

# KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

**Yasin Kocaman\***<sup>1</sup>

yasinkocaman@friterm.com

**Hatice Tosun**<sup>1</sup>

haticecanbaz@friterm.com

<sup>1</sup> Mak. Müh.,

Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş.,  
İstanbul Deri Organize Sanayi Bölgesi,  
İstanbul

Mech. Eng.,

Friterm Thermal Equipments Inc.,  
İstanbul Leather Organised Industrial Zone,  
İstanbul, Turkey

## ÖZET

Bu çalışmada, kanatlı borulu bir ısı değıştiricisinde, tasarım parametrelerinin kapasite üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, yeni bir performans analizi yöntemi olan ve Friterm tarafından geliştirilen ‘adım adım hesaplama’ yöntemi sunulmuştur.

Çalışma sonucunda test verilerinin ‘adım adım hesaplama’ yöntemini doğruladığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Kanatlı borulu ısı değıştiricileri, LMTD,  $\epsilon$ -NTU, adım adım hesaplama

# FIN AND TUBE HEAT EXCHANGERS

## ABSTRACT

In this paper, effects of geometric parameters on fin and tube heat exchangers performance are reviewed. In addition, new performance analysis method developed by Friterm, which is called ‘Step-by-Step,’ is presented.

As a result, new experimental findings about ‘Step-by-Step’ confirm the respective method.

**Keywords:** Fin and tube heat exchangers, LMTD,  $\epsilon$ -NTU, step by step

\* İletişim yazarı

Contact author

Geliş tarihi : 19.05.2013

Kabul tarihi : 27.09.2013

**Kocaman, Y., Tosun, H.** 2013. “Kanatlı Borulu Isı Değıştiricileri,” Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 646, s. 27-36.

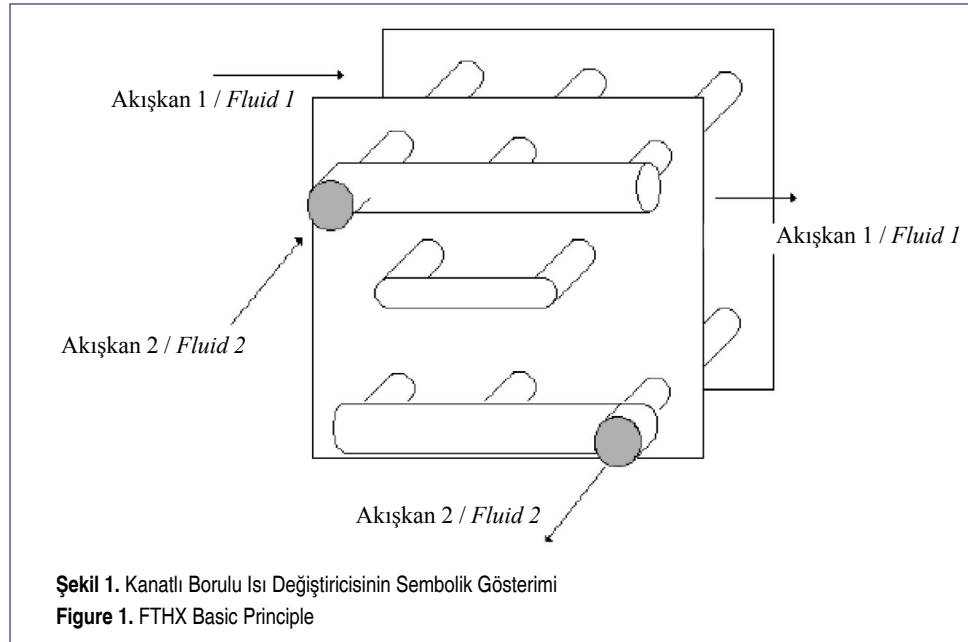
**Kocaman, Y., Tosun, H.** 2013. “Fin and Tube Heat Exchangers,” Engineer and Machinery, vol 54, no. 646, p. 27-36.

## 1. GİRİŞ

Bir den fazla akışkanı birbirinden katı bir katmanla ayırarak akışkanlar arasında ısı geçişi gerçekleştirmek için kullanılan yapılara ısı değiştiricisi denir. Isı değiştiricileri kendi aralarında kovan borulu ısı değiştiricileri, rejeneratif ısı değiştiricileri, kanatlı borulu ısı değiştiricileri vb. birçok türe ayrılmıştır. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanım alanlarının genişliği ve kompaktlığı bakımından ısı değiştiricisi türleri içinde önemli bir yer tutmaktadır.

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri ısı geçiş alanını artırmak amacıyla çok sayıda kanattan ve düzenli dizilmiş bir boru demetinin bu kanatların içinden sıkı geçme ile geçirilmesiyle oluşturulan yapılardır. Bu ısı değiştiricilerinin çok sayıda kanat içermesinin sebebi dış akışkanın gaz (genellikle hava) olmasıdır. Dış akışkanın gaz olması durumunda ısı taşınım katsayısı değeri düşük olduğundan istenen miktarda ısı geçişi için daha fazla alana ihtiyaç duyulacaktır. Çok sayıda kanat olması ısı geçiş alanını artırarak ısı geçişinin istenen seviyede olmasına olanak sağlar. Sektörde kanatlı borulu ısı değiştiricileri için batarya adı da kullanılır.

