

KANATLI BORULU BUHARLAŞTIRICININ KANAT ARALIKLARININ SOĞUTMA ETKİNLİĞİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Tuğba SARIÇAY*

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

L.Berrin ERBAY

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu çalışmada, derin dondurucularda kullanılan levha kanatlı borulu buharlaştırıcıların, kanat aralıkları değişiminin, farklı hava giriş hızlarında, hava taraf ısıl performansı üzerine etkileri, soğutma kapasitesini artıracak uygun geometriyi bulmak amacıyla incelenmiştir. Buharlaştırıcı, kanat aralıkları 2-15 mm arasında değiştirilerek sayısal olarak FLUENT programıyla modellenmiştir. Saptırılmış boru dizilişli buharlaştırıcı 50 mm yüksekliğe, 247 mm derinliğe ve 485 mm kanatlı boru uzunluğuna sahiptir. Buharlaştırıcıda kanat aralığının azaltılmasının ısı transfer katsayısını azaltmasına rağmen toplam alan arttığı için ısı geçişini artırdığı bulunmuştur. Sayısal modellemenin daha kısa sürede istenen soğutma kapasitesini sağlayacak buharlaştırıcı seçiminin yapılmasında etkin bir yöntem olduğu görülmüştür.

Anahtar Sözcükler: Buharlaştırıcı, soğutma kapasitesi, kanat aralığı

Numerical Investigation of The Effect of Fin Spacing On Cooling Efficiency of Finned Tube Evaporator

ABSTRACT

In this study, the effects of variation of fin spacing of finned tube evaporators used for deep freezers on the air side thermal performance, in different air inlet velocities have been examined in order to find out the proper geometry that enhances the cooling capacity. Evaporator has been modeled numerically by FLUENT program with changing fin spacing 2 to 15 mm. Evaporator with staggered tube arrangement has 50 mm height, 247 mm width and 485 mm finned tube length. It has been found that reducing the fin spacing in evaporator increased, although it decreased the heat transfer coefficient, the heat transfer as total area increases. It has been seen that numerical modeling is an active method in order to choose the proper evaporator for the required cooling at less time.

Keywords: Evaporator, cooling capacity, fin spacing

GİRİŞ

Buzdolapları ve dondurucular, besinlerin saklanması ve uzun süre taze olarak korunmasını sağladığından insan hayatında çok önemli bir yere sahiptir. İyi tasarlanmış bir buzdolabı, daha fazla soğutma kapasitesi sağlarken enerji tüketimini azaltmak anlamına gelir.

Buzdolabı soğutma sistemi, kompresör, yoğuşturucu (kondenser), ısı değiştiricisi, kılcal (kapiler) boru ve buharlaştırıcıdan (evaporatör) oluşur. Soğutma çevrimi enerji tüketimini azaltmak ve sistemin verimliliğini artırmak amacıyla ele alındığında, incelenmesi gereken önemli elemanlardan birisinin buharlaştırıcı olduğu görülür. Buharlaştırıcı, iki

