

KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER

L. Berrin Erbay*¹

Prof.Dr.,
lberbay@ogu.edu.tr

Nihal Uğurlubilek¹

Yrd. Doç. Dr.,
Asst. Prof. Dr.,
nihalu@ogu.edu.tr

Özge Altun¹

Yrd. Doç. Dr.,
Asst. Prof. Dr.,
okutlu@ogu.edu.tr

Bahadır Doğan¹

Arş Gör.,
Research Asst.,
bdogan@ogu.edu.tr

¹ Eskişehir Osmangazi Üniversitesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, Eskişehir
Eskişehir Osmangazi University,
Department of Mechanical Engineering,
Eskişehir, Turkey

ÖZET

İki ortam arasında ısı transfer etmek için kullanılan bir ısı değiştirici, ısı transfer hızı artırılarak daha etkin olabilir. Isı değiştiricinin birim hacmindeki toplam yüzey alanının artırılması ısı transfer hızını iyileştirmenin yollarından birisidir. 700 m²/m³ ten daha büyük yüzey alan yoğunluğuna sahip veya 6 mm'den daha küçük hidrolik çapa sahip ısı değiştiriciler, kompakt ısı değiştiriciler olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada kompakt ısı değiştiriciler dikkate alınmıştır. Kanatlı yüzey uygulamaları; çalışma basınçları ve sıcaklıkları, plaka kanatlı ısı değiştiriciler; kirlenme, ısıl analiz; ısı transferi ve akışkan akışı karakteristikleri özetlenmiştir ve kapsamlı tablo ve grafikler sunulmuştur.

Bu çalışmanın amacı, bu alanda çalışan bir araştırmacıyı yeni araştırmalara ve tasarım ürünlerine teşvik etmek için kompakt ısı değiştiriciler hakkında kapsamlı bir rehber sağlamaktır.

Anahtar Kelimeler: Kompakt, ısı değiştirici, kirlilik, kanatlı

COMPACT HEAT EXCHANGERS

ABSTRACT

A heat exchanger used to transfer heat between mediums can have more effective by increasing rate of heat transfer. The increasing the total heat transfer area per unit volume of the heat exchanger is one of the ways to get enhanced rate of heat transfer. Heat exchanger having high surface area density which is greater than 700 m²/m³ or hydraulic diameter smaller than 6 mm is called compact heat exchangers. In this study, compact heat exchangers are considered. The finned surface arrangements; The working pressures and temperatures and sizes of plate-fin heat exchangers; Fouling; Thermal analysis; The heat transfer and fluid flow characteristics are summarized and comprehensive tables and graphics are presented.

The purpose of the present study is to provide a comprehensive guide of compact heat exchangers to encourage a researcher working in this field carry new investigations and design products.

Keywords: Compact, heat exchanger, fouling, finned

* İletişim yazarı
Contact author

Geliş tarihi : 30.07.2013

Kabul tarihi : 27.09.2013

Erbay, L. B., Uğurlubilek, N., Altun, Ö., Doğan, B. 2013. "Kompakt Isı Değiştiriciler," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 646, s. 37-48.

Erbay, L. B., Uğurlubilek, N., Altun, Ö., Doğan, B. 2013. "Compact Heat Exchangers," Engineer and Machinery, vol 54, no. 646, p. 37-48.

1. GİRİŞ

Bir ısı değiştirici, bir ortamdan diğerine ısı transfer etmek için kullanılır. Etkin bir ısı değiştirici ısı transfer hızını artırmak için gereklidir. Newton'un soğuma yasası dikkate alınarak iki akışkan arasındaki ısı transfer hızının ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı ve sıcaklık farkıyla orantılı olduğu açıkça söylenebilir. Bu öğelerden herhangi bir tanesi artırılarak ısı transfer hızı iyileştirilebilir. Yüzey alanının artırılması uygulamada karşılaşılan önemli ve etkin bir yöntemdir. Yüksek yüzey yoğunluğuna sahip ısı değiştiricileri kompakt ısı değiştiriciler (CHXs) olarak adlandırılmaktadır. Kompakt ısı değiştiriciler ısı transfer hızını artırırken boyutun, ağırlığın ve kullanılan soğutucu akışkan miktarının azaltılması avantajlarını beraberinde getirir. Bu çalışmada, kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferinin iyileştirilmesi araştırılmıştır.

Kompakt ısı değiştirici uygulamalarının en beklenen sonucu enerji gereksinimi ve maliyetinin azaltılmasıdır. Plakalı ısı değiştiriciler, plakalı kanatlı ısı değiştiriciler ve rejeneratörler için kullanılan ve β (m^2/m^3) ile temsil edilen ısı transfer yüzey alanı yoğunluğu aşağıda gösterildiği üzere ısı transfer yüzey alanı, A ve ısı değiştirici hacmi, V ile tanımlanmıştır.

$$\beta = \frac{A_h}{V_h} \text{ veya/ör } \beta = \frac{A_c}{V_c} \quad (m^2 / m^3) \quad (1)$$

Denklem 1'de yer alan h ve c indisleri sırası ile sıcak ve soğuk akışkanları temsil etmektedirler. Denklem 2'de yer alan toplam hacim, V_{total} terimi kanatlı borulu ve gövde borulu ısı değiştiricileri için kullanılmaktadır.

$$\beta = \frac{A_h}{V_{total}} = \frac{A_c}{V_{total}} = \frac{4\sigma}{D_h} \quad (m^2 / m^3) \quad (2)$$

Gazdan sıvıya ısı değiştiriciler $\beta > 700$ (m^2/m^3) olduğu durumlarda kompakt ısı değiştirici olarak kabul edilmektedir. Ayrıca, hidrolik çap, D_h kesit alan yerine herhangi bir akışkan tarafındaki minimum akış alanının (A_0) kullanılmasıyla kompaktlığı tanımlamak için kullanılır. $D_h \leq 6$ mm olduğu durumlarda ısı değiştirici kompakt ısı değiştirici olarak değerlendirilir.

