = m_4$	4.5.1
Enerji Denkliği $Q = h_{3,2} \cdot m_4 - h_{4,2} \cdot m_{3'}$	4.5.2
Hız Denklemleri $Q = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM}$ $F = f(T_{1'}, T_2, T_{3'}, T_{4'})$ $(\Delta T)_{LM} = f(T_{1'}, T_2, T_{3'}, T_{4'})$	4.5.3 4.5.4 (eşitlik 4.10) 4.5.5 (eşitlik 4.2)
Termodinamik Özellikler $h_{3,2} = f(T_{3'})$ $h_{4,2} = f(T_{4'})$	4.5.6 4.5.7
Ekonomik Bağntı $T_{3'} - T_2 = \text{yaklaşık } \Delta T \text{ Tablo 4.4'den}$	4.5.8
Transfer Özellikleri $U_0 = \frac{1}{R_{fi} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_0} + R_{f0}}$ $R_{fi} = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $h_i = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $h_0 = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $R_{f0} = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3	4.5.9 4.5.10 4.5.11 4.5.12 4.5.13
Değişkenler $m_4; T_2; (\Delta T)_{LM}; h_{3,2}; h_{4,2}; Q; U_0; A; F; R_{fi}; h_i; h_0; R_{f0}$	
Serbestlik Derecesi $F = 13 - 13 = 0$	

Tablo 4.6. Ceket-Boru Isı Değiştirici İçin Hesaplama Yöntemi

1. Eşitlik 4.5.1, 4.5.2, 4.5.6 ve 4.5.7'den transfer edilen ısı hesaplanır,
2. Eşitlik 4.5.10 ve 4.5.13'den bireysel ısı transfer katsayıları ve kirlilik direncinin yaklaşık değerleri seçilir,
3. Eşitlik 4.5.9'dan toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır,
4. Sıcaklık farkı yaklaşımı için eşitlik 4.5.8'den çıkış sıcaklığı (T_2) hesaplanır,
5. Eşitlik 4.5.5'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanır,
6. Eşitlik 4.5.4'den logaritmik ortalama düzeltme faktörü (F) hesaplanır,
7. Eşitlik 4.5.3'den boruların gerekli yüzey alanı hesaplanır.

Örnek 4.2 Bir Destile Su Ara Değiştiricinin Boyutlandırılması

34 °C'deki destile su bir evaporatöre akan 23 °C'deki ham su beslemesiyle 30 °C'ye soğutulacaktır. Destile suyu 1-2 ısı değiştiricide 79500 kg/h hızla soğutmak için gerekli ısı transfer alanını hesaplayınız.

Çözüm 4.2: Tablo 4.5'de verilen eşitlikler ve Tablo 4.6'da ifade edilen hesaplama prosedürüne göre çözüm yapılabilir. Tablo 4.5'deki eşitlik 4.5.1, 4.5.2, 4.5.6 ve 4.5.7 den ve entalpi farkından $C_p(T_{3,2} - T_{4,2})$ olduğuna dikkat ederek, transfer edilen ısı için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$Q = m_3 \cdot (h_{3,2} - h_{4,2}) = m_3 \cdot C_p \cdot (T_{3,2} - T_{4,2})$$

Bu eşitlikte 3 giren destile su akımını, 4 çıkan destile su akımını, 2 destile suyu ve 1 ham suyu temsil etmektedir.

$$Q = 79500 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{ s}} * 4.187 * 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (34 - 30)^\circ\text{C} = 3.699 * 10^5 \text{ J/s}$$

Bireysel ısı transfer katsayıları ve kirlilik dirençlerinin yaklaşık değerlerini hesaplamak için Tablo 4.3 kullanılabilir. Daha sonra ceket ve boru tarafında su için 5000 $\text{W/m}^2\text{K}$ ısı transfer katsayısı seçildikten sonra eşitlik 4.5.9'dan toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Ham suyun kirlilik direnci için $2.5 \cdot 10^{-4}$ ve destile suyun kirlilik direnci için ise $1 \cdot 10^{-4}$ değerleri alınabilir. Toplam ısı transfer katsayısı,

$$U_0 = \frac{1}{[2.5 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{5 \cdot 10^3} + \frac{1}{5 \cdot 10^3} + 1 \cdot 10^{-4}]} = 1.33 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

olarak hesaplanır.