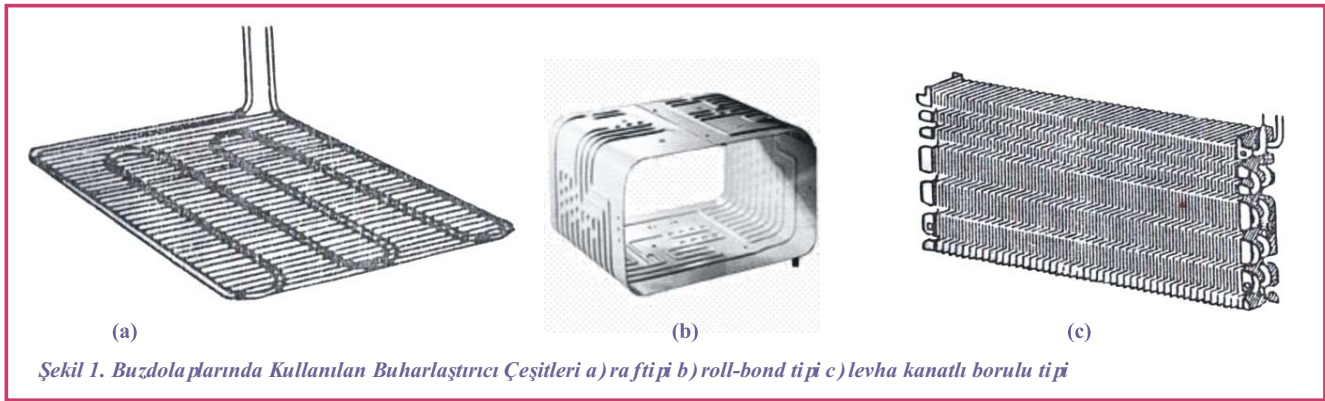
* İletişim yazarı

Geliş/Received : 02.07.2008

Kabul/Accepted : 15.09.2008

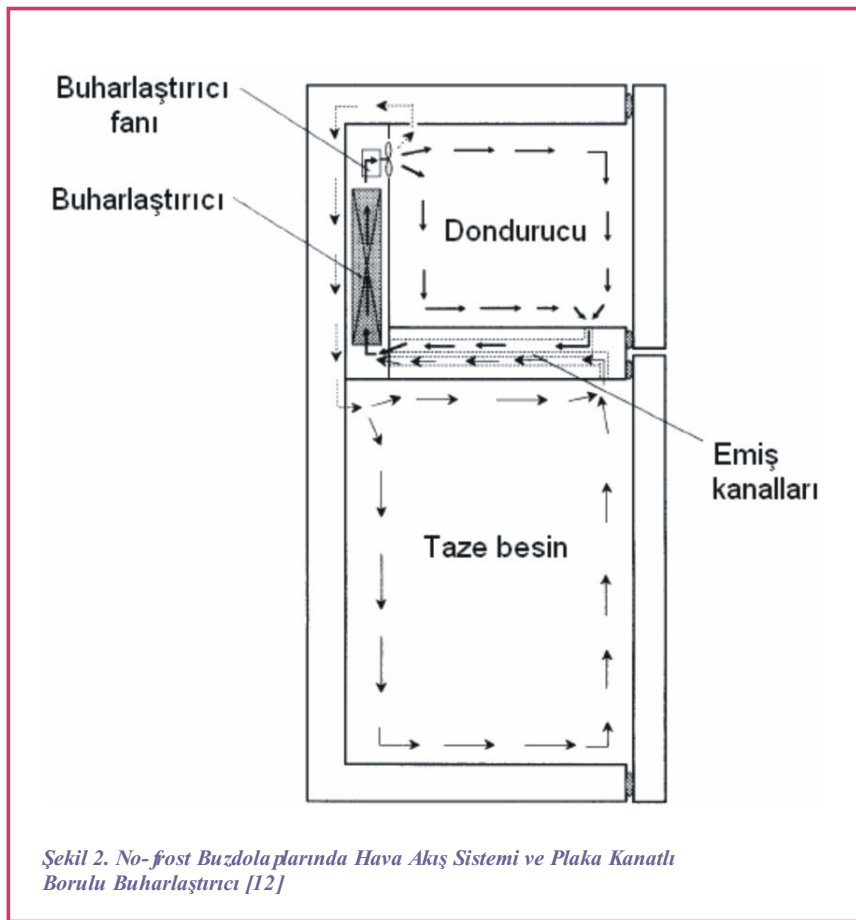
akışkandan birinin faz değiştirerek ısı geçişinin sağlandığı ısı değiştiricileridir. Buzdolaplarında kullanılan buharlaştırıcılar, raf tipi, roll bond tipi ve levha kanatlı borulu tipte olabilmektedir. Raf (tel ve boru) tipi buharlaştırıcılar, genellikle çekmeceli derin dondurucu buzdolaplarında kullanılır ve Şekil 1 a'da görüldüğü gibi boruların hem alt hem de üst taraflarına tellerin kaynaklanmasıyla meydana gelir. Dondurucuya yatay konumda yerleştirilirler. Şekil 1 b'de görülen roll bond tipi buharlaştırıcılarda, iki alüminyum tabaka arasında akışkanın dolaştığı kanallar bulunur. Tek kapılı buzdolaplarında ve çift kapılı buzdolaplarının üst taraftaki dondurucu bölümlerinde