Shah (1981) ısı değiştiricilerin ısı transfer yüzey alanı yoğunluk spektrumunu için bir şekil tanımlamıştır. Şekil 1'den görüldüğü üzere, ısı transfer yüzey alanı yoğunluğu, β (m^2/m^3) ve hidrolik çap, D_h (mm) için şeklin alt kısmında iki ölçek gösterilmektedir. Şekildeki kutularda çeşitli ısı değiştirici yü-

1. INTRODUCTION*

A heat exchanger is used to transfer heat between mediums. An effective heat exchanger is required to get increased rate of heat transfer. By considering the Newton's Law of Cooling it is obviously said that the rate of heat transfer between fluids are directly proportional to heat transfer coefficient, heat transfer surface area and the temperature difference. The rate of heat transfer is enhanced by increasing one of these items. The increase of surface area is an important and effective passive way encountered in practice. The heat exchangers with high surface density are called compact heat exchangers (CHXs). CHXs bring the advantage of decreasing the size, weight and the amount of refrigerant used as well as increased heat transfer rate. In this study, the heat transfer enhancement is investigated by considering the CHX.

The most expected result of the CHX applications is the reduced energy requirements and cost. The heat transfer surface area density designated β (m^2/m^3) for plate HX and plate fin exchangers and regenerators is defined by considering the heat transfer surface area A and the heat exchanger volume V as follows,

where subscripts h and c indicate hot fluid side and cold fluid side, respectively. The total volume V_{total} is used in case of tube-fin and shell-and-tube exchangers as

A gas-to-fluid heat exchanger is assumed as a CHX if $\beta > 700$ (m^2/m^3). Also the hydraulic diameter D_h is used to identify the compactness by using the minimum free-flow area A_0 on one-fluid side instead of cross-sectional area. When $D_h \leq 6$ mm, the heat exchanger is considered as CHX.

Shah (1981) has presented a figure the heat transfer surface area density spectrum of exchanger surfaces. As it is seen in Figure 1, there are two scales shown the heat transfer surface area density β (m^2/m^3) and the hydraulic diameter D_h (mm) in the bottom side of this figure. Several heat exchanger surfaces are illustrated via boxes. As the values of

zeyleri gösterilmektedir. β ya da D_h için ölçümler önerilirken bu kutuların kısa dik kenarları bahsedildiği gibi yüzey hali için β ya da D_h 'nin yüzeyini işaret ederler.

Şekil 1'de gösterilen D_h , bu durumlar için kullanılan eşit olmayan ıslak çevre değerleri sebebiyle meydana gelen basınç düşümü ve ısı transferiyle ilgili hesaplamalar için farklı hesaplanabilir. Şekil 1'de kullanılan özel terimler aşağıdaki şekilde kabul edilmiştir.

- Düzgün sıralı gövde borulu bir ısı değiştirici için Denklem 3 dikkate alınır.

$$X_t^* \cdot X_l^* = 1.88 \quad (3)$$

Denklem 3'te yer alan X_t^* ve X_l^* terimleri boru dış çapının normaline göre enine ve boyuna tüp adımlarıdır.

- Plakalı ve plaka kanatlı ısı değiştiriciler için plakalar arasındaki gözeneklilik, $\sigma = 0.8333$ olarak alınır.
- Bir rejeneratör için, matris yapıları bir yüzeyin gözeneklilik, $\sigma = 0.8333$ olarak alınır.

Burada iç kısım veya matris gözenekliliği (σ) boş hacmin toplam iç hacme veya matris hacmine oranıyla tanımlanır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sigma = \begin{cases} \frac{A_o}{A_{fr}} & \text{gözenekli akış geçişleri için for porous flow passage} \\ \frac{V_{void}}{A_{fr}L} & \text{sürekli akış geçişleri için for continuous flow passage} \end{cases} \quad (4)$$

Burada A_o , A_{fr} , V_{void} ve L sırasıyla serbest akış alanı, ön yüz alanı, boş hacim ve akışkanın akış uzunluğudur. Bu değerler

β or D_h scale are predicted, the short vertical sides of this boxes point to the space of β or D_h for the case of the surface as mentioned.

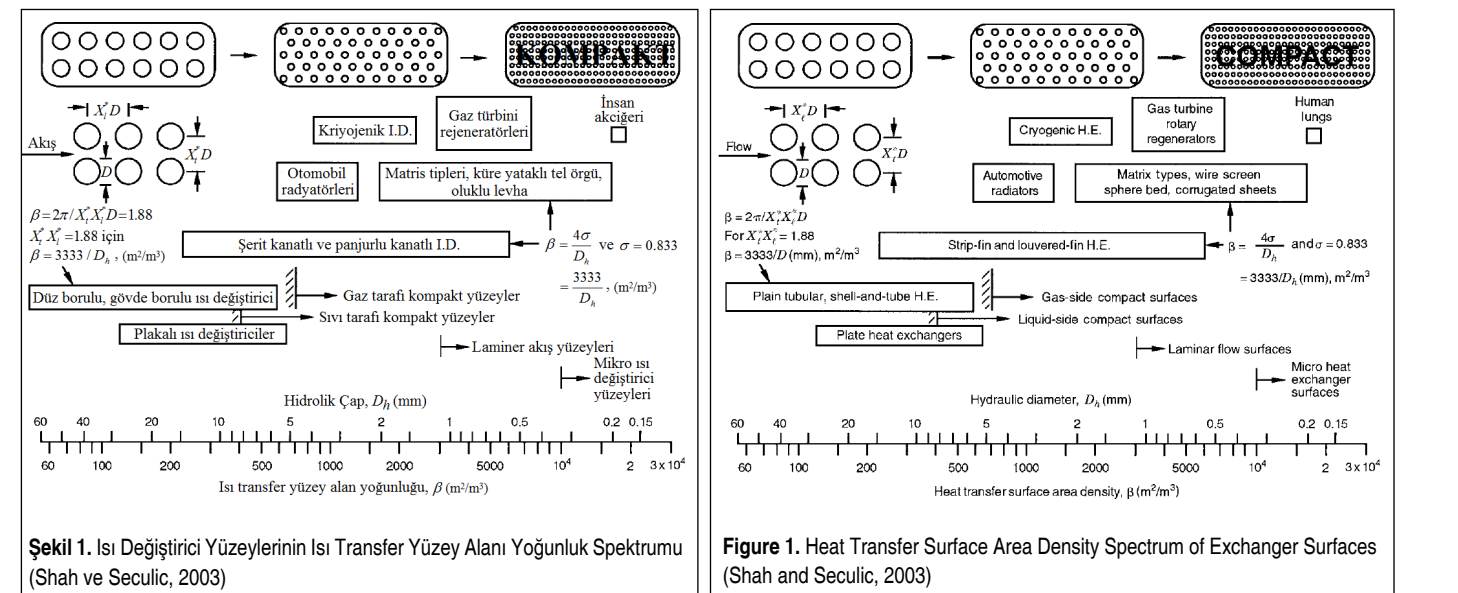
D_h presented in Figure 1 can be calculated different for the calculations of heat transfer and pressure drop because of the possibility of nonequal the wetted perimeter values used for these cases. The values specific terms used in Figure 1 are accepted as follows:

- For a shell-and-tube exchanger, an inline arrangement is considered with

where X_t^* and X_l^* are the transverse and longitudinal tube pitches normalized with respect to the tube outside diameter.

