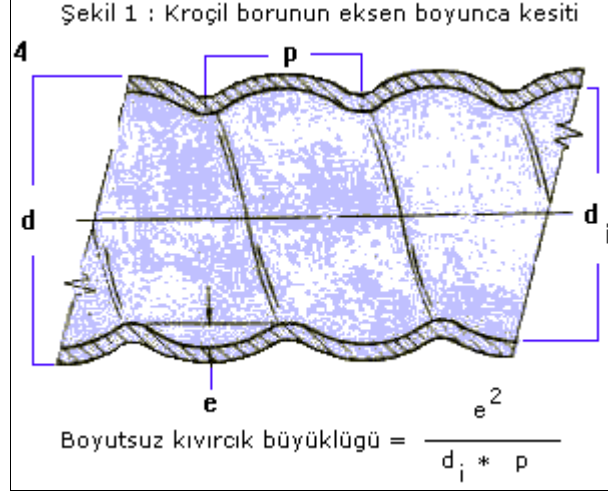


KROÇİL BORULU BUHARLAŞTIRICILARA VE SIVILAŞTIRICILARA İLİSKİN DENEYSEL VE TEORİK SONUÇLAR



Corrugated Tube (Kroçil Boru)

SONUÇ :

Bulgular : Düz boru içerisindeki soğutkan filim katsayısı (795 kcal/h C) ile kroçil boru (Corrugated Tube) içerisindeki soğutkan filim katsayısı (1766 kcal/h C) karşılaştırıldığında, kıvrıcıklardan dolayı % 220 bir artış görülmektedir. Bu artışın toplam ısı transferine etkisi % 66 kadardır , bu artış bile ısı değiştirme yapımında önemli malzeme tasarrufu sağlar..

1.GİRİŞ

Isı değiştiricilerinde, özellikle su soğutucu ünitelerin buharlaştırıcı ve sıvılaştırıcılarında ısı geçişini artırmak amacıyla boru geometrisinde bir takım değişiklikler denenmektedir.

Bunlardan başlıcaları:

- Borulara eksen doğrultusunda kanatçıklar ilave edilmesi 1.2
- Boru içinde ince metal şerit, yıldız kesitli ince teller yerleştirilmesi 3.
- Boruların eksen doğrultusunda, boyuna kıvrıcıklandırılması 4.
- Boruların enine kıvrıcıklandırılması ya da kroçil boru haline getirilmesi 5.

Şekil 1, enine kıvrıcıklandırılmış (kroçil) bir borunun eksen boyuna kesitini göstermektedir. Isı değiştirgeci borularını kıvrıcıklandırmanın en büyük yararı malzemeyi artırmaksızın ısı geçiş yüzeyini , böylece ısı değiştirgecinin geçirgenliğini artırmaktır; bu sırada ısı değiştirgecinin kapladığı alanın ve hacmin büyümemesi de diğer bir yarardır. Otomatik makinelerle boruların kıvrıcıklandırılması az bir yatırım ve az enerji harcamasıyla gerçekleştirilebildiğinden bu çeşit gelişmeler artan malzeme fiyatlarıyla yakın gelecekte daha büyük ilgi görecektir. Kıvrıcıklı borularda kaynama üzerinde yapılan deneysel bir incelemenin sonuçlarına göre Freon 12 'nin kaynaması sırasındaki film katsayısı bu kıvrıcıklar yardımıyla iki katına çıkarılabilmektedir. Bu incelemenin uygulaması olarak bir su soğutucusu yapımıcısı kroçil boru kullanmaktadır ve aynı yapımıcının teşviki ile bu yazının konusu olan inceleme sürdürülmüştür. Bu yazıda önce deneysel inceleme yöntemi açıklanacak, bir kroçil borulu buharlaştırıcı ve sıvılaştırıcıya ilişkin deneysel inceleme sonuçları sunulacaktır. Ardından literatürde mevcut bilgilere dayanarak bir kroçil borulu buharlaştırıcının ısı geçirgenliği hesaplanacak ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.

2.DENEYSEL İNCELEME YÖNTEMİ

Sekil 2. buharlaştırıcının ve sıvılaştırıcının normal çalışma şartlarında denenmesine olanak veren düzeni göstermektedir. Soğutkan devre sinde verdi bir rotametre ile genleşme valfinden ölçülmekte,dört basınç ve beş sıcaklık ölçümüyle çevrim, buharlaştırıcıda basınç düşümü belirlenmektedir.