ısı performansları araştırmacılar tarafından deneysel, teorik ve sayısal olarak incelenmektedir. Horuz vd. [1], hava soğutmalı plaka kanatlı borulu buharlaştırıcıların performansı üzerine hava hızı, kanat aralığı, boru çapı, buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutucu akışkan tipi vb. parametrelerin etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Kanat aralığının ve havanın hızının artırılmasının ısı geçişini artırdığı bulunmuştur. Ayrıca boru çapı arttığında ısı geçişinin arttığı, buzlanma (frost) yüksekliği arttığında ise soğutma kapasitesinin düştüğü sonuçlarına varılmıştır. Plaka kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinde boruların dikdörtgen ve eşkenar üçgen şekilde



kullanılırlar. Karlanmasız (No frost) buzdolaplarında ise levha kanatlı borulu buharlaştırıcılar (Şekil 1c) kullanılır. Bu tip buharlaştırıcılarda, soğutucu akışkanın geçtiği boruların üzerine, hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı düşük olması nedeniyle ısı geçişini arttırmak için levha şeklinde kanatlar eklenmiştir. Hava buharlaştırıcıya üç ayrı emiş kanalından geçerek gelmekte ve buharlaştırıcı üzerinden düşey yönde yukarı doğru akmaktadır. Hava akışı fan tarafından sağlanmakta ve hava, soğutucu akışkana ısı verdikten sonra soğumuş halde buharlaştırıcıyı terk etmektedir. Soğuk hava fan önünde bulunan hava dağıtım panelinden kabinlere gönderilir. Kabinlerden fan yardımıyla emilen nispeten sıcak hava, emiş kanallarından geçerek buharlaştırıcı girişinde bulunan hazneye açılmakta ve daha sonra tekrar buharlaştırıcıya girmektedir. Bu şekilde kabinlerdeki hava sirkülasyonu fan yardımıyla sağlanmaktadır (Şekil 2).

Endüstride, soğutma ve havalandırma uygulamalarında büyük bir öneme sahip olan kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafı



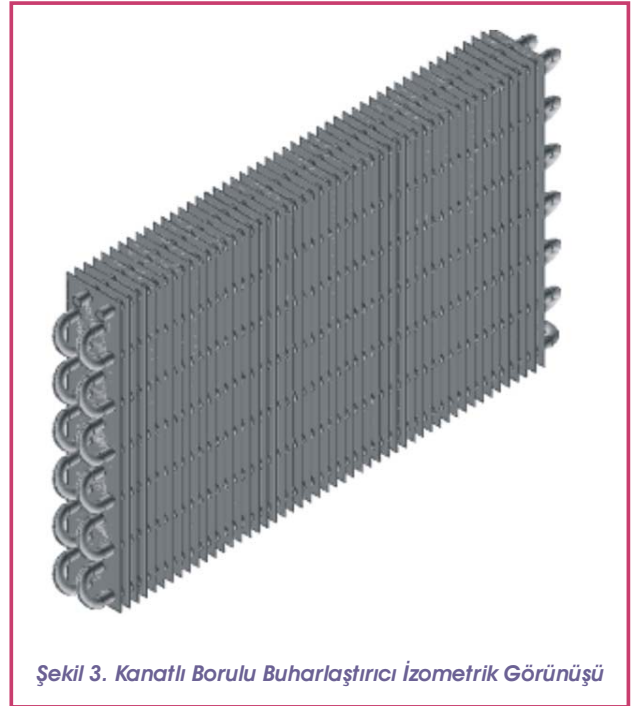
dizilişleri için farklı kanat şekilleri Kundu ve Das [2] tarafından incelenmiştir ve ısı geçişinin en iyi sağlandığı boru dizilişi ve boyutları belirlenmiştir. Optimum tasarım şartları altında, borular eşkenar üçgen dizildiğinde kanat yüzeyinden daha fazla ısı yayıldığı sonucuna varmışlardır. Altınışik vd. [3], düzlem kanatlı borulu buharlaştırıcılarda kanat aralığı, ısı değiştirici uzunluğu ve boru dizilişine bağlı olarak kanatlı ve kanatsız borularda ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanat aralıkları artışının da az miktarda ısı geçişi artışına sebep olduğunu bulmuşlardır. Erek vd. [4], plaka kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerinde ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerine kanat geometrisindeki değişimin etkilerini bir ticari yazılım kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Kanat yüksekliği arttığında ısı geçişi ve basınç düşüşünün, ısı geçiş yüzeyinin artması nedeniyle arttığı görülmüştür. Isı değiştirici boruları elips şeklinde olduğunda, kanatlı borunun eliptikliği arttığında, ısı geçişinin artıp, basınç düşüşünün azalması çalışmalarının diğer bir önemli sonucudur. Kanatlı borulu bir buharlaştırıcının ön yüzü ve giriş hava hızı arasında eğim açısı olduğunda, donma yüksekliği, basınç düşüşü, buharlaştırıcı soğutma kapasitesi vb. parametreler Chen vd. [5] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Laminer, süreksiz (transient) ve türbülans akış örnekleri içeren farklı şartlara göre farklı sayısal algoritmalar bu modele uygulanmıştır. Sayısal sonuçlardan hava giriş hızıyla, buharlaştırıcı ön yüzü arasında eğim açısı olduğunda, buharlaştırıcı performansının azaldığı, bu azalmanın da eğim açısıyla ilişkili olduğu sonucuna varılmıştır. Kim ve Kim [6], geniş kanat aralıklı plaka kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin optimum tasarımında kullanılabilen deneysel veriler geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, kanat aralıkları, boru sıra sayıları ve boru dizilişleri farklı olan 22 ısı değiştirici test etmişlerdir. Kanat aralığının azalması ve boru sıra sayısının artmasıyla hava tarafı ısı geçiş katsayısının azaldığını bulmuşlardır. Dört sıralı ısı değiştiricinin ısı geçiş katsayısındaki azalmanın, kanat aralığı 15mm'den 7,5mm'ye azaldığında ve Reynolds sayısı 500-900 aralığında değiştiğinde yaklaşık olarak %10 olduğu sonucuna varmışlardır. Matos vd. [7], dairesel ve elips boruların, saptırılmış(staggered) dizilişlerinde, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde maksimum ısı transfer oranını elde etmek için üç boyutlu sayısal ve deneysel olarak sabit hacim ve dış akışta optimum geometriyi araştırmışlardır. Eliptik borularda, dairesel olanlara göre ısı geçişinin %19 daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Eliptik boruların toplam performanslarının daha iyi ve maliyetlerinin daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Romero-Mendez vd. [8], tek sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kanat aralıklarının etkisini araştırmışlardır.