- For plate and plate-fin exchangers, the porosity between plates is taken as $\sigma = 0.8333$;
- For a regenerator, the porosity of matrix surface is taken as $\sigma = 0.8333$

where the core or matrix porosity (σ) defined as a ratio of the void volume to the total core or matrix volume calculated as follows:



Şekil 1. Isı Değiştirici Yüzeylerinin Isı Transfer Yüzey Alanı Yoğunluk Spektrumu (Shah ve Seculic, 2003)

Figure 1. Heat Transfer Surface Area Density Spectrum of Exchanger Surfaces (Shah and Seculic, 2003)

* Makalenin İngilizcesi yazarları tarafından sağlanmıştır.

kullanılarak, hidrolik çapa D_h (mm) bağlı olarak β (m^2/m^3) aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\beta = \frac{3333}{D_h} \quad (5)$$

2. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Kompakt ısı değiştiriciler elde etmek için bir çok kanatlı yüzey uygulaması kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları Şekil 2 ile gösterilmektedir. Şekil 2a'da iki akışkanlı ısı değiştirici için en basit ve yaygın olarak kullanılan dairesel boru demeti gösterilmektedir. Bu düzenleme hem yüksek hem de düşük yoğunluklu akışkanlar için kullanılmakta; fakat bu düzenlemede yüzey alanını önemli ölçüde artırmanın tek yolu boruların çaplarının küçültülmesidir. İmalat zorlukları ve maliyeti bu doğrultuda çok büyük sınırlamalar getirmektedir. Boru çapı 0.06 metreden daha küçük ısı değiştiricileri çok nadir bulunmaktadır.

Şekil 2b ile dairesel kanatlı boru yüzeyi gösterilmektedir. Bu düzenlemede dairesel kesitli kanatlı borunun dış yüzeyine eklenmiştir. Bu tip bir düzenleme genellikle gazdan sıvıya ısı değiştiricilerinde optimum tasarımın gaz tarafında ihtiyaç duyulması durumunda kullanılmaktadır. Herhangi bir optimum tasarımda yüksek yoğunluklu akışkanın düşük sürtünme gücü gereksinimiyle birlikte yüksek ısı iletimine sahip olması yüksek ısı transfer hızıyla sonuçlanır. Kanatlar kullanıldığında, kanatlar boyunca yüksek bir ısı transferi meydana gelmelidir. Ancak kazanılan bu ekstra yüzey alanının avantajının tamamını veya büyük bir kısmını iletim direnci yok edebilir.

Şekil 2c'de borular yassı olarak gösterilmektedir; fakat dairesel de olabilmektedir.

Gazdan gaza kompakt ısı değiştiricilerinde, yüksek alan yoğunluğu her iki akışkan tarafı için de tercih edilir. Şekil 2d ve Şekil 2e ile bu amaca ulaşmak için plakalı kanatlı düzenlemeler kullanılarak elde edilen ısı değiştiriciler gösterilmektedir. Isı değiştirici bir sandviç gibi plakaların kanatlara bağlanmasıyla imal edilmiştir. İki akışkan plakalar arasındaki alternatif yollardan taşınır ve ek bir esneklik derecesi sağlayacak şekilde karşıt akışlı veya çapraz akışlı olarak düzenlenebilir. Şekil 2e ile başka bir kanat-boru düzenlemesi gösterilmektedir. Bu düzenlemede, kanatların sürekli devam etmesi yerine ısı taşınımını değiştirmek için kanatlar kesilmiştir.

Şekil 2f ile kompakt bir matris düzenlemesi gösterilmektedir. Bu yapı katı çubuklar veya tel ekranların yığılmasıyla yapılabilir. Matrisler plaka ve kanat yığınlarının veya basitçe toplanmış boru demetleri kullanılarak düzenlenebilirler. Birçok matris cam seramik malzeme kullanılarak imal edilmektedir. (Kays and London, 1998).

Bir kompakt ısı değiştirici elde etmek için yüksek yüzey alan

values, β (m^2/m^3) depending on D_h (mm) are calculated as β

2. COMPACT HEAT EXCHANGERS

There are many finned surface arrangements used to get compact heat exchangers. Some of them are given in Figure 2. In Figure 2a simplest and most common surface arrangement for a two-fluid heat exchanger is the circular tube bundle shown. This arrangement, of course, has long been used for both high- and low-density fluids, but the only way in which surface area density can be substantially increased is to decrease the diameter of the tubes. Fabrication difficulties and cost place a rather severe limitation on what can be accomplished in this direction, and large heat exchangers with tube diameters of less than 0.006 m are rare.