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin çalışma prensibi oldukça basit olmakla beraber, ısı geçişini etkileyen parametrelerin çokluğu sebebiyle performans analizini yapmak bir o kadar zordur. Isı geçişi birbirine çapraz olarak akan, yani aralarındaki açı 90° olan akışkanlar arasında olur. İç akışkan, kurveler yardımıyla ısı değiştiricisi içinde mümkün olduğu kadar gezinir ve dış akışkanla ısı temasta olur. Fakat matematiksel çözüm yapılırken ısı değiştiricisi zıt akışlı kabul edilerek çözüm yapılır.



## 2. ISI DEĞİŞTİRİCİSİ GEOMETRİSİ

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kapasiteyi etkileyen en önemli faktör geometrik parametrelerdir. İyi bir tasarım için

## 1. INTRODUCTION\*

A heat exchanger (which will be referred to as HX) is a device which is used to transfer thermal energy between fluids with a solid surface. Various of heat exchangers are used in industry with different classifications such as shell and tube HX, finned and tube HX (which will be referred to as FTHX), regenerative HX etc. The objective of this article is to describe a FTHX because of wide usage in industry.

A FTHX is a vary of a gas to liquid HX (generally air to liquid). The heat transfer coefficient of the fluid side is usually much higher than of the gas side. Therefore, to balance the heat capacity of both sides for a optimum sized HX, fins are used to extend the heat transfer area.

Even if heat transfer principle of FTHXs is simple, it is hard to do performance analyses of FTHXs. However thermal energy is transferred between gas and liquid in cross-flow, performance analyses of FTHX is done with fluids with counter flow assumption. Liquid has heat contact with gas by employing tubes as long as it is allowed.

## 2. GEOMETRIC PARAMETERS

Geometric parameters are the most effective variables on heat capacity of a FTHX. In order to make a good design, effect of

geometrik parametrelerin performans üzerine etkilerinin iyi bilinmesi gerekir. Bu faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- **Boru sayısı:**

Bir sıradaki boru sayısının artmasıyla ısı değiştiricisinin alanı artacağından ısı kapasite de artacaktır.

- **Sıra sayısı:**

Sıra sayısının artmasıyla ısı değiştiricisinin alanı artacağından kapasite artacaktır; ancak birim sıradan alınan ek kapasite düşecektir. Sıra sayısı seçimi hava tarafı basınç kaybı ve kapasite optimizasyonuna göre yapılır.

- **Devre sayısı:**

Devre sayısı ana tesisat borusundan gelen toplam akışkanın bataryaya aynı anda kaç noktadan girdiğini ifade eder. Dolayısıyla batarya içinde paralel bağlı boru sistemi oluşacaktır. Performans hesapları yapılırken bir devreden geçen akışkan debisi dikkate alınır. Devre sayısı arttığında, bir devreden geçen akışkan debisi miktarı azalacağından kapasite ve basınç kaybı değerleri azalacaktır. Devre sayısı seçimi kapasiteyle akışkan basınç kaybının optimizasyonu ile elde edilir.

- **Lamel aralığı (Hatve):**

Hatve değerinin azalmasıyla havanın minimum kesitteki hızının ve ısı geçiş alanının artmasından dolayı kapasite artacaktır. Buna karşılık havanın uğradığı basınç kaybı da artacak dolayısıyla daha güçlü bir fana ihtiyaç duyulacaktır.

- **Lamel (kanat) kalınlığı:**

Lamel kalınlığı değerinin artması kanat verimini artırdığından kapasiteyi de arttıracaktır. Özellikle hava soğutma işlemlerinde yoğunlaşma olduğu takdirde, lamel kalınlığının etkisi daha da büyüyecektir.

- **Lamel (kanat) dizili uzunluk:**

Lamel uzunluğunun artmasıyla ısı değiştiricisinin alanı artacağından kapasite artacaktır.

- **Lamel tipi (Kaburgalı/Düz/Patlatmalı):**

Lameler verilen formlar türbülans yaratıcı ve alan artırıcı etkileri nedeniyle düz formlara göre daha yüksek transfer katsayısı sağlarlar fakat daha yüksek bir hava tarafı direnciyle karşılaşılır.

- **Boru tipi:**

İçten yivli ve düz olmak üzere iki farklı boru tipi vardır. Yivli borular genellikle evaporatör ve kondenserde kullanılırlar. Yivlerin üç temel görevi vardır.

- ▶ Akışın türbülans karakteristiğini artırarak ısı geçişini artırmak.
- ▶ Yüzey alanını artırarak ısı geçişini artırmak.
- ▶ Evaporatörlerde akışkanın kaynaması sırasında yüzey üzerindeki çekirdek kaynamasını hızlandırarak ısı geçişini artırmak [3].

Kondenser ile evaporatörlerde kullanılan yivli boruların yiv özellikleri kaynama ve yoğunlaşma olaylarının yapılarından dolayı farklıdır [3].

geometric parameters should be well known. The parameters are defined as follows.

- **Number of tubes per a row (NT):**

If NT increases, the heat capacity will also increase because of extending heat transfer area.

- **Number of rows (NR):**

As NR increases, the heat capacity will also increase because of extending heat transfer area, but heat capacity enhancement per a row will decrease. NR is selected by optimizing heat capacity and air side pressure drop.

- **Number of circuits (NC):**

Number of circuits can be defined as division count of fluid flow coming from main pipe and entering to HX. FTHXs can be assumed as parallel pipe systems, hence, the heat transfer and the liquid side pressure drop are same in each circuit. Number of circuit is selected by optimizing heat capacity and liquid side pressure drop.