Toplam ısı transfer katsayısı için hesaplanan bu değer literatürde ifade edilen değerlere (965-1280 W/m²K) göre oldukça büyüktür. Ancak bu değer ısı değiştirici alanının hesaplanmasında bir düzeltme faktörüyle birlikte kullanılabilir.

Bir soğutucu için, yaklaşık sıcaklık farkı Tablo 4.4'den 5 °C olarak alınabilir. Eşitlik 4.5.8'den ham suyun çıkış sıcaklığı olan T_2 29 °C'dir. Ham su kireç oluşturmaya meyilli olduğundan boru tarafına yerleştirilmesi daha uygundur. 50 °C ve üzerindeki sıcaklıklarda kireç oluşumu artacağından çıkış suyunun sıcaklığı 50 °C'yi aşmamalıdır.

Eşitlik 4.5.5'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$(\Delta T)_{LM} = \frac{(30-23)-(34-29)}{\ln \frac{(30-23)}{(34-29)}} = 5.94 \text{ °C olarak hesaplanır.}$$

Daha sonra eşitlik 4.5.4'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü F hesaplanır. F değeri, ya eşitlik 4.10 kullanılarak veya handbooklarda verilen eşitlik 4.10'nun grafikleri kullanılarak hesaplanabilir. Hangi yolla hesaplanırsa hesaplanırsın, ilk hesaplanması gereken parametreler R ve S dir. Şekil 4.5'den R ve S aşağıdaki gibi bulunur.

$$R = \frac{34-30}{29-23} = 0.667$$

$$S = \frac{29-23}{34-23} = 0.545$$

Daha sonra eşitlik 4.10'dan $F=0.947$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan F değeri gerekli olan minimum değerden (0.85) daha büyük olduğundan hesaplamada kullanılabilir. Son olarak eşitlik 4.5.3 kullanılarak gerekli yüzey alanı bulunur.

$$A = \frac{3.67 \cdot 10^5}{1.33 \cdot 10^3 \cdot (0.947) \cdot (5.944)} = 49 \text{ m}^2$$

Toplam ısı transfer katsayısındaki belirsizlikten dolayı % 20 bir güvenlik faktörü kullanılabilir ve yüzey alanı 58.8 m² olarak bulunur. Bu değer 60 m² olarak alınabilir.

Isı Değiştiricilerin Değerlendirilmesi

Bir değerlendirme probleminin amacı mevcut bir proses biriminin proses şartlarına uygunluğunun belirlenmesidir. Bir ısı değiştiricinin değerlendirilmesi için yaklaşık hesaplama prosedürüne ulaşmak için öncelikle herhangi bir kirlilik olmadığı durum için bir toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Bu durumda R_{fi} ve R_{fo} sıfır olacaktır (eşitlik 4.15'de).

$$U_{0C} = \frac{1}{\frac{D_0}{D_i \cdot h_i} + \frac{1}{n_0}} \quad (4.16)$$

Birçok durumda $D_0/D_i \cong 1$ alınabilir. Eşitlik 4.16, eşitlik 4.15'de yazılır ve R_{fi} ve R_{fo} da $(R_{fi})_A$ ve $(R_{fo})_A$ olarak alınırsa, toplam ısı transfer katsayısı için 4.17 eşitliği elde edilir.

$$U_0 = \frac{1}{(R_{fi})_A + \frac{1}{U_{0C}} + (R_{fo})_A} \quad (4.17)$$

Bireysel kirlilik dirençleri toplam kirlilik direncine ilave edilirse eşitlik 4.18 yazılabilir.

$$U_0 = \frac{1}{R_{0A} + \frac{1}{U_{0C}}} \quad (4.18)$$

Eşitlik 4.18 düzenlenirse toplam kirlilik direnci için 4.19 eşitliği yazılabilir.

$$R_{0A} = \frac{U_{0C} - U_0}{U_{0C} \cdot U_0} \quad (4.19)$$

Isı değiştirici için toplam ısı transfer katsayısı eşitlik 4.20'den hesaplanabilir.

$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM} \quad (4.20)$$

Böylece, eşitlik 4.16'dan U_{0C} ve eşitlik 4.20'den U_0 hesaplandıktan sonra, eşitlik 4.19 kullanılarak R_{0A} hesaplanabilir. Daha sonra iç ve dış taraftaki kirliliklerden kaynaklanan kirlilik direnci,

$$R_{0R} = (R_{fi})_R + (R_{fo})_R \quad (4.21)$$

R_{0R} , Tablo 4.3'den elde edilen bireysel kirlilik dirençleri kullanılarak hesaplanır.

$$R_{0A} \geq R_{0R} \quad (4.22)$$

$R_{0A} > R_{0R}$ ise, ısı değiştirici temizlik için gereken optimum zamandan daha uzun süre kullanılabilir.