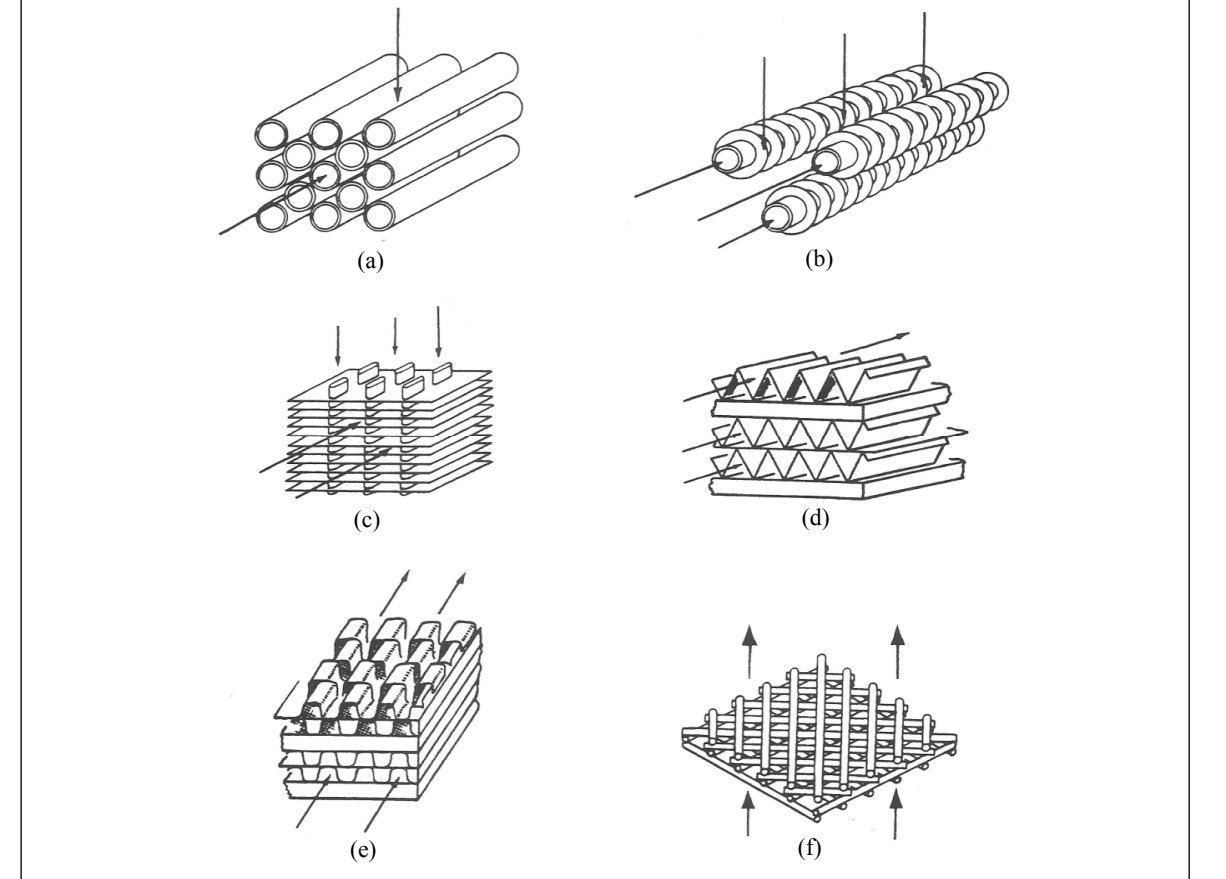
Figure 2b shows a finned circular tube surface. In this arrangement circular fins have been attached to the outside of circular tubes. Such an arrangement is frequently used in gas to liquid heat exchangers where optimum design demands a maximum of surface area on the gas side. The low friction -power requirement characteristic of high- density fluids, together with the relatively high thermal conductivity of liquids, results in high convection heat transfer rates in any optimum design. If fins are employed, the high heat transfer rates must be conducted along the fins, and the conduction resistance may destroy all or most of the advantage of the extra surface area gained.

In Fig.2c, the tubes are illustrated as flat, but they can also be circular.

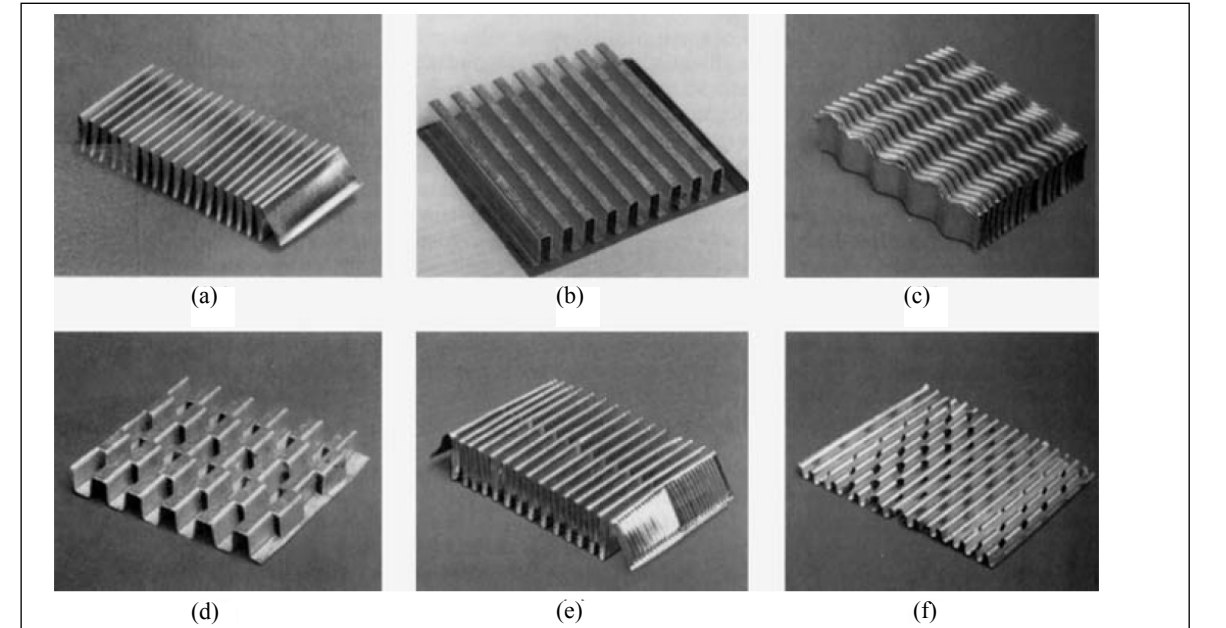
In compact gas to gas heat exchangers, large area density is desirable on both fluid sides, and a method for accomplishing this objective with fins is illustrated by the plate fin arrangement of Fig. 2d and Fig. 2e. The heat exchanger is built up as a sandwich of flat plates bonded to interconnecting fins. The two fluids are carried between alternate pairs of plates and can be arranged in either counter flow or crossflow, which provides an added degree of flexibility in this arrangement. Figure 2e illustrates another finned-tube arrangement. In this arrangement, the fins can be interrupted rather than continuous, an arrangement which alters the basic convection heat transfer.