- **Fin pitch:**

If the fin pitch value decreases, the maximum air velocity and the heat transfer area will also increase therefore heat capacity will go up. In addition, air side pressure drop increases with lower fin pitch values therefore fin pitch value is selected by optimizing heat capacity and fan selection.

- **Fin thickness:**

Fin thickness is directly related to fin efficiency. If there is a HX with thicker fin, it will have more fin efficiency. Fin thickness has great influence on fin efficiency especially if there is dehumidification in air.

- **Finned length:**

Heat transfer area increased if a HX has longer finned length.

- **Fin type (Corrugated/Flat/Louvered):**

Corrugated and louvered fins increase heat transfer area yet main influence of those fin types is to make local turbulence. Hence gas side heat transfer coefficient and heat capacity increase. Besides heat capacity enhancement, air side pressure drop also increases because of local turbulences.

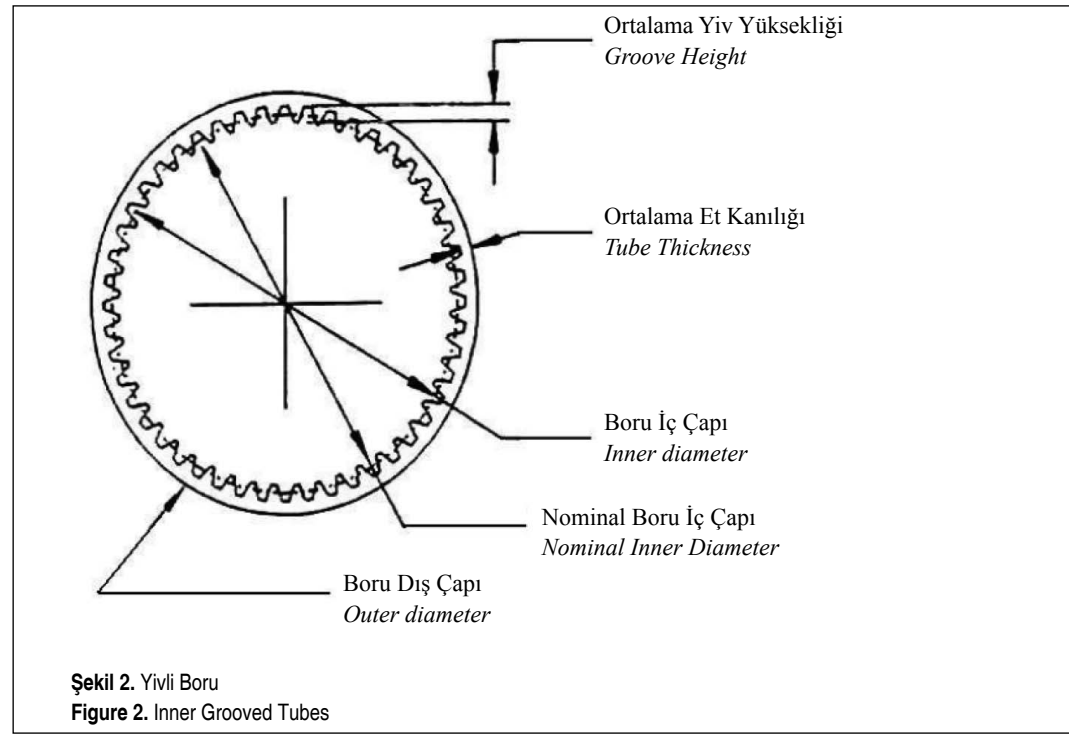
- **Tube type:**

To enhance heat transfer, inner grooved tubes can be used instead of smooth tubes. Inner grooved tubes are generally used for evaporator and condenser because heat transfer increases due to two phase flow. Usage of inner grooved tubes has three main aims:

- ▶ To create turbulent effect.
- ▶ To increase inner heat transfer area.
- ▶ To increase nucleate boiling in order to increase inner heat transfer coefficient [3].

Groove details of a inner grooved tubes should differ whether it is used for condenser or evaporator [3].

\* Makalenin İngilizcesi yazarları tarafından sağlanmıştır.



#### • Boru dizilişi:

Düz ve çapraz olmak üzere iki tip boru dizilişi vardır. Genellikle çapraz boru dizilişi daha verimlidir. Isı değiştiricisi sıra sayısı büyüdükçe düz ve çapraz diziliş arasındaki verim farklığı azalacaktır.

#### • Boru çapı:

Diğer parametrelerin aynı tutulduğu durumda boru çapının artmasıyla yüzey alanı ve kanat verimi artacağı için kapasite artacaktır.

İklimlendirme soğutma alanında kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricileri akışkan tipine, dağılmasına ve görevine bağlı olarak kendi aralarında temel olarak dörde ayrılırlar.

- Sulu/glikollü bataryalar
  - Isıtma bataryaları
  - Soğutma bataryaları
- Direkt genleşmeli evaporatörler
- Pompa evaporatörler
- Kondenserler

#### a) Sulu/glikollü bataryalar:

Sulu bataryalar, ismini iç akışkanın su veya sulu çözelti olmasından almıştır. İç akışkanın havayı soğutması veya ısıtmasına göre alt isimlere ayrılırlar. Boru sayısı ve sıra sayısı bataryanın kapasitesine bağlı olarak seçilen klima santral boyutlarıyla değişmektedir. Sıra sayısı bataryadan alınacak kapasiteye bağlı olarak tasarım sırasında ortaya çıkmaktadır. Boyutları oluşturulan ana kriter (ek bir şart yoksa) soğutulması veya ısıtılması

#### • Tube arrangement:

There are two tube arrangement systems which are “staggered” and “in-line” tube arrangement systems. Staggered systems are generally more efficient than in-line systems. The efficiency difference between staggered and in-line systems is inversely proportional with row count.