Nusselt sayısının küçük kanat aralıklarında, kanat aralığıyla orantılı olduğu, geniş kanat aralıklarından bağımsız olduğunu bulmuşlardır. Plaka kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafı performansı üzerine boru sıra sayısının, kanat aralığının ve boru çapının etkileri Wang vd. [9] tarafından incelenmiştir. Boru sıra sayısı $N = 1$ veya 2 için ısı transfer performansının kanat aralığının azalmasıyla arttığını ve $N = 4$ ve $Re > 2000$ için kanat aralığının ısı transferi üzerine etkilerinin ihmal edilebilir olduğu sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmada, no frost buzdolaplarında, buharlaştırıcının ısıl hidroluk performansının, soğutma sisteminin kapasitesini büyük ölçüde etkilemesi nedeniyle, buharlaştırıcının kanat aralıklarının değişiminin ve havanın buharlaştırıcıya giriş hızının hava tarafındaki ısı geçişi ve soğutma kapasitesi üzerine etkileri sayısal olarak FLUENT programı kullanılarak incelenmiştir.

GEOMETRİNİN BELİRLENMESİ

Bu çalışmada, no-frost buzdolaplarında kullanılan kanatlı borulu türden bir buharlaştırıcının tamamı Gambit programı kullanılarak çizilmiştir. Tasarlanan buharlaştırıcı, Şekil 3'te verilen izometrik çizimden görüldüğü gibi, 26 yatay borudan ve 25 adet 180'lik dirsekten oluşmaktadır. Buharlaştırıcının boyutları Tablo 1'de verilmiştir. Modellenen buharlaştırıcının tüm boyutları sabit tutulup, kanat aralıkları 2-15 mm arasında değişen 9 farklı konfigürasyon türetilmiştir.



Şekil 3. Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı İzometrik Görünüşü

Tablo 1. Buharlaştırıcı Konfgürasyonlarının Geometrik Karakteristikleri

Parametre	Değer
Buharlaştırıcı yüz kesit alanı (mmxmm)	50x535
Boru dış çapı (mm)	8
Kanatlı boru uzunluğu (mm)	485
Kanatlı boru sayısı	26
Kanat aralığı (mm)	2,5,6,7,8,9,10,12,5,15
Kanat kalınlığı (mm)	0.19
Akışa dik yönde borular arası mesafe (mm)	22
Akış yönünde borular arası mesafe (mm)	19.053
Boru dizilişi	Saptırılmış
Boru malzemesi	Alüminyum
Kanat malzemesi	Alüminyum

MATEMATİK MODEL

Tanımlanan problem için, buharlaştırıcı geometrisinin belirlenmesinden ve tasarlanmasından sonraki adım, problemin matematik modelinin oluşturulmasıdır. Matematik model, fiziksel bir sistemin veya bir sürecin performans ve davranışlarını matematiksel terimlerle ifade eden modeldir ve sayısal modelleme ve simülasyonun temelini oluşturur. Matematik model, ısı sistemlerinin temel tasarım parametrelerini içeren diferansiyel denklemleri kapsar. Bu denklemlerin çözümü tasarım parametrelerinin davranış ve karakteristiğini ortaya koyar [10].