Figure 2f illustrates one such compact matrix. This construction could be built up of stacks of solid rods or stacks of wire screens. Matrices can also be constructed using stacks of plates and fins or simply packed bundles of tubes. Some of the most common matrices are made using glass ceramic materials

To get a CHX with high surface area density fins are used



Şekil 2. Kompakt Isı Değiştirici Yüzeylerine Ait Bazı Tipik Örnekler; (a) dairesel boru demeti; (b) kanatlı dairesel boru; (c) plaka kanat ve yassı boru düzenlemesi; (d) üçgen kanatlı düzenleme; (e) kaydırılmış şerit kanatlı düzenleme; (f) tel örgülü düzenleme (Kays ve London, 1998)
Figure 2. Some Typical Examples of Compact Heat Exchanger Surfaces; (a) the circular tube bundle; (b) finned circular tube surface; (c) the plate fin and flat tube arrangement; (d) triangular finned arrangement; (e) offset strip finned tube arrangement, (f) compact matrix (Kays and London, 1998)



Şekil 3. Plaka Kanatlı Isı Değiştiriciler İçin Oluklu Kanat Geometrilere; (a) Düz Üçgen Kanat; (b) Düz Dikdörtgen Kanat; (c) Dalgalı Kanat (d) Kaydırılmış Şerit Kanat; (e) Panjurlu Kanat; (f) Delikli Kanat. (Shah ve Seculic, 2003)
Figure 3. Corrugated Fin Geometries For Plate-Fin Heat Exchangers; (a) Plain Triangular Fin; (b) Plain Rectangular Fin; (c) Wavy Fin; (d) Offset Strip Fin; (e) Multilouvered Fin; (f) Perforated Fin. (Shah and Seculic, 2003)

yoğunluğuna sahip kanatlar mümkün olduğunca sık bir şekilde kullanılmaktadır. Şekil 3 ile genellikle kullanılan kompakt ısı değiştirici geometrileri plaka kanatlar, panjurlu kanatlar, dalgalı kanatlar, pin kanatlar ve oluklu kanatlar gösterilmektedir.

Pirinç kanatlı bakır borulardan üretilen plaka kanatlı ısı değiştiriciler 1910 yılından beri otomobil endüstrisinde üretilmektedir. Bu ısı değiştiriciler 1940'lardan beri havacılık endüstrisinde ve 1950'lerden beri gaz sıvılaştırma uygulamalarında kullanılmak üzere alüminyumdan üretilmiştir.

Plaka kanatların profilleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılmıştır.

- düz üçgen veya dikdörtgen kanatlar gibi düz ve dik kanatlar
- düz ve dalgalı (ana akışkan akımı yönünde) kanatlar
- şaşırtmalı, panjurlu, delikli ve iğne kanatlar gibi kesintili kanatlar

Endüstride kesintili kanatlar düz kanatlara göre daha verimli olduklarından tasarım kısıtlamaları izin verdiği sürece her zaman kullanılmaktadır.

2.1 Pratikteki Uygulama Alanları

Plaka kanatlı ısı değiştiricilerin genellikle kullanıldıkları alanlar aşağıda sıralanmıştır.

- Elektronik güç santralleri (gaz türbini, buhar, nükleer, yakıt pili, vd.),
- Tepkili güç çevrimleri (otomobil, kamyon, uçak, vd.),
- Termodinamik çevrimli sistemler (ısı pompası, soğutma sistemleri, vd.),
- Elektronik,
- Kriyojenik,
- Gaz sıvılaştırma,
- İklimlendirme,
- Atık ısı kazanım sistemleri.

2.2 Plaka Kanatlı Isı Değiştiricilerin Çalışma Basınçları

Plaka kanatlı ısı değiştiriciler 8300 kPa çalışma basınca kadar ticari olarak mevcut bulunmasına rağmen, bunlar genellikle 700 kPa'dan daha küçük çalışma basınçları için tasarlanmıştır. Son zamanlarda, çalışan akışkan olarak karbondioksit kullanan bir kondenser 14 MPa çalışma basıncına sahip bir otomobil kliması için geliştirilmiştir. Süper elastik deformasyon ve difüzyon ile üretilen titanyumdan imal edilmiş plaka kanatlı ısı değiştiriciler 35 MPa ve üzeri çalışma basınçlarını sağlayabilmektedir.

2.3 Plaka Kanatlı Isı Değiştiricilerin Çalışma Sıcaklıkları

Plaka kanatlı ısı değiştiricinin cidar sıcaklığı, birleştirme

extensively as dense as possible. Within the common surface arrangements of CHXs such geometries as plate fins; louvered fins; strip fins; wavy fins; pin fins; and perforated fins have been distinguished as given in Figure 3.

Plate-fin heat exchangers manufactured as copper fin-brass tubes have been produced in the automotive industry since 1910s, they have been made of aluminum in the aerospace industry since 1940s and in the gas liquefaction applications since the 1950s.

The profiles of plate fins are classified as

- plain and straight fins such as plain triangular and rectangular fins,
- plain and wavy (in the main fluid flow direction) fins,
- interrupted fins such as offset strip, louver, perforated, and pin fins.

The several interrupted fins are used in industry all the time allowed by the design constraints because they are more efficiently than plain fins.

2.1 Applications in Practice

Plate-fin exchangers are considerably used in

- electric power plants (gas turbine, steam, nuclear, fuel cell, etc.),
- propulsive power plants (automobile, truck, airplane, etc.),
- the systems with thermodynamic cycles (heat pump, refrigeration, etc.),
- electronic,
- cryogenic,
- gas-liquefaction,
- air-conditioning,
- waste heat recovery systems.

2.2 The Working Pressures of Plate Fin Heat Exchangers

Despite the fact that plate-fin exchangers are available commercially for working pressures up to about 8300 kPa they are usually intended for medium working pressures having less than about 700 kPa. Recently, a condenser used carbon dioxide as the working fluid has been enhanced for operating pressures of 14 MPa for an automotive air-conditioning system. The plate-fin exchanger made from titanium manufactured by superelastic deformation and diffusion bonding can provide the working pressure having 35 MPa and higher.

2.3 The Working Temperatures of Plate Fin Heat Exchangers

The boundary of temperature for plate-fin exchangers can al-

yöntemine ve malzemeye bağlı olarak değişebilir. Malzeme olarak metaller (840 °C sıcaklığa kadar) ve tepe sıcaklığı 1370 °C olan seramikler (1150 °C sıcaklığa kadar) kullanılır. 50 °C çalışma sıcaklığı limiti olan Japon kağıdı (higroskopik) ön ısıtma veya ön soğutma gibi havalandırma uygulamalarında kullanılan plaka kanatlı ısı değiştirici imalatında kullanılmaktadır.

2.4 Plaka Kanatların Büyüklükleri

5900 m²/m³ yüzey alan yoğunluğuna sahip olan plaka kanatlı ısı değiştiriciler üretilmektedir. Tipik kanat yoğunlukları 120 ile 700 kanat/m arasında olmasına rağmen, kanat yoğunluğu 2100 kanat/m olan bazı tasarımlar da mevcuttur. Kanat kalınlıkları 0.05 ile 0.25 mm arasında seçilmektedir. Kanat yükseklikleri 2 ile 25 mm arasında alınmaktadır.

3. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KIRLENME

Kompakt ısı değiştiricilerde akış geçişlerinin küçük bir hidrolik çaptan (D_h) olması kirlenme probleminin bir göstergesidir. Zorlu temizlik sorunu nedeniyle sadece temiz ve paslanmaz bir akışkan akışına izin verilebilir. Özel mekanik bir yöntem veya kimyasal bir temizleme yöntemi kullanılabilir. Diğer bir önemli uygulama düşük hidrolik çapa sahip birçok akışkan geçişinin olduğu durumlar için üniform bir akış dağılımı sağlamaktır.

Kirlenme bir ısı değiştiricinin bütün tasarımını önemli derecede etkileyebilir ve ısı değiştiricinin imalatı için gerekli malzeme miktarını belirleyebilir. Sonuç olarak kirlenme, başlangıç maliyetini, çalışma maliyetini ve ısı değiştirici performansını doğrudan etkileyerek büyük bir ekonomik kayba neden olur.

Kakac ve Liu (2002) kirlenme problemlerini aşağıda olduğu gibi açıklamışlardır.

Kirlenme ısı transferini azaltarak ve basınç düşümünü tetikleyerek ısı değiştirici etkenliğini azaltmaktadır.

Bir ısı değiştiricinin ısı analizi enerjinin korunumuyla hesaplanır. Sıcak akışkandan atılan ısı soğuk akışkan tarafından kazanılan ısıya eşittir. Isı transfer hızı ısı değiştirici geometrisi ve akış parametreleriyle ilgilidir.

$$Q = UA_o \Delta T_m \quad (6)$$

Denklemden yer alan U terimi ısı değiştiricinin dış yüzeyinde meydana gelen ısı transferi dikkate alınarak belirlenmiştir. Toplam ısı transfer katsayısını temiz yüzeyler için (U_c) ve kirlili yüzeyler için (U_f) ayırt etmek önemlidir.

tered according to the bonding method and the materials used. The metals (for temperatures up to about 840 °C) and ceramic having the peak temperature of 1370 °C (for temperatures up to about 1150 °C) are used as the materials. Japanese treated (hygroscopic) paper having the operating temperature limit of 50 °C is used to manufacture the plate-fin exchanger used in ventilation applications such as preheating or precooling of incoming air.

2.4 Sizes of Plate-Fins

Plate fin exchangers having the surface area density up to 5900 m²/m³ can be produced. Although typical fin densities are 120 to 700 fins/m (3 to 18 fins/in.), some designs having 2100 fins/m also available. Fin thickness is chosen between 0.05-0.25 mm. Fin heights are taken between 2 – 25 mm.

3. FOULING IN COMPACT HEAT EXCHANGERS

In a CHX the flow passages with low D_h is an indication of serious fouling problem. Due to the challenging cleaning problem, one can allow the flow of fluid of clean and noncorrosive only. Special mechanical or most probably chemical cleaning can be used. Another important operating consideration is to enable uniform flow distribution since there is a number of a flow passage of low D_h .

Fouling may significantly influence the overall design of a heat exchanger and may determine the amount of material employed for construction. Consequently, fouling causes an enormous economic loss as it directly impacts the initial cost, operating cost, and heat exchanger performance.

Kakac and Liu (2002) have explained the fouling problem as follows:

Fouling reduces the effectiveness of a heat exchanger by reducing the heat transfer and by affecting the pressure drop.

Thermal analysis of a heat exchanger is governed by the conservation of energy in that the heat release by the hot fluid stream equals the heat gain by the cold fluid. The heat transfer rate is related to the exchanger geometry and flow parameters as,

where U is based on the outside heat transfer surface area of the exchanger. It is important to distinguish between overall heat transfer coefficient for clean (U_c) and fouled surface (U_f).

U_f , temiz yüzeyin toplam ısı transfer katsayısıyla ilgili olabilir,

U_f can be related to the clean surface overall heat transfer coefficient as,

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_{ft} \quad (7)$$

Denklemden yer alan R_{ft} terimi kirlenme direncidir.

Where R_{ft} is the total fouling resistance,

$$R_{ft} = \frac{A_o R_{fo}}{A_i} + R_{fo} \quad (8)$$

Kirlenme olduğu durumda toplam ısı transfer hızı,

The heat transfer rate under fouled conditions,

$$Q = U_f A_f \Delta T_{mf} \quad (9)$$

şekindedir ve denklemden yer alan f indisi kirlenme olduğu durumu ifade etmektedir. İşlem koşulları genellikle ısı transferini ve akışkan sıcaklığını belirli bir değerde tutmaktadır. Örnek olarak $Q_f = Q_c$ ve $\Delta T_{mf} = \Delta T_{mc}$. Bu şartlar altında, Denklem (7), (8) ve (9)

where the subscript f refers to the fouled conditions. Process conditions usually set the heat duty and fluid temperatures at specified values, i.e., $Q_f = Q_c$ and $\Delta T_{mf} = \Delta T_{mc}$. Under these conditions, Equations (7), (8) and (9) show that

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U_c R_{ft} \quad (10)$$

olduğunu gösterir. Denklemden yer alan A_c terimi ısı değiştiricinin temiz kalması durumunda gerekli olan yüzey alanıdır. Denklemden (10) yer alan $U_c R_{ft}$ terimi ısı değiştiricinin kirlenmesinden dolayı gerekli olan ek yüzey alanını temsil etmektedir.

where A_c is the required surface area if the heat exchanger remains clean. $U_c R_{ft}$ in Eq. (10) represents the additional surface area required because of fouling of the heat exchanger.

Basit bir gösterimle, dairesel bir borunun iç ve dış yüzeylerindeki kirlenme Denklem 11 ile tanımlanabilir. Kirlenmenin ısı transfer yüzeyine bir yalıtım tabakası ekleyeceği açıktır. Düz borulu bir ısı değiştirici için kirlenme şartları altında dış yüzey alanına bağlı olarak tanımlanmış toplam ısı transfer katsayısı, U_f iç ve dış ısı dirençler eklenerek aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

A simple visualization of fouling depicts fouling buildup on the inside and outside of a circular tube. It is evident that fouling adds an insulating layer to the heat transfer surface. For a plain tubular heat exchanger, the overall heat transfer coefficient based on the outer surface area under fouled conditions, U_f , can be obtained by adding the inside and outside thermal resistance.

$$U_f = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o}{A_i} R_{ft} + \frac{A_o \ln(d_o / d_i)}{2\pi k L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (11)$$

Isı transfer ekipmanlarının kirlenmesi sanayi sektörü için ek bir maliyet getirmiştir. Buradan yola çıkarak ek maliyetler aşağıda sıralanmıştır.