#### • Tube outer diameter:

If the tube outer diameter increases, heat capacity will also increase because of extending heat transfer area and increasing fin efficiency. To observe this effect, all of the other parameters must be kept constant.

In HVAC market, FHTXs are classified depending on fluid their types, distribution and duties.

- Water/Glycol Coils
  - Heating coils
  - Cooling coils
- Direct expansion (DX) evaporators
- Pump evaporators (Flooded evaporators)
- Condensers

#### a) Water/glycol coils:

If the FTHX's inner fluid is water or glycol-water mixture, it can be named as water/glycol coils. Number of tubes and number of rows are selected depending on air handling unit dimensions. In addition, air side and fluid side pressure drops are limits for designing a water/glycol coil. In order not to exceed pressure drop limits, air face velocity is generally selected 2-3 m/s and fluid velocity is generally selected 1-2 m/s.

istenen hava miktarının belirli bir hava basınç kaybı ve hızıyla batarya alın yüzeyinden geçirilmesidir. Bu durumda, alından geçen hava hızının 2,5 - 3 m/s arasında olması istenir.

#### i. Isıtma bataryaları:

İç akışkanı su olan ve havayı ısıtan bataryalar ısıtma bataryaları olarak adlandırılırlar. Havadaki su buharının yoğuşması söz konusu olmadığı için performans analizleri soğutma bataryalarına göre nispeten kolaydır.

#### ii. Soğutma bataryaları:

Soğutma bataryaları nem alma ve hava soğutma işlemlerini yapan ısı değiştiricileridir. Havadaki su buharının yoğuştuğu durumlarda gerçekçi bir performans analizini yapmak diğer durumlara göre daha zordur.

#### b) Direkt genleşmeli evaporatörler:

Evaporatörler genleşme valfi tarafından basıncı düşürülen sıvı + buhar haldeki soğutucu akışkanın kompresörün emiş basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığında dış ortamdaki ısı alarak tamamen buharlaşmasını sağlar. Buharlaşma sırasında bulunduğu ortamdaki ısı alıp soğutma işlemini sağlar.

- Evaporatörlerden iyi bir verim alınabilmesi için aşağıdaki gibi birtakım hususlara dikkat edilmelidir.
- Basınç kaybının çok yüksek olmayacak şekilde (0,6 Kelvin olması önerilir) devre boyunun optimum olarak tasarlanması ve yivli boru kullanımı.
- Akışkanın devrelere iyi dağılmasının sağlanması.
- Lamel aralıklarının çalışma ortamına göre belirlenmesi. Örneğin havadaki su buharının donma tehlikesi varsa, lamel aralıklarının geniş seçilmesi.
- Yoğuşmaya olan etkisinden dolayı optimum lamel kalınlığı seçilmesi.

Havadaki su buharının yoğuşması ve donması, bir süre almaktadır. Yüzeyle havanın etkileşim süresinin artması, su buharının daha fazla yoğuşması ve fazla donmasına neden olacaktır.

#### c) Pompa evaporatörler:

Pompa evaporatörlerin, direkt genleşmeli evaporatörlerden farkı akışkanın evaporatörlere dağıtılma biçimidir. Bir pompa evaporatör sisteminde, akışkan pompa tarafından basılarak evaporatöre iletilir. Evaporatörde kısmen buharlaşan akışkan, çift fazlı olarak evaporatörden çıkarak likit tankına gelir. Likit tankında yoğunluk farkı nedeniyle gaz üstte, sıvı ise alt kısımda toplanır. Tankta bulunan gaz fazındaki akışkan, kompresör tarafından emilirken sıvı fazındaki akışkan ise pompa tarafından tekrar evaporatöre gönderilerek buharlaşması sağlanır. Bu sistemlerde akışkan genellikle amonyaktır ve bu sistemler endüstriyel tesis ve soğuk odalarda kullanılırlar.

#### d) Kondenserler:

Kondenser soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısıyla

#### i. Heating coils:

If a water/glycol coil heats air, it is named as heating coil. Because of not dehumidification, it is not as difficult as cooling coil to do a realistic performance analysis.

#### ii. Cooling coils:

If a water/glycol coil cools air, it is named as cooling coil. It is difficult to do a realistic performance analysis because of dehumidification probability.

#### b) Direct expansion (DX) evaporators:

Evaporator is a device used to transform liquid phase to gas phase by absorbing heat from air. Liquid pressure decreases instantly in expansion valve and it is injected to DX evaporator by using distributors.

To use evaporators more efficiently, following points should be considered.

- Circuit length should be designed by optimizing fluid side pressure drop and heat capacity. If the fluid side pressure drop is more than 0,6 Kelvin, it will be not an efficient design.
- Good distribution should be supplied by selecting appropriate distributors.
- Wider fin pitch values should be selected if there is a freezing risk.
- Optimum fin thickness values should be selected depending on dehumidification.

Dehumidification progress is a time consuming progress. If fin surface and air contact increases, condensation will also increase and time consumption will be much less. More finned length brings more surface-air contact therefore more humid will condensate.