$R_{0A} < R_{0R}$ ise, ısı değiştirici optimum zamandan daha kısa süre çalışacaktır.

Tablo 4.7, ısı değiştiricinin değerlendirilmesi için olan eşitlikleri ve Tablo 4.8 ise ana hatlarıyla hesaplama prosedürünü verir.

Tablo 4.7. Bir Isı Değiştiricinin Değerlendirilmesinde Kullanılan Eşitlikler

Eşitlik	Eşitlik numarası
Kütle Denkliği $m_{3'} = m_4$	4.7.1
Enerji Denkliği $Q = h_{3,2} \cdot m_{3'} - h_{4,2} \cdot m$	4.7.2
Hız Denklemleri $Q = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM}$ $F = f(T_{1'}, T_2, T_{3'}, T_{4'})$ $(\Delta T)_{LM} = f(T_{1'}, T_2, T_{3'}, T_{4'})$	4.7.3 4.7.4 (eşitlik 4.10) 4.7.5 (eşitlik 4.2)
Ekonomik Bağntı $T_{3'} - T_2 = \text{yaklaşık } \Delta T \text{ Tablo 4.5'den}$	4.7.6
Termodinamik Özellikler $h_{3,2} = f(T_{3'})$ $h_{4,2} = f(T_{4'})$	4.7.7 4.7.8
Transfer Özellikleri $R_{0R} = (R_{fi})_R + (R_{f0})_R$ $R_{0A} = \frac{U_{0C} - U_0}{U_{0C} \cdot U_0}$ $U_{0C} = \frac{h_i \cdot h_0}{h_i + h_0}$ $R_{fi} = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $h_i = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $h_0 = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3 $R_{f0} = f(\text{akışkan, faz değişim türü})$ -Tablo 4.3	4.5.9 4.7.10 4.7.11 4.7.12 4.7.13 4.7.14 4.7.15
Değişkenler $m_4; T_2; (\Delta T)_{LM}; h_{3,2}; h_{4,2}; Q; U_0; U_{0C}; F; R_{0A}; R_{0R}; (R_{fi})_R; (R_{f0})_R; h_i; h_0$	
Serbestlik Derecesi $F = 15 - 15 = 0$	

Tablo 4.8. Isı Değiştiricilerin Değerlendirilmesi İçin Hesaplama Yöntemi

1. Eşitlik 4.7.1, 4.7.2, 4.7.7 ve 4.7.8'den transfer edilen ısı hesaplanır,
2. Eşitlik 4.7.12 ve 4.7.15'den ısı transfer katsayılarının yaklaşık değerleri hesaplanır,
3. Eşitlik 4.7.6'dan soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı hesaplanır,
4. Eşitlik 4.7.5'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı $(\Delta T)_{LM}$ hesaplanır,
5. Eşitlik 4.7.4'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü (F) hesaplanır,
6. Eşitlik 4.7.3'den toplam ısı transfer katsayısı U_o hesaplanır,
7. Eşitlik 4.7.11'den temiz toplam ısı transfer katsayısı U_{oc} hesaplanır,
8. Eşitlik 4.7.10'dan R_{oA} ve eşitlik 4.7.9'dan R_{oR} hesaplanır,
9. $R_{oA} > R_{oR}$ ise yoğunlaştırıcı proses için yeterlidir.

Örnek 4.3 Bir Amonyak Kondenserin Değerlendirilmesi

Su kullanılarak 14.6 atm'de amonyak buharı 650 kg/h debide yoğunlaştırılacaktır. Bu işlem için 46 m² yüzey alanlı 1-2 ısı değiştirici kullanılacaktır. Buharlaştırma entalpisi 261.4 kcal/kg dır. Bu işlem için önerilen ısı değiştiricinin uygun olup olmadığını gösteriniz.