Modellemede yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

- Hava, buharlaştırıcıya üniform sıcaklık ve üniform hızda girmektedir.
- Hava tarafındaki ısı transfer katsayısı üniformdur.
- Buharlaştırıcı dış yüzeyinde yoğuşma ve karlanma olmamaktadır.
- Eksenel yönde kanat içi iletim ihmal edilmiştir.

Yapılan kabuller sonucunda, kartezyen koordinatlarda temel denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Süreklilik

$$\frac{u}{x} + \frac{v}{y} + \frac{w}{z} = 0 \quad (1)$$

Momentum

x bileşeni

$$\frac{u}{t} + u \frac{u}{x} + u \frac{u}{y} + u \frac{u}{z} = \frac{P}{x} + \frac{2u}{x^2} + \frac{2u}{y^2} + \frac{2u}{z^2} + g_x \quad (2a)$$

y bileşeni

$$\frac{v}{t} + v \frac{v}{x} + v \frac{v}{y} + v \frac{v}{z} = \frac{P}{y} + \frac{2v}{x^2} + \frac{2v}{y^2} + \frac{2v}{z^2} + g_y \quad (2b)$$

z bileşeni

$$\frac{w}{t} + w \frac{w}{x} + w \frac{w}{y} + w \frac{w}{z} = \frac{P}{z} + \frac{2w}{x^2} + \frac{2w}{y^2} + \frac{2w}{z^2} + g_z \quad (2c)$$

Enerji

$$c_p u \frac{T}{x} + v \frac{T}{y} + w \frac{T}{z} = k \left(\frac{2T}{x^2} + \frac{2T}{y^2} + \frac{2T}{z^2} \right) \quad (3)$$

SAYISAL MODELLEME

Sayısal modeller, matematik modele dayanır ve farklı çalışma şartları ve tasarım parametreleri için bilgisayar kullanarak sistem davranışında nicel sonuçlar bulunmasını sağlar. Simülasyon, sistemin davranışının, pahalı ve zaman alan bir uygulama olan prototip üretimi yerine, model yardımıyla çalışılması sürecidir. Birçok farklı tasarım olasılığı ve farklı işletim şartlarının ele alınmasına olanak sağlar [10].

Tasarlanan buharlaştırıcıda, geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri *GAMBIT* adlı program kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bütün buharlaştırıcı konfigürasyonları için ağ elemanı *T-grid*, ağ türü *tetrahedral* olarak seçilmiştir. Tanımlanan problemde akış ve ısı geçişi söz konusu olduğu için sistemi oluşturan yüzeylerde hem hız hem de sıcaklık koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Buharlaştırıcının alt tarafından dik yönde giren hava uniform hızda ve 246 K sıcaklıktadır. y ve z yönündeki hız bileşenleri sıfır kabul edilmiştir. Buharlaştırıcı boruları ve kanatların yüzeylerinde akışkan hızının bileşenleri (*u*, *v* ve *w*) sıfır alınmıştır. Tanımlanan problemde buharlaştırıcının sadece hava tarafı göz önüne alınacağı için boru dış yüzeylerine 253 K sabit sıcaklık sınır şartı verilmektedir. Buharlaştırıcının analizinde seçilen model Tablo 2'de özetlenmiştir.

Tablo 2 Model Karakteristikleri

Model	Ayarlar
Space	3D
Viscous	Laminar
Time	Transient
Heat Transfer	Neglected
Wall treatment	No slip condition

Modellenen problemde, akışkan olarak hava ve buharlaştırıcı malzemesi olarak alüminyum (Al) kullanılmıştır ve termofiziksel özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Modelde Kullanılan Maddelerin Termo-fiziksel özellikleri [13]

	Hava	Alüminyum
Yoğunluk (kg/m ³)	1,408	2719
Isı iletkenlik (W/m.K)	0,02227	202,4
Özgül Isı (J/kg.K)	1,005324	871
Moleküler Ağırlık (kg/kgmol)	28,966	-
Viskozite (kg.m/sn)	1,5177.10 ⁻⁵	-