#### c) Pump evaporators (flooded evaporators):

Flooded evaporators depart from DX evaporators with fluid injection type. In DX evaporators, liquid-gas (two phase) fluid is injected directly to evaporator. Yet, in flooded evaporators, liquid (single phase) fluid is injected to evaporator by re-circulation. Fluid is evaporated in flooded evaporator and leaves evaporator as liquid-gas (two phase). Gas and liquid are separated in a vessel, then gas is sucked by compressor and liquid is re-pumped to evaporator. There is lack of certain information such as how much should be pump re-circulation rate, optimum fluid temperature difference between inlet and outlet etc.

Flooded evaporators are generally used for low temperature applications such as cold rooms and inner fluid is generally ammonia.

#### d) Condensers:

Condenser is a device used to transform gas phase to liquid



kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olan ısının sistemden atılarak, soğutucu akışkanı yoğuşturma görevini yapar. Böylece sistemin hem basma tarafındaki basınç düşer, hem de soğutucu akışkan sıvı hâle gelerek evaporatörden ısı alıp genleşecek duruma gelir.

Kondenserdeki ısı geçişi kızgınlığın alınması, yoğuşma ve aşırı soğutma olmak üzere üç kısımda meydana gelir. Kondenserin alanının yaklaşık % 85'inde yoğuşma, %5'inde kızgınlığın alınması ve %10'unda ise aşırı soğuma meydana gelir.

### 3. KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN PERFORMANS HESAPLAMALARI

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin performans analizi iki ana yöntemle yapılabilir. Logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) ve  $\epsilon$ -NTU olan bu yöntemlerin kullanılmaları, analizi yapılacak olan ısı değiştiricisinin verilerine bağlıdır. Bu iki ana yöntem hem sonlu hacimler metodu, hem de kontrol hacmi metodu kullanılarak uygulanabilir. Her iki yöntem de sonlu hacimler metodu ile uygulandığı takdirde daha gerçekçi sonuçlar vermektedir.

#### 3.1 Logaritmik Sıcaklık Farkı

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde, akışkanlar arasında geçen ısı miktarı, toplam ısı transfer katsayısına, ısı transfer alanına ve logaritmik sıcaklık farkına bağlıdır.

Isı değiştiricileri, akış tiplerine göre zıt akışlı, paralel akışlı ve çapraz akışlı ısı değiştiricileri olarak sınıflandırılabilirler. Bu üç akış için LMTD değerleri birbirinden farklıdır. En yüksek LMTD zıt akışta elde edileceğinden, aynı ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanında en yüksek ısı geçişi zıt akışlı bir ısı değiştiricisinde olacaktır. Bu nedenle çapraz akışlı olan kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde LMTD değeri zıt akış kabulü yapılarak hesaplanır ve daha sonra bir düzeltme katsayısıyla düzeltilir.

Akışkanlar arasındaki enerji dengesi zıt akış kabulü yapılarak yazıldığı takdirde logaritmik sıcaklık farkının matematiksel ifadesi aşağıdaki şekilde çıkarılabilir [1].

$$\delta Q = -C_h dT_h = -C_c dT_c \quad (1.1)$$

$$dT_h = \frac{-\delta Q}{C_h} \text{ ve / and } dT_c = \frac{-\delta Q}{C_c} \quad (1.2)$$

İki akışkan arasında transfer edilen ısı miktarı (1.3) numaralı Heat transfer between two fluids can be written as Eq. (1.3). eşitlikteki gibi de yazılabilir.

$$\delta Q = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (1.3)$$

Burada  $\Delta T = T_h - T_c$  olarak yazılabilir, bu değer akışkanların yerel sıcaklık farkıdır. Yerel sıcaklık farkı denklem 1.4'te olduğu gibi yazılabilir.

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (1.4)$$

Denklem (1.4), denklem (1.1)'e taşınarak denklem (1.5) elde edilir.

phase by transferring heat to air. After condensation of fluid, it goes to expansion valve and then evaporator.

In a condenser generally, 85% of heat transfer area is required for condensation, 5% of heat transfer area is required for taking out superheating and 10% heat transfer area is required for subcooling.

### 3. PERFORMANCE ANALYSIS OF FTHX

There are two main method to do performance analyses which are logarithmic mean temperature difference (LMTD) and effectiveness-NTU ( $\epsilon$ -NTU), respectively. Analysis method selection depends on input values. Both of the methods can be applied with finite volume approach and control volume approach.

#### 3.1 Logarithmic Mean Temperature Difference

Heat transfer in a FTHX is related to overall heat transfer coefficient, surface area and logarithmic mean temperature difference.

Heat exchangers have three different flow types which are counter flow, parallel flow and cross flow. Counter flow brings the highest LMTD value therefore it is more effective than the others. However, FTHXs are cross flow heat exchangers, their performance analysis is done assuming with counter flow and corrected by a correction factor.

If it is assumed that there is counter flow, logarithmic mean temperature difference can be derived from the energy balance equation [1].

$$d(\Delta T) = \delta Q \cdot \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (1.5)$$

Denklem (1.5)'de  $\delta Q$  yerine denklem (1.3) yazılıp integrasyon işlemi yapıldığı takdirde denklem (1.6) elde edilir.