Normal çalışma şartlarında sıvılaştırıcının soğutma suyu ejektör tipi bir soğutma kulesinde soğutulmakta,buharlaştırıcıda soğutulan su bir buharlı ve bir elektrikli ısı değıştirgeci yardımıyla dilenilen ölçüde yüklenilmektedir. Her iki su devresinde verdiler birer orifismetre ile ölçülmekte termoelementler yardımıyla yapılan sıcaklık ölçmelerinden istenilen ısı miktarı hesaplanabilmektedir. Su pompalarının devrelerindeki baypas ve valf yardımıyla verdiler istenilen seviyede tutulabilmektedir.

Bazı deneylerde,kompresör değıştirmeksizin,soğutkan buharının buharlaştırıcıda aldığı ısı miktarı artırılmak istenmiş bu amaçla bütün çalışma sıcaklıkları düşürülmüş tür. Böyle bir değışiklik,Sekil 3'de gösterilen şekilde buharlaştırıcıda soğutulan suyu soğutma kulesine göndererek mümkün olmaktadır.

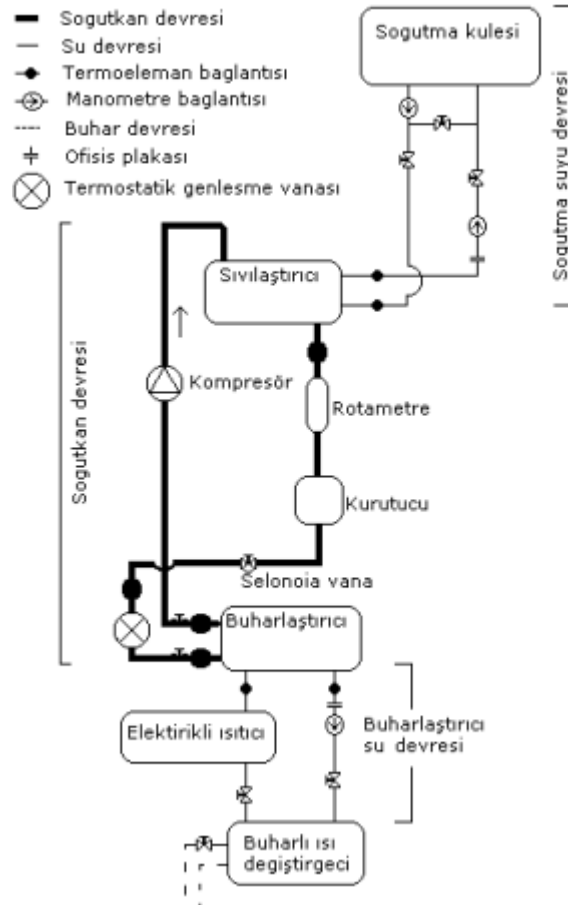
Yapılan çok sayıda deneyden sonuçları güvenilir olan üç tanesini verdi,sıcaklık ve basınç ölçmeleri Tablo 1 de gösterilmektedir.

3.DENEY SONUÇLARI

Ölçme değerlerinden entalpi değerleri,suyun özellikleri ve Freon 22'nin log p - h diyagramı kullanılarak,bilinen yöntemlerle hesaplanmıştır. Hesapların sonuçları Tablo 2 de gösterilmiştir. Sonuçları verilen üç deneyden ilk ikisi normal çalışma şartlarında,sonuncusu ısı yükü olmaksızın,düşük sıcaklıklarda elde edilmiştir. Buharlaştırıcıda soğutulan sudan alınan ısı,soğutkan entalpi sindeki artış ile % 4 civarında bir fark göstermektedir. Bu farkın yaklaşık yarısı su devresiyle,yarısı da soğutkan devresiyle ilgilidir Su devresinde dışarıdan meydana gelen ısı kaçakları soğutulmayı azaltmaktadır,soğutkan devresinde ise verdi rotametre ile hassas olarak ölçülememekte,entalpi değerlerinin hesabında hata yapılabilmektedir. Bu sapmaların soğutkan devresinde (rotometrede meydana gelen kararsızlık sebebiyle) ısı miktarını azaltıcı,su devresinde ise yükseltici olduğu göz önünde tutulursa iki ısı miktarının aritmetik ortalamasının gerçek buharlaştırıcı ısı geçişini +- % 1 hata sınırı içinde verdiği savunulabilir.