- artan sermaye harcamaları,
- artan bakım maliyeti,
- üretimin azalması,
- enerji kayıpları.

Kirlenmeyi telafi etmek için ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanı artırılmaktadır. Pompalar ve fanlar yüzey artırımı için uygun değildir ve akış alanındaki bir azalma basınç düşümünü artırmaktadır. Kirlenen ısı değiştirici temizlenirken

Fouling of heat transfer equipment introduces an additional cost to the industrial sector. The added cost is in the form of

- increased capital expenditure,
- increased maintenance cost,
- loss of production,
- energy losses.

In order to compensate for fouling the heat transfer area of a heat exchanger is increased. Pumps and fans are oversized to compensate for over-surfacing and the increased pressure drop resulting from a reduction in the flow area. Duplicate heat exchangers may have to be installed in order to ensure

sürekli çalışma sağlamak için ikinci bir ısı değiştirici gereklidir. Titanyum, paslanmaz çelik veya grafit gibi yüksek maliyetli malzemeler belirli kirlenme koşullarında gerekli olabilir. Temizlik araçları on-line temizlik için gerekli olabilir. Tüm bunlar sermaye harcamalarını artırmaya katkısı olan kalemlerdir (Kakaç, Liu 2002).

continuous operation while a fouled heat exchanger is cleaned. High cost materials such as titanium, stainless steel, or graphite may be required for certain fouling situations. Cleaning equipment may be required for on-line cleaning. All of these items contribute to increasing the capital expenditure (Kakaç, Liu 2002).

4. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ

Kompakt ısı değiştiricilerinin geometrik ve çalışma parametrelerinin arasında lineer olmayan ilişkiler vardır. Bu nedenle boyutsuz ısı transferi ve akışkan parametreleri dikkate alınmaktadır. Kompakt yüzeyler yüksek pompalama gücü gereksinimi manasına gelen yüksek basınç düşümüne sebep olurlar.

4. HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN COMPACT HEAT EXCHANGERS

There are nonlinear relations between the geometrical and operating parameters of the CHX. Therefore dimensionless heat transfer and fluid flow parameters are considered. The compact surface yields important pressure drop that means high pumping power requirement.

Boyutsuz ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiği Colburn- j ve Stanton sayısı ile tanımlanması tercih edilir.

The dimensionless heat transfer and pressure drop characteristics are preferred to be given in terms of Colburn j -factor and Stanton number.

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = St \cdot Pr^{2/3} \quad (12)$$

Denklemden yer alan Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad \text{where Nusselt number,} \quad (13)$$

ve Stanton sayısı,

$$St = \frac{h}{G \cdot C_p} \quad \text{and Stanton number,} \quad (14)$$

Böylece ısı taşınım katsayısı h , kütle hız G ile boyutsuzlaştırılmıştır. Sabit kütle hız için j sayısı h ile doğru orantılıdır.

Thus h is non-dimensionalised in terms of the mass velocity G : for a fixed G , j is proportional to h .

Tek taraf için belirtilen ısı yükü, \dot{Q} duvar direncinin ve yüzey veriminin ısı taşınım katsayısına (h) etkisi ihmal edilerek aşağıdaki şekilde hesaplanır.

For a single side, a specified heat load, \dot{Q} is given by the heat transfer and rate equations, neglecting for convenience the influences of wall resistance and surface efficiency on h .

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad (15)$$

Denklem (2) kullanılarak Denklem (15) yeniden düzenlendiğinde;

The first part of equation (15) can be written, using equation (2)

$$\dot{Q} = h \frac{4\sigma V}{D_h} \Delta T \quad (16)$$

Böylece belirtilen ısı yükünün (\dot{Q}) elde edilmesi için hacim (V) azaltıldığında h/D_h oranının artırılması gerekmektedir. Burada tercih ısı taşınım katsayısının (h) artırılması veya hidrolik çapın (D_h) küçültülmesi, kompaktlığın artırılması veya her ikisi olabilir.

Thus for a specified heat load \dot{Q} , to reduce the volume V means that we must increase the ratio h/D_h . The choice therefore is to increase heat transfer coefficient h or to decrease hydraulic diameter D_h , increase compactness, or both.

Basınç düşümü ısı değiştiricinin şekli ve boyutu için önemli bir

The pressure drop is a significant factor in the shape and size of exchangers. Neglecting, for many practical exchangers, the

faktördür. Nispeten küçük olan giriş ve çıkış kayıplarının ve akış hızlanmasının ihmal edilmesiyle bir yüzey boyunca akışkanın basınç düşümü, ΔP aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho u^2 \frac{4L}{D_h} f \quad (17)$$

Denklemden yer alan f terimi Fanning sürtünme faktörüdür.

f being the Fanning friction factor.

Ortalama akış hızı olan u terimi, kütleli debi ile ilişkilendirilerek Denklem (18) elde edilir.

Relating the mean velocity u to the mass flow rate, we have

$$\frac{2\rho \cdot \Delta P}{\dot{m}^2} = f \frac{4L}{D_h \cdot A_c} \quad (18)$$

Şimdi kütleli debi denkleminde Denklem (12) ve (18) kullanılarak ısı ve basınç düşümü ifadeleri birleştirilebilir (London 1983).

We can now combine the thermal and pressure drop requirements in the core mass velocity equation, after London (1983), which can now be derived from equation (12) and (18)

$$\frac{2\rho \cdot \Delta P}{\dot{m}^2} = f \frac{Pr^{2/3} N}{j \cdot A_c^2} \quad (19)$$

$$\text{ve } \frac{G^2}{2\rho \cdot \Delta P} = \frac{j / f}{Pr^{2/3} N} \quad \text{and} \quad (20)$$

Pr , N , ρ ve ΔP terimlerinin verildiği durumlarda G teriminin sadece j/f oranının bir fonksiyonu olduğu açıkça ortadadır. Burada daha önemli olan G teriminin yüzeyin hidrolik çapından bağımsız olmasıdır. London (1983) tarafından belirtildiği gibi, j/f çoğu kompakt yüzeyler için 0.2 ile 0.3 mertebesindeki Reynolds sayısının yalnızca zayıf bir fonksiyonudur. Böylece G dolayısıyla akış alanı tasarım özelliklerinden yaklaşık olarak tahmin edilebilir (Hesselgreaves, 2001).