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \cdot \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \cdot \int_1^2 dA \quad (1.6)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) = -UA \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

Son olarak denklem (1.6)'da  $C_h$  ve  $C_c$  değerleri denklem (1.2)'den çekilerek yazıldığı takdirde denklem (1.7) elde edilir.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA \left( \frac{T_{hi} - T_{ho}}{Q} + \frac{T_{ci} - T_{co}}{Q} \right) \quad (1.7)$$

Denklem (1.7)'de  $T_{hi} - T_{co}$  ifadesi  $\Delta T_1$ ,  $T_{ho} - T_{ci}$  ifadesi ise  $\Delta T_2$  ile ifade edildiği takdirde akışkanlar arasındaki ısı transfer denklem (1.8) ile ifade edilmiş olacaktır.

If Eq. (1.3) is written instead of  $\delta Q$  in Eq. (1.5), Eq.(1.6) can be derived.

Finally, if  $C_h$  and  $C_c$  are written from Eq. (1.2) to Eq. (1.6), LMTD definition [Eq. (1.7)] can be derived.

Hence, heat transfer equation between two fluids can be written as Eq. (1.8).

$$Q = UA \cdot \left( \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \right) \quad (1.8)$$

Denklem (1.8)'deki  $\left( \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \right)$  ifadesi logaritmik sıcaklık farkı  $\left( \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \right)$  definition is called logarithmic mean temperature difference.

olarak adlandırılır ve  $\Delta T_{lm}$  ile gösterilir.

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (1.9)$$

Denklem (1.9)'da görüldüğü gibi, akışkanlar arasında transfer olan ısı miktarı, toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanının yanında logaritmik sıcaklık farkına da bağlıdır.

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin performans analizinin LMTD yöntemiyle yapılabilmesi için akışkanların giriş/çıkış sıcaklıklarının bilinmesi gerekmektedir. Bu sıcaklıklar bilinmediği takdirde, bilinmeyen sıcaklık iterasyon yardımıyla performans analizi yapılabilir. Fakat tahmin edilen sıcaklıklardaki küçük değişimler performansı etkileyeceğinden bu iterasyonu başarıyla sonlandırmak zor ve oldukça zaman alan bir işlemdir.

Isı değiştiricisi LMTD yöntemi kullanılarak kontrol hacmi yaklaşımıyla analiz edilebileceği gibi, istenilen sayıda sonlu hacme bölünerek de analiz edilebilir. Sonlu hacim sayısı arttıkça, yüzey sıcaklıkları ve logaritmik sıcaklık farkları daha hassas hesaplanabileceği için yapılan teorik analiz daha gerçekçi olacaktır. Fakat kontrol hacmi yöntemiyle analiz yapılırken özellikle akışkanların sıcaklık değerleri arasındaki farklar yüksekse, yapılan analizler pek gerçekçi olmayacaktır.

To use LMTD method to do a performance analysis, inlet and outlet temperature of fluids must be known else they must be calculated with an iteration. Yet, very small temperature deviations affect heat capacity results much, therefore these iterations take much time.

If LMTD method is used with a finite elements approach, surface temperature and LMTD value will be calculated more accurately therefore performance analysis will be more realistic. Control volume approach generally brings inaccurate performance analyses.

### 3.2 ε-NTU Yöntemi

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde akışkan giriş/çıkış sıcaklıkları biliniyor veya enerji denklemleri yazılabiliyorsa LMTD yöntemini kullanmak performans analizi için büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Akışkan çıkış sıcaklıkları bilinmiyorsa daha önce de belirtildiği gibi iteratif bir çözüm yapmak gerekmektedir.

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde akışkanlar arasında transfer olabilecek maksimum ısı miktarı teorik olarak hesaplanabilir. Bu değer denklem (2.1)'deki gibi hesaplanabilir.

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.1)$$

Etkenlik değeri (ε) ise bir ısı değiştiricisinde akışkanlar arasında transfer olan ısı, geçebilecek maksimum ısıya oranı olarak tanımlanır.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.2)$$

ε değeri, her bir ısı değiştiricisi için NTU ve akışkanların ısıl sığalarının oranının bir fonksiyonudur.

$$\epsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.3)$$

Geçiş birimi sayısı olarak adlandırılan NTU (number of transferred units) ısı değiştiricisinde çalışma şartlarına bağlı olarak geçebilecek ısı, geçen ısıya oranı olarak da ifade edilebilir. Bu nedenle bir ısı değiştiricisi tasarlanırken bu değer 1.2–1.3'ü geçmeyecek şekilde tasarlanır. Bu değer geçilmesi, ısı değiştiricisinde gereğinden fazla ısı transfer alanı olduğu anlamına gelmektedir [2].

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.4)$$

Şekil 3'te hava ısıtıcı görevi gören bir kanatlı borulu ısı değiştiricisi için örnek akış diyagramı görülebilir.

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde akışkan çıkış sıcaklıkları bilinmiyor ise ε-NTU yöntemini kullanmak performans analizi için büyük kolaylıklar sağlamaktadır.

ε-NTU genellikle kontrol hacmi yaklaşımıyla uygulanır, fakat sonlu hacim yöntemi yaklaşımıyla uygulandığında daha gerçekçi sonuçlar verecektir.

### 3.3 LMTD ve ε-NTU Karşılaştırması

Isı değiştiricilerinin performans analizinin yapılmasında izlenebilecek bu iki yöntemi de kullanan çok sayıda algoritma vardır. Friterm bünyesinde geliştirilen ısı değiştiricisi tasarımı yazılımı FritCoils geliştirme çalışmalarında bu iki yöntem harmanlanarak kullanılmış ve yöntem StepByStep olarak adlandırılmıştır. FritCoils StepByStep ile soğutma, ısıtma, evaporatör ve konden-

### 3.2 ε-NTU Method

If inlet and outlet temperatures of fluids are known, LMTD method provides simplicity to do a performance analysis. If they are not known, ε-NTU can be used to do a performance analysis.