Benzer şekilde sıvılaştırıcıda da su devresi ile soğutkan devresi arasında fark görülmektedir. İki ısı miktarının aritmetik ortalaması uygulama için yeterli derecede doğru bir sonuç vermektedir.

(Deneylerden birinde su ünitesindeki ısı miktarı ölçülememiştir.)



Sekil 2 : Buharlaştırıcı ve sıvılaştırıcının normal çalışma şartlarında denenmesini sağlayan düzen

4.BUHARLAŞTIRICIYA İLİŞKİN TEORİK İNCELEME

Bu bölümde söz konusu buharlaştırıcının ısı geçirgenliği ısı değıştirmecileri ve kroçil boruların ısı geçirgenliği hakkında bilinenlerden hareket edilerek hesaplanmış ve hesap sonuçlarının deney sonuçlarıyla karşılaştırması, benzer hesapların geçerliliği hakkında fikir verecek tasarım yönteminin güvenilir olup olmadığını ortaya çıkaracaktır. Bir ısı değıştirmecinin ısı geçirgenliği (Q) aşağıdaki şekilde ifade edilebilir

$$Q = U_o A_o [\Delta_t]_m$$

U_o Toplam ısı transferi katsayısı

A_o Isı transferi alanı (Boruların dış yüzeyi)

$[\Delta_t]_m$ Ortalama sıcaklık farkı

$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$
 m^2
 $^\circ\text{C}$

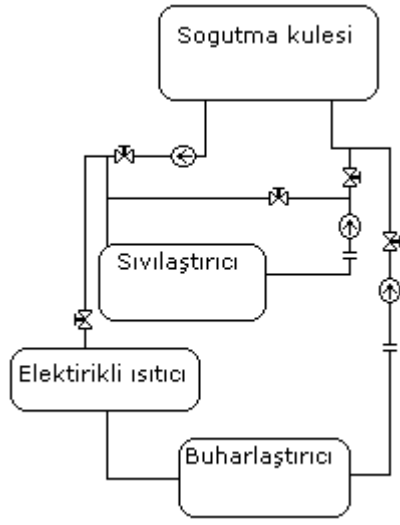
Tablo 1. Deneylerin verdi,basınç ve sıcaklık ölçmeleri

		Birim	14.10	3.11	8.11
Buharlaştırıcı su verdisi	m su,b	kg/h	10451	10100	7846
Buharlaştırıcıya giriş su sıcaklığı	T su,b,1	C	9,7	11,5	8,4
Buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı	T su,b,2	C	6,5	8,3	4,4
Soğutkan verdisi	mg	kg/h	840	798	738
Buharlaştırıcıya giriş basıncı	pb,1	at	5,73	5,57	5,08
Buharlaştırıcıdan çıkış basıncı	pb,2	at	5,63	5,46	4,97
Soğutkanın buharlaştırıcıya giriş sıc.	Tg,b,1	C	0,9	0,9	3,4
Soğutkan. buharlaştırıcı dan çıkış sıc.	Tg,b,2	C	5,0	6,6	2,3
Kompresöre giriş basıncı	pk,1	at	5,15	5,15	4,59
Kompresörden çıkış basıncı	pk,2	at	12,63	12,8	9,37
Sıvılaştırıcıda dolaşan suyun verdisi	m su,sıv	kg/h	-	10040	7943
Suyun sıvılaştırıcıya giriş sıcaklığı	T su,sıv,1	C	18,5	21,1	8,4
Suyun sıvılaştırıcıdan çıkış sıcaklığı	T su,sıv,2	C	23,7	24,6	12,6
Soğutkanın sıvılaştırıcıya giriş sıc.	Tg,sıv,1	C	67,5	68,3	56,0
Soğutkanın sıvılaştırıcıdan çıkış sıc.	Tg,sıv,2	C	26,1	26,8	15,3
Soğut. genleşme valfine giriş sıc.	Tg,e,1	C	26,1	26,8	15,4