Çözüm:

Tablo 4.3'den ısı transfer katsayıları ve kirlilik dirençlerinin aşağıdaki değerleri seçilir. Su amonyaktan daha kirletici olduğundan, su boru tarafına yerleştirilir. Yoğunlaşan buhar genellikle ceket tarafına yerleştirilir.

$$h_i = 5000 \text{ W/m}^2\text{K} , h_o = 8000 \text{ W/m}^2\text{K} , R_{fi} = 2.5 * 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W} , R_{fo} = 1 * 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$$

Yoğunlaşan amonyağın aşırı soğutulmadığını kabul ederek eşitlik 4.7.1. ve 4.7.2'den,

$$Q = 261.4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * 650 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1.7 * 10^5 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkını hesaplamak için yoğunlaştırıcunun son sıcaklıkları sabitlenmelidir. Yoğunlaşma esas itibarıyla izobarik olduğundan, amonyak akımının giriş ve çıkış sıcaklıkları 41.4 °C olarak alınır. Tablo 4.1'den, soğutma suyu giriş sıcaklığı 30 °C'dir. Çıkış sıcaklığı 41.4 °C'den daha az olmalıdır ve eşitlik 4.7.6'dan hesaplanabilir.

Eğer 5 °C sıcaklık farkı yaklaşımından daha düşük bir değer Tablo 4.4'den seçilirse, düşük bir soğutma suyu akış hızı gerekir. Böylece, suyun çıkış sıcaklığı 36.4 °C'dir. Eşitlik 4.7.5'den logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$(\Delta T)_{LM} = \frac{(41.4 - 36.4) - (41.4 - 30)}{\ln \frac{5}{11.4}} = 7.76 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak hesaplanır. İzotermal yoğunlaşma için, logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü, F=1'dir. Böylece, eşitlik 4.7.3'den ısı değiştirici için toplam ısı transfer katsayısı,

$$U_0 = \frac{Q}{A \cdot F \cdot (\Delta T)_{LM}}$$

$$U_0 = 1.7 * \frac{10^5 \text{ kcal}}{h} * \frac{1}{46 \text{ m}^2} * \frac{1}{7.76 \text{ }^{\circ}\text{C}} * \frac{4.183 * 10^3 \text{ J}}{1 \text{ kcal}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 553.5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Eşitlik 4.7.11'den kirlilik olmadığı durum için toplam ısı transfer katsayısı,

$$U_{0c} = \frac{h_i \cdot h_0}{h_i + h_0} = \frac{5000 * 8000}{5000 + 8000} = 3.077 * 10^3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Eşitlik 4.7.10'dan kirlilik direnci

$$R_{0A} = \frac{U_{0c} - U_0}{U_{0c} \cdot U_0} = \frac{3077 - 553.5}{3077 * 553.5} = 1.482 * 10^{-3} \text{ m}^2\text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

Eşitlik 4.7.9'dan yoğunlaştırıcı için gerekli kirlilik direnci,

$$R_{0R} = R_{fi} + R_{f0} = 2.5 * 10^{-4} + 1.0 * 10^{-4} = 3.5 * 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$R_{0A} > R_{0R}$ olduğundan yoğunlaştırıcı bu işlem için yeterlidir.

Semboller ve Kısaltmalar

A	yüzey alanı
A_o	borunun dış yüzey alanı
C_c	birim alan başına yatırım maliyeti
C_M	birim alan başına bakım maliyeti
C_p	sabit basınçta ısı kapasitesi
C_T	toplam maliyet
C_w	birim kütle başına suyun maliyeti
D	boru çapı
F	logaritmik ortalama sıcaklık düzeltme faktörü ve serbestlik derecesi
h	ısı transfer katsayısı veya entalpi
k	termal iletkenlik katsayısı
m	kütlesel akış hızı
Q	ısı transfer hızı
R	bağımsız bağıntıların sayısı
R_f	kirlilik direnci
T	sıcaklık
T_B	en düşük sıcaklık
U	toplam ısı transfer katsayısı
U_o	boru dış yüzey alanına dayalı toplam ısı transfer katsayısı
V	değişkenlerin sayısı
X_f	kabuk kalınlığı (kirlilik)
X_w	boru duvar kalınlığı
$(\Delta T)_{LM}$	logaritmik ortalama sıcaklık farkı
$(\Delta T)_{LM,eff}$	etkin logaritmik ortalama sıcaklık farkı
θ	yıllık çalışma saati

Alt İndisler

A	kullanılabilir
C	temiz
f	katı çökelek
i	boru iç tarafı
LM	logaritmik ortalama
o	boru veya ceket tarafının dış tarafı
p	proses akışkanı
R	gerekli
W	su