BULGULAR VE YORUMLAR

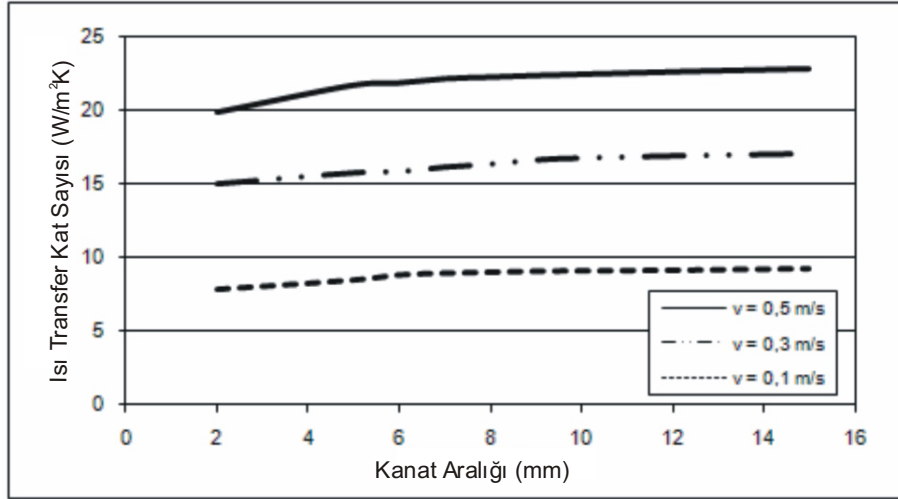
Bu çalışmada, buzdolaplarında kullanılan kanatlı borulu türden buharlaştırıcı, kanat aralıkları değiştirilerek 9 farklı konfigürasyon modellenmiş ve farklı hava giriş hızları için FLUENT yazılımı kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür.

Geometride ve hava giriş hızındaki değişimin, buharlaştırıcının hava tarafı ısıl hidrolik performansı üzerine etkilerini incelemek için elde edilen sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir.

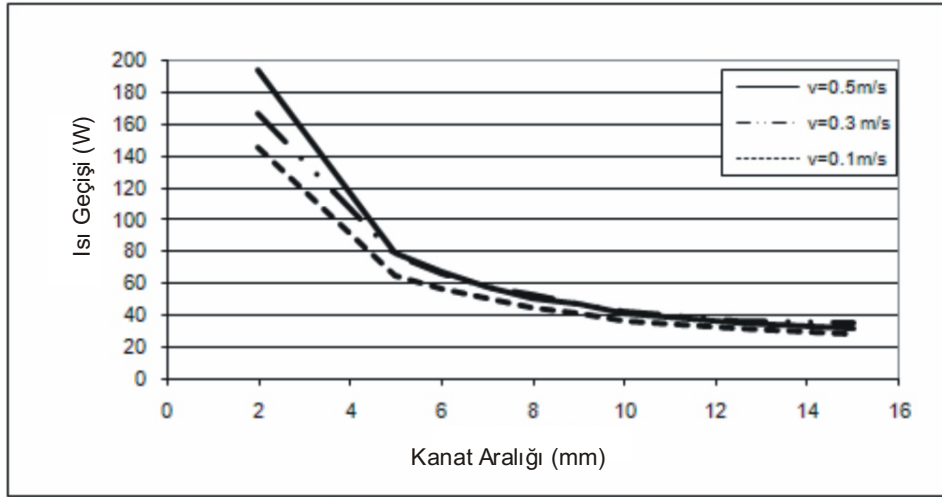
Şekil 4'te ısı taşınım katsayısının, farklı hızlarda kanat aralığıyla değişimi görülmektedir. Şekilden kanat aralığı 2mm'den 15mm'ye değiştiğinde, ısı taşınım katsayısının arttığı görülmektedir. Kanatlı boru demetlerinde akış, boru demeti etrafındaki akış ve iki levha arasındaki kanal akışının birlikte ortaya çıkardığı bir akış şeklindedir. Borular etrafındaki kanat aralıklarının azaltılması durumunda kanal akışının etkisi daha baskın hale gelir. Bu etki, azalan kanat aralığıyla artar. Kanal akışı halinde ısı taşınım katsayısı, boru demeti etrafındaki akış durumundan daha küçüktür [11]. Bu sebeple modellerde kanat aralığı azaldıkça, kanal akışı baskın hale gelmekte ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Hava hızı 0,5 m/s için kanat aralığı 15 mm olduğunda ısı taşınım katsayısı 22,803 W/m²K değerinden, kanat aralığı 2 mm olduğunda 19,867 W/m²K değerine azaldığı görülmektedir. Bu sonuçlar, literatürdeki çalışmaların sonuçlarına uymaktadır [1,6]. Aynı grafikte, havanın giriş hızı arttığında ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Bu durum daha küçük ısı geçiş yüzeylerine olanak verdiğinden, ısı değiştiricilerin daha küçük boyutlu tasarlanmasını sağlayacağı anlamına gelir.