For given conditions of Pr , N , ρ and ΔP , it is clear that G is only a function of j/f , and most important is independent of hydraulic diameter of the surface. As pointed out by London (1983), j/f is only a weak function of Reynolds number, being of the order of 0.2 to 0.3 for most compact surfaces. Thus G , and hence flow area, can be closely estimated from the design specification (Hesselgreaves, 2001).

Kanatlı boru demeti üzerinden akışta toplam basınç düşümü ve giriş ve çıkış basınç farkı Kays ve London tarafından aşağıdaki şekilde verilmiştir.

For flow normal to finned-tube banks, the total pressure drop, the difference between the pressures at the inlet and outlet, is given by Kays and London,

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (21)$$

Denklemden yer alan σ ve A_t/A_{min} terimleri aşağıda verildiği gibidir.

where

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} = \frac{\text{minimum serbest akış alanı/minimum free flow area}}{\text{ön yüz alanı/frontal area}} \quad (22)$$

$$\frac{A_t}{A_{min}} = \frac{4L}{D_h} = \frac{\text{toplam ısı transfer alanı/total heat transfer area}}{\text{minimum akış oranı/minimum flow rate}} \quad (23)$$

relatively small contributions of entry and exit losses and flow acceleration, the pressure drop ΔP of fluid through a surface is given by

$$G = \frac{\rho U_{\infty} A_{fr}}{A_{min}} = \frac{\rho U_{\infty}}{\sigma} \quad (24)$$

Bu denklemde, ρ giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre belirlenmiş ortalama yoğunluktur veya akışkanın giriş ve çıkış özgül hacim ortalamasıyla da hesaplanabilir.

In this equation, ρ is the average density evaluated at the average temperature between the inlet and outlet, or it can also be estimated by averaging the fluid-specific volume between the inlet and outlet as

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \quad (25)$$

Plaka kanatlı bir ısı değiştirici üzerinden akış için toplam basınç düşümü Kays ve London tarafından aşağıdaki şekilde verilmiştir.

The total pressure drop for flow across the plate-fin heat exchanger is given Kays and London,

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[(k_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho} - (1 - k_c - \sigma^2) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (26)$$

Parantez içerisindeki ilk terim giriş etkisini, ikinci terim akış hızlanma etkisini, üçüncü terim sürtünmeyi ve son terim çıkış etkisini göstermektedir.

The first term inside the bracket shows the entrance effect, the second term shows the flow acceleration effect, the third term shows the core friction, and last term represents the exit effect.

5. SONUÇLAR

Enerji verimliliği çevre ve iklim koşulları nedeniyle hayati önem kazanmaktadır. Etkin bir ısıl sistemin parçası olan kompakt ısı değiştiriciler, yenilikçi sistem tasarımında tercih edilmektedir. Bu çalışmada, kompakt ısı değiştiricilerin kapsamlı bir açıklaması özetlenmiştir. Kanatlı yüzey uygulamaları; çalışma basınçları ve sıcaklıkları, plaka kanatlı ısı değiştiriciler; kirlenme, ısı analiz; ısı transferi ve akışkan akışı karakteristikleri, bu alanda çalışan araştırmacıları yeni araştırmalar ve tasarımlar yapmaya teşvik etmek için sunulmuştur.

5. CONCLUSIONS

The energy efficiency has gained a vital importance due to the environmental and climatic conditions. The compact heat exchangers being a part of an efficient thermal system are preferred in the innovative system designs. In this study, the comprehensive explanation of compact heat exchangers has been summarized. The finned surface arrangements; The working pressures and temperatures, sizes of plate-fin heat exchangers; Fouling; Thermal analysis; The heat transfer and fluid flow characteristics are presented to encourage a researcher working in this field carry new investigations and design products.

SEMBOLLER

β	Isı transfer yüzey alanı yoğunluğu, [m ² /m ³]
A	Isı transfer yüzey alanı [m ²]
V	Isı değiştirici hacmi
σ	Boş hacmin toplam iç hacme veya matris hacmine oranı
D_h	Hidrolik çap [mm]
G	Kütleli hız
h	Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
j	Colburn sayısı
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Akışkanın akış uzunluğu
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]

NOMENCLATURES

β	Heat transfer surface area density, [m ² /m ³]
A	Heat transfer surface area [m ²]
V	Heat exchanger volume [m ³]
σ	The core or matrix porosity
D_h	Hydraulic diameter [mm]
G	Mass velocity
h	Heat transfer coefficient [W/m ² K]
j	Colburn factor
k	Thermal conductivity [W/mK]
L	Fluid flow (core) length [mm]

Nu Nusselt sayısı

Pr Prandtl sayısı

ΔP Basınç düşümü

Q Isı transfer miktarı [W]

R_{ft} Kirlenme direnci [m^2K/W]

St Stanton sayısı

u Ortalama akış hızı

U Toplam ısı transfer katsayısı [m^2K/W]

U_c Temiz yüzeyler için toplam ısı transfer katsayısı

U_f Kirli yüzeyler için toplam ısı transfer katsayısı

X_t^* Enine tüp adımı

X_l^* Boyuna tüp adımı

ρ Yoğunluk [kg/m^3]

Alt indisler:

h sıcak

c soğuk

o serbest akış

f kirlenme

fr önyüz

min minimum

t toplam

m Mass flow rate [kg/s]

Nu Nusselt number

Pr Prandtl number

ΔP Pressure drop

Q Heat transfer rate [W]

R_{ft} Total fouling resistance [m^2K/W]

St Stanton number

u Mean velocity

U Overall heat transfer coefficient [m^2K/W]

U_c Overall heat transfer coefficient for clean surface

U_f Overall heat transfer coefficient for fouled surface

X_t^* The transverse tube pitch

X_l^* Longitudinal tube pitch

ρ Density [kg/m^3]

Subscripts:

h hot

c cold

o free flow

fr frontal

min minimum

KAYNAKÇA / REFERENCES

Hesselgreaves J.E. 2001. Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation, Elsevier Science & Technology Books, Pergamon, USA.

London, A.L., Kakac, S., Shah, R.K. and Bergles, A.E. 1983. Compact Heat Exchangers Design Methodology in Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, Hemisphere, New York, USA.

Kakac S., Liu H. 2002. Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, USA.

Kays W. M., London A. L. 1998. Compact Heat Exchangers, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA.

Shah R. K., Sekulic D. P. 2003. Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, New Jersey, USA.