Tablo 2. Deney Sonuçları

	Birim	14.10	3.11	8.11
h su,b	kcal/kg	3,212	3,209	4,018
Q su,b	kcal/h	33568	32417	31525
h su,sıv	kcal/kg	5,215	3,518	4,213
Q su,sıv	kcal/h	-	35316	33461
hg,b,1	kcal/kg	107,8	108,4	104,4
hg,b,2	"	149,5	150,0	149,3
hg,sıv,1	"	158,3	158,3	160,2
hg,sıv,2	"	107,8	108,4	104,4
Qg,b	kcal/h	35028	33197	33136
Qg,sıv	kcal/h	42420	39820	41180

Buharlaştırıcı sıcaklığını düşürmeye
olanak veren su dolaşım sistemi



su: soğutkan yada soğutulan su
b: Buharlaştırıcıda
sıv: Sıvılaştırıcıda
1: Giriş şartlarında
2: Çıkış şartlarında
g: Soğutkan(gaz)

Ortalama sıcaklık farkı,soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta buharlaştığı kabul,edilerek ,

$$\Delta t_m = \frac{(t_{s2} - t_R) - (t_{s1} - t_R)}{\ln \left[\frac{(t_{s2} - t_R)}{(t_{s1} - t_R)} \right]}$$

denkleminde hesaplanır. (t_{s2}) ve (t_{s1}) suyun buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklıkları (t_R) ise soğutucu akışkanın ortalama buharlaşma sıcaklığıdır. Isı transferi alanı,ısı değiştirmecinin imalat resminden kolayca hesaplanabilir. Toplam ısı transferi katsayısı aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + R_w + \frac{1}{\alpha_i} \frac{A_o}{A_i}}$$

α_o Gövde,su tarafındaki filim katsayısı

R_w Kroçil borunun ısıl direnci

α_i Boru içinde soğutucu akışkan filim katsayısı

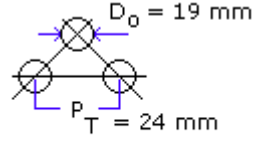
A_o Boru dış yüzey alanı

A_i Boru iç yüzey alanı

Kroçil borunun (Corrugated Tube)buharlaştırıcı gövde (su) tarafındaki film katsayısının (α_o) hesaplanmasında ısı değiştirmecilerinin tasarımında çok sık kullanılan colbum eş ilişkisinden (korelasyonundan) [7]boru içindeki soğutucu akışkan tarafı film katsayısının (α_i) hesaplanmasında ise Witbers ve Hobdas [5] tarafından kroçil boru içinde buharlaşan Freon-12 için bulunan eş ilişkisinden faydalanılmıştır.

İkinci Deney Şartlarında Buharlaştırıcının Isı Geçirgenliğinin Hesabı

Anahtarları açıklanmış olan hesap yöntemi, Tablo 1 de basınç, sıcaklık ve verdileri açıklanan deneylerden ikinci ve üçüncüsüne uygulanacaktır.



Sekil 4 : Buharlaştırıcı boruların dağılımı

Dış film katsayısının hesaplanması için gerekli olan eşdeğer çap (D_e) gövde içindeki boru dağılımına uygun olarak (sekil 4) hesaplanır.

$$D_e = \frac{8 (0,43 P_T^2 - 0,125 \pi D_0^2)}{\pi D_0}$$

$$D_e = \frac{8 (0,43 \times 2,4^2 - 0,125 \pi \times 1,9^2)}{\pi 1,9}$$

$$D_e = 1,42 \text{ cm} = 1,42 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Buharlaştırıcının gövde tarafındaki bölmelerinin dağılımı dikkate alınarak, gövde tarafındaki su akış alanı (a_s) hesaplanır (Sekil 5)

$$\begin{aligned} a_s &= 1 D (P_T - D_0) \frac{B}{P_T} = 26,3 \times 0,5 \times \frac{18}{2,4} \\ &= 98,625 \text{ cm}^2 \\ &= 98,625 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Yapılan ikinci deney sırasında su debisi, (m_s) = 10100 kg/h olarak ölçülmüştür. Buna göre birim akış alanından geçen su miktarı (G_s)

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{m_s}{a_s} \\ &= \frac{10100}{98,625 \times 10^{-4}} \\ &= 102,41 \times 10^4 \text{ Kg / h m}^2 \end{aligned}$$

ve gövde tarafındaki Reynolds sayısı (Re_s) :

$$\begin{aligned} Re_s &= \frac{D_e G_s}{\mu} \\ &= \frac{1,42 \times 10^{-2} \times 102,41 \times 10^4}{5,148} \\ &= 2825 \end{aligned}$$

Referans [7] de, (Re_s) = 2825 için (J_h) katsayısı ilgili diyagramdan 27 olarak okunur.

Buradan:

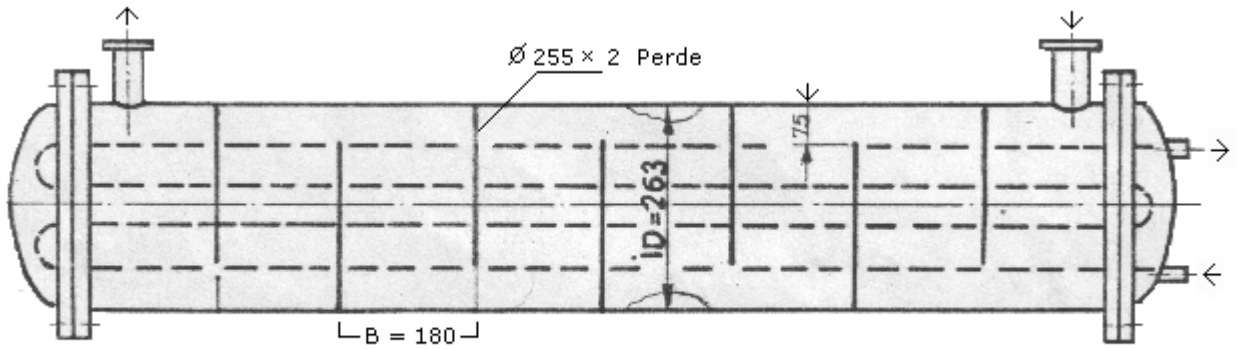
$$\alpha_o = \frac{j_h \lambda P_r^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_N} \right)^{0,14}}{D_e}$$
$$= \frac{27 \times 0,498 \times 10,36^{1/3} \times 0,8^{0,14}}{1,42 \times 10^{-2}}$$
$$= 2000 \text{ kcal / h}^{\circ}\text{C}$$

elde edilir.

İç (soğutkan) tarafındaki Freon 22 nin film katsayısının hesabında düz borular için geçerli olan Pierre formülünün [5] de kroçil borular için verilen geliştirilmiş şekli kullanılabilir. (her ne kadar bu geliştirmeye esas olan deneyler Freon 12 ile yapılmışsa da)

$$\alpha_i = 0,1491 \frac{\lambda_L}{D_i} \left[Re_{fL}^2 \left(\frac{h_{fg} \Delta x}{L} \right) \right]^{0,426}$$

Burada önce soğutucu akışkanının L boyundaki boru içinde Reynolds sayısını (Re_{fL}) hesaplamak gerekir. Buharlaştırıcıda soğutkan dört geçişli olduğuna göre ve geçişlerin her birinde ortalama 17 paralel kroçil boru bulunduğuna göre bir borudan geçen soğutucu akışkan verdisi toplam akışkan verdinin boru sayısına bölünmesi ile hesaplanır.



Sekil 5 : Buharlaştırıcı geometrisinin anahtarları

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_r}{17} \Rightarrow 798 / 17 = 46,94 \text{ kg / h}$$

$$G_g = \frac{4 \dot{m}_r}{\pi D_i^2} \Rightarrow \frac{4 \times 46,94}{\pi \times 1,8^2 \times 10^{-4}} = 18,45 \times 10^4 \text{ kg / h m}^2$$

$$Re_{r_2 L} = \frac{G R D_i}{M_L} \Rightarrow \frac{18,45 \times 10^4 \times 1,8 \times 10^{-2}}{0,921} = 3606$$

$$\alpha_i = \frac{0,1491 \times 0,0863 \left[3606^2 \left(\frac{40,8}{5,76} \right) \right]^{0,426}}{1,8 \times 10^{-2}}$$

$$= 1766,05 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bakır kroçil borunun ısıl direnci ihmal edilirse $U_o =$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{1}{1766,05} \left(\frac{1,9}{1,8} \right)}$$

$$U_o = 911 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aynı şartlarda düz borulu buharlaştırıcıda ısı geçişi:

Kıvrıkcıkların ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini belirlemek için bir kere de düz boru için ısı transfer katsayısını hesaplamak faydalı olacaktır. Düz boru için pierre eşiliskisinden (8)

$$\alpha_i = 0,1082 \left(\frac{\lambda_L}{D_i} \right) \left[Re_{r_2 L}^2 \left(\frac{h_{fg} \Delta x}{L} \right) \right]^{0,4}$$

$$= \frac{0,1082 \times 0,0863 \left[3606^2 \left(\frac{40,8}{5,76} \right) \right]^{0,4}}{1,8 \times 10^{-2}}$$

$$\alpha_i = 795,6 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Buradan ,toplam ısı transfer katsayısı için

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2000} + \frac{1}{795,6} \left(\frac{1,9}{1,8} \right)}$$

$$U_o = 547 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Deney sırasında buharlaştırıcı içinde ortalama yoğuşma sıcaklığı (t_R) = 3.8 C su giriş ve çıkış sıcaklıkları

(ts1) = 11,5 C ve (ts2) = 8,3 C derece olarak ölçüldü. Bu sıcaklık değerlerine göre;
Ortalama sıcaklık farkı :

$$\Delta_{tm} = \frac{7,7 - 4,5}{\ln \left(\frac{7,7}{4,5} \right)}$$
$$\Delta_{tm} = 5,96 \text{ C o}$$

Denenen buharlaştırıcı toplam ısı transferi alanı (Ao) kroçil borunun dış çapına (Do = 1,9 cm) bağlı olarak hesaplanır.

$$A_o = 4 \times 17 \times 1,44 \times \pi \times 1,9 \times 10^{-2}$$
$$A_o = 5,845 \text{ m}^2$$

$$Q_b = 911 \times 5,845 \times 5,96$$

$$Q_b = 31735,78 \text{ kcal / h}$$

Buharlaştırıcının toplam ısı kapasitesi :

Üçüncü deney şartlarında buharlaştırıcının ısı geçirgenliğinin hesabı :

Bu deneyde su verdisi (ms=7864 kg / h) olarak ölçüldü. Dış gövde filim katsayısı için

$$Re_s = 2190 \text{ ile } \alpha_o = 1850 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Boru içinde buharlaşma filim katsayısı,soğutucu akışkan verdi si mg = 738 kg / h için ;

$$Re_{f_2L} = 3330 \text{ ile } \alpha_i = 1700 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ olarak hesaplanır}$$

Toplam ısı transfer katsayısı ise :

$$U_o = 892 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ degerini alır}$$

Ortalama yoğuşma sıcaklığı (tg = o c) su giriş çıkış sıcaklıkları (ts1 = 8,4 C) ve (ts2 = 4,4 C) olduğuna göre ,ortalama sıcaklık farkı;

$$\Delta_{tm} = \frac{8,4 - 4,4}{\ln \left(\frac{8,4}{4,4} \right)}$$

$$\Delta_{tm} = 6,186 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ve buradan buharlaştırıcının ısıl geçirgenligi}$$

$$Q_b = 892 \times 5,845 \times 6,186 = 32250 \text{ kcal / h}$$

olarak elde edilir.

5.BULGULAR İkinci deney şartlarında düz boru içindeki soğutkan film katsayısı (795 kcal/h C) ile kroçil boru (Corrugated Tube) içindeki soğutkan film katsayısı (1766 kcal/h C) karşılaştırıldığında , kıvrıcıklardan dolayı %220 bir artış görülmektedir.

Bu artışın toplam ısı transfer katsayısına etkisi %66 kadardır.

Bu artış bile ısı değıştirmeci yapımında ,önemli malzeme tasarrufu sağlayabilecek niteliktedir.

	Birinci deney	İkinci deney	Üçüncü deney
Qb deney	34298	32807	32331
Qs deney	42420	37568	37321
Qb hesap		31735	32250

Deneylelerde buharlaştırıcı ısı geçirgenliğinin su devresindeki entalpi değışimine dayanarak bulunan değerin ve soğutkan entalpi değışimine dayanarak bulunan değerin aritmetik ortalamaları Tablo 3 de verilmistir.

Farklı çalışma şartlarındaki deney sonuçları birbirine yakın çıkmaktadır.

Düşük buharlaşma sıcaklığında (Deney 3) buharlaştırıcı kapasitesinin küçülmesi beklenir fakat sıvılaştırıcı sıcaklığında düştüğü için buharlaştırıcı kapasitesinde önemli bir değışiklik olmamaktadır.

Buharlaştırıcının hesaplanan ısı geçirgenliği