Isı geçişine, kanat aralıklarının ve hava giriş hızlarının değişiminin etkisi Şekil 5'te belirtilmiştir. Kanatlar arası mesafenin artışı, ısı taşınım katsayısını artırmasına rağmen, kanat sayısı dolayısıyla toplam alan azaldığı için ısı geçişi miktarı azalmaktadır. Kanat sayısı azaldıkça, boru yüzeyi arttığından kanat aralıklarının geniş olduğu durumlarda ısı geçişi büyük ölçüde boru yüzeylerinden olacaktır.

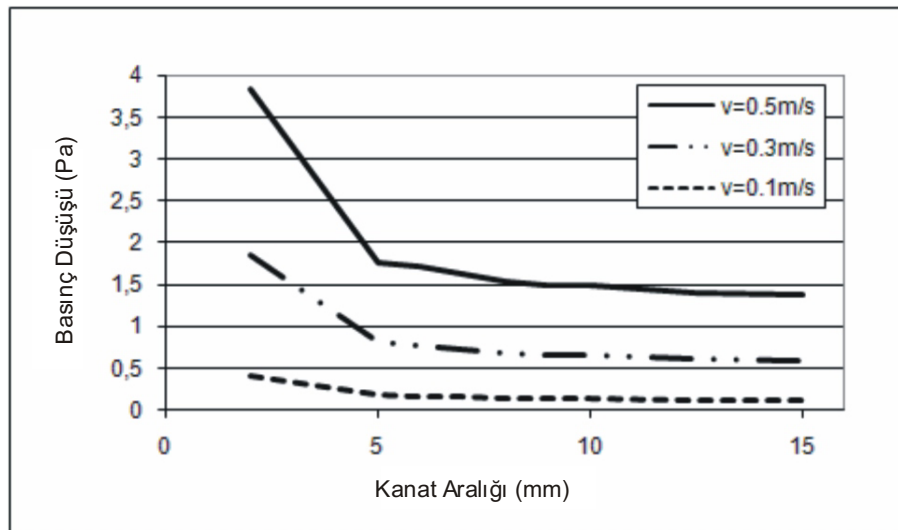
Şekil 6, basınç düşüşünün, kanat aralığıyla farklı hızlardaki değişimini grafik olarak göstermektedir. Grafikten de görüldüğü gibi kanatlar arası mesafe, basınç düşüşü üzerine önemli bir etkiye sahiptir. Kanat aralıklarının azalması, akışta boru yüzeyindeki ayrılmaların ve sürtünme faktörünün artması nedeniyle basınç düşüşünde artışa sebep olmaktadır. Ayrıca aynı grafikte hava giriş hızlarının basınç düşüşünü etkilediği, yüksek hızlarda basınç düşüşünün arttığı görülmektedir.



Şekil 4. Isı Taşınım Katsayısının Kanat Aralığıyla Farklı Hızlardaki Değişimi



Şekil 5. Isı Geçişinin Kanat Aralığıyla Farklı Hızlardaki Değişimi



Şekil 6. Basınç Düşüşünün Kanat Aralıklarıyla Farklı Hızlarda Değişimi

Tablo 4. Soğutma Kapasitesinin Kanat Aralığıyla Farklı Hızlardaki Değişimi

Soğutma Kapasitesi (W)	Kanat aralığı (mm)	Hava Hızı (m/s)		
		0,1	0,3	0,5
	2	147,412	170,466	197,125
	5	68,255	80,128	83,698
	6	60,689	67,967	71,006
	7	55,114	61,076	63,497
	8	48,592	54,681	56,088
	9	45,481	51,220	53,823
	10	40,872	46,096	48,754
	12,5	36,024	40,658	42,096
	15	32,985	38,583	39,960
	kanatsız	16,717	18,349	23,766

Tablo 4'te buharlaştırıcının soğutma kapasitesinin kanat aralığıyla farklı hızlardaki değişimi görülmektedir. Buharlaştırıcı boruları üzerinde kanat kullanımı soğutma kapasitesini etkilemekte ve bu etki kanat aralıkları azaldıkça büyük ölçüde artmaktadır. Hava hızı 0,5 m/s için kanat aralığı 15 mm olduğunda 39,960 W olan soğutma kapasitesi kanat aralığı 2 mm olduğunda 197,125 W değerine çıkmaktadır. Kanatsız durumda ise soğutma kapasitesinin 23,766 W değerine düştüğü görülmektedir. Buharlaştırıcı dış yüzeyinden geçen havanın hızındaki artışın da soğutma kapasitesini artırdığı görülmüştür.