In a FTHX, maximum heat transfer can be calculated as in Eq. (2.1).

Efficiency value (ε) is the ratio of transferred heat to maximum transferable heat.

Also efficiency value is a function of number of transferred units (NTU) and heat capacitance ratio.

NTU is the ratio of transferrable heat to transferred heat in FTHX. Therefore while designing a heat exchanger, NTU value should be around 1,2-1,3 to be safe. If NTU value higher, it means heat exchanger has more surface area than required area [2].

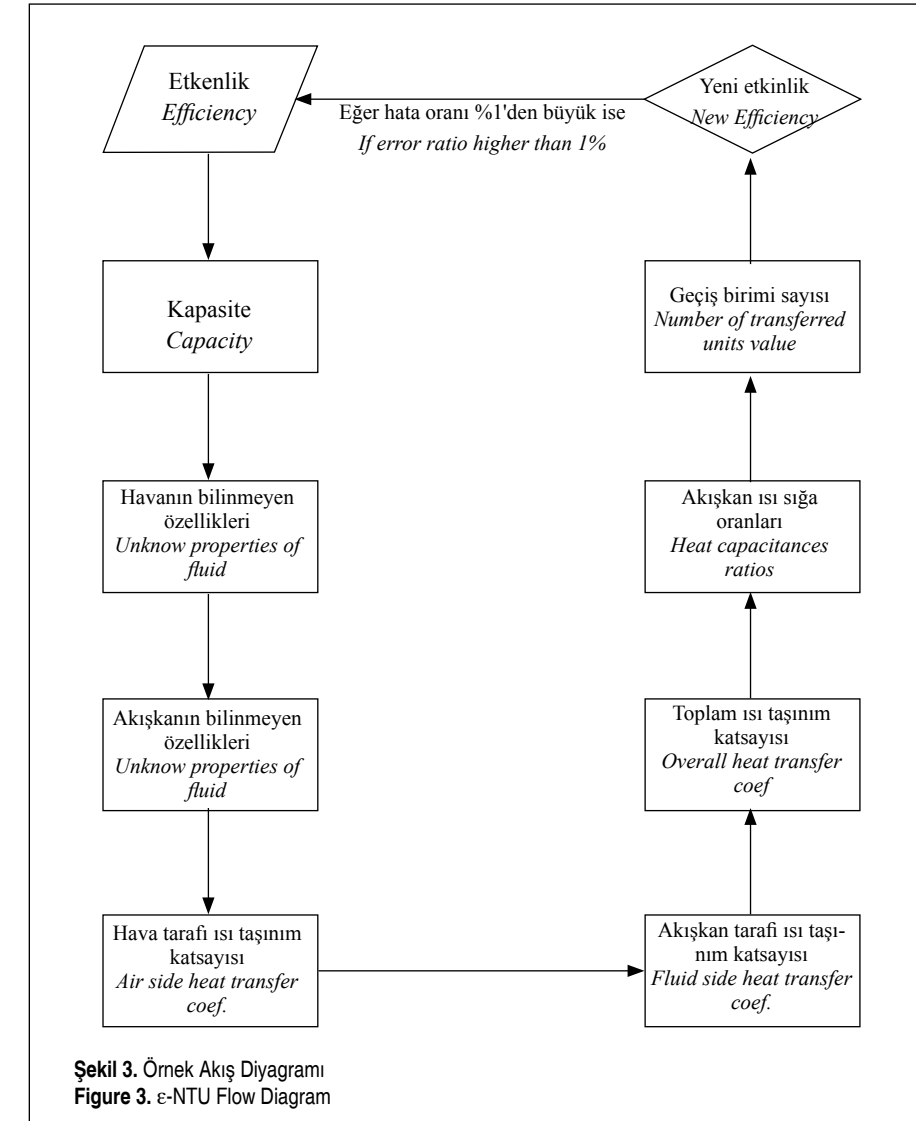
The flow diagram of ε-NTU is shown in Fig. 3

ε-NTU method is generally used by control volume approach. But it can be used by finite volume approach to do more realistic performance analyses.

### 3.3 Comparison of LMTD and ε-NTU

There are many algorithms which use both of the methods to do a performance analysis. Heat exchanger design software FritCoils is developed by Friterm which uses both of those methods and the new method is called StepByStep. Cooling & heating coils, evaporators and condensers can be designed with FritCoils StepByStep.

Even if FritCoils has Eurovent certification, coils are tested in Friterm's laboratory to verify software results. There is a difference between performance analyses done by StepByStep



serlerin performans analizi yapılabilmektedir.

Yazılım Eurovent sertifikasına sahip olmasına rağmen, Friterm ürünlerini kendi laboratuvarında test ettikten sonra yazılımdan elde edilen sonuçların gerçeğe yakınlığını gözlemektedir. StepByStep ile geliştirilen model ile kontrol hacmi yöntemiyle geliştirilen model arasındaki farkın iki temel sebebi vardır.