SONUÇ

No-frost buzdolaplarında kullanılan kanatlı borulu buharlaştırıcı, ısı taşınım katsayısı ve soğutma kapasitesi üzerine kanat aralığı ve hava hızı değişiminin etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

Sayısal sonuçlardan, modellerde kanat aralığı azaldıkça, ısı taşınım katsayısının azaldığı, bütün kanat aralıkları için havanın buharlaştırıcıya giriş hızı arttığında ısı taşınım katsayısının da arttığı bulunmuştur. Kanat aralıklarındaki azalmanın ısı taşınım katsayısını azaltmasına rağmen toplam alan daha hızla arttığı için ısı geçişinde artış görülmüştür. Aynı zamanda soğutma kapasitesinin kanat aralıklarının azalmasıyla büyük ölçüde arttığı gözlenmiştir. Bu sonuçlardan buzdolabında istenen soğutma kapasitesini sağlayacak buharlaştırıcının 5 mm kanat aralığına sahip olduğu bulunmuştur.

Bu çalışma, farklı buharlaştırıcı alternatiflerini sayısal analizle daha kısa zamanda karşılaştırma olanağı sağlamış ve buzdolabının tasarımında istenen soğutma kapasitesini sağlayacak uygun buharlaştırıcının seçimini kolaylaştırmıştır.

SEMBOLLER

c_p	Özgül ısı (kJ/kgK)
g_x	Birim hacim vektörü başına x yönündeki gövde kuvveti
g_y	Birim hacim vektörü başına y yönündeki gövde kuvveti
g_z	Birim hacim vektörü başına z yönündeki gövde kuvveti
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
P	Basınç (Pa)
T	Sıcaklık (K)
u	Havanın x yönündeki hız bileşeni
V	Hava giriş hızı (m/s)
v	Havanın y yönündeki hız bileşeni
w	Havanın z yönündeki hız bileşeni
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
μ	Viskozite (Pa.s, kg/ms)

KAYNAKÇA

1. Horuz I., Kurem E., Yamankaradeniz R., Experimental and Theoretical Performance Analysis of Air-Cooled Plate-Finned-Tube Evaporators, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 25 (1998), 787-798
2. Kundu B., Das P.K., Optimum Dimensions of Plate Fins For Fin-Tube Heat Exchangers, Int. Journal of Heat and Fluid Flow, 18 (1997) 530-537
3. Altınışık K., Akça M., Mat M.D., Karakoç F., Düzlem Kanatlı Borulu Evaporatörlerde Isı Transfer Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, ULIBTK'99, 12.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 1999
4. Ereğ A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z., Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate Fin and Tube Heat Exchangers, Applied Thermal Engineering 25 (2000), 2421-2431
5. Chen N., Xu L., Feng H. D., Yang C.G., Performance Investigation of a Finned Tube Evaporator Under The Oblique Frontal Air Velocity Distribution, Applied Thermal Engineering 25 (2005), 113-125
6. Kim Y. ve Kim Y., Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned-Tube Heat Exchangers with Large Fin Pitch, International Journal of Refrigeration, 28 (2005), 851-858
7. Matos R.S., Laursen T.A., Vargas J.V.C., Bejan A., Three Dimensional Optimization of Staggered Finned Circular and Elliptic Tubes in Forced Convection, International Journal of Thermal Sciences 43 (2004), 477-487
8. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000), 39-51
9. Wang, C.C. ve Chi, K.Y., Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Transfers, Part I: New Experimental Data, Int. Journal of Heat and Mass Transfer 43 (2000), 2681-2691
10. Jaluria Y., Design and optimization of thermal systems, McGraw Hill Book Companies, Inc, 1998
11. Holman, J.P., Heat transfer, McGraw-Hill Companies, Inc, 2002
12. http://www.konveyor.com, Mayıs 2006
13. Sarıçay, T., Bir Buzdolabı Buharlaştırıcısının Isıl-Hidrolik Performansının Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, 2004