- Havadaki su buharının yoğuşmasını kontrol hacmi yöntemiyle gerçekçi saptamak oldukça zordur. StepByStep ile ısı değiştiricisi istenen sayıda sonlu hacme bölünerek kanat yüzeyi sıcaklığı, buna bağlı olarak yoğuşan su buharı miktarı daha gerçekçi olarak hesaplanır. Böylece hava tarafı ısı taşınım katsayısı ve duyulur/gizli ısı oranı daha gerçekçi hesaplanır.
- İç akışkan glikollü su çözeltisi veya soğutucu akışkan ise fiziksel özellikleri, özellikle viskozitesi sıcaklık değişiminden fazla etkilenecektir. Kontrol hacmi yönteminde akışkan giriş çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak viskozite bulunur. StepByStep ile yapılan bir analizde ise her bir hacmin giriş çıkış sıcaklıkları bulunarak gerçek viskozite değerleri

and control volume approaches. There are two main reasons of the differences.

- It is hard to obtain condensing humid correctly with using control volume approach. To obtain correct condensing humid, StepByStep should be used instead of control volume approach. According to StepByStep, heat exchanger is divided into desired number of pieces (cells) to calculate fin surface temperature more accurately. More cells bring more accurate temperature values, therefore air side heat transfer coefficient and sensible/latent heat ratio can be calculated more realistic.
- If inner fluid is water/glycol mixture, physical properties (especially viscosity) are affected by temperature variation more than a pure fluid is affected. If control volume approach is used, physical properties are calculated at average of inlet and outlet fluid temperatures. It means that effect of temperature variation is neglected with this approach. Inaccurate viscosity calculation causes inaccurate Reynolds number calculations. Therefore inner side heat

kullanılır. Doğru viskozite değişimini elde edebilmek, doğru Reynolds sayılarını dolayısıyla doğru ısı taşınım katsayılarını elde edebilmek anlamına gelmektedir. Bu durum StepByStep ile kontrol hacmi yöntemine göre daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesini sağlar.

## 4. SONUÇLAR

Tablolarda görülebileceği gibi, StepByStep ile geliştirilen yazılımda yapılan bir performans analizi, kontrol hacmi yöntemine göre daha gerçekçi sonuçlar vermektedir. Duyulur/gizli ısı oranı daha gerçekçi hesaplandığı için hava çıkış sıcaklığı da gerçekçi olarak bulunmaktadır.

Enerji verimliliğinin öneminin artmasıyla birlikte, performans analizlerinin doğruluğu da önem kazanmaya başlamıştır. Sonlu hacimler metodu ile çözüm modellemek için üst seviyeli programlama dillerinin iyi bilinmesi gerekir. Bu nedenle doğru performans analizleri yapabilmek oldukça zordur ve yapabilen kurumlar sayılıdır.

**Tablo 1.** Sulu Soğutma Bataryası Karşılaştırma Tablosu  
**Table 1.** Cooler Coil Comparison Table

Kaynak Yazılım / Test Source Software / Test	Kontrol Hacmi Control Volume	FrtCoils StepByStep FrtCoils StepByStep	Eurovent Testi Eurovent Test
Kapasite / Capacity (kW)	27,4	27,1	27
Hava Çıkış Sıcaklığı / Air Outlet Temp. (°C)	15,3	15	14,99

**Tablo 2.** DX Bataryası Karşılaştırma Tablosu  
**Table 2.** DX Evaporator Comparison Table

Kaynak Yazılım / Test Source Software / Test	Kontrol Hacmi Control Volume	FrtCoils StepByStep FrtCoils StepByStep	Friterm Lab Testi Friterm Test
Kapasite / Capacity (kW)	8,1	5,4	5,5
Hava Çıkış Sıcaklığı / Air Outlet Temp. (°C)	-3,1	-2,03	-2,06

## SEMBOLLER

- Q : Geçen ısı miktarı (W)  
C : Isı sığası ( $\frac{J}{K}$ )  
U : Toplam ısı geçiş katsayısı ( $\frac{W}{m^2K}$ )  
A : Isı geçiş alanı (m<sup>2</sup>)  
T : Sıcaklık (°K)

### İndisler

- h : Sıcak akışkan  
c : Soğuk akışkan  
i : Giriş  
i : Çıkış

## KAYNAKÇA/REFERENCES

1. Incropera, F. P., Dewitt, D. P. 2007. Fundamentals Of Heat And Mass Transfer (6th Ed.), Wiley, NJ, USA.

transfer coefficient is calculated inaccurately. StepByStep does not neglect temperature variation effect on physical properties. Hence, performance analyses done with StepByStep is more realistic.

## 4. CONCLUSIONS

As it is seen on Table 1 and Table 2, StepByStep gives more realistic results than control volume approach. Because of correct analyses of sensible/latent heat ratio, air outlet temperature is calculated more accurate.

Nowadays, performance analyses become more important because of energy efficiency awareness. To use finite volume approach, high level language knowledge is a must. Hence, there are no many companies doing realistic performance analysis in the market.

## NOMENCLATURE

- Q : Heat transfer (W)  
C : Heat capacity ( $\frac{J}{K}$ )  
U : Overall heat transfer coefficient ( $\frac{W}{m^2K}$ )  
A : Exchange surface (m<sup>2</sup>)  
T : Temperature (°K)

### Subscripts

- h : Hot fluid  
c : Cold fluid  
i : Inlet  
i : Outlet

2. Shah, R. K., Sekulic, D. P. 2002. Fundamentals Of Heat Exchanger Design (First Ed.), Wiley, USA.
3. VDI, 2010. Heat-Atlas 2nd edition, VDI, Düsseldorf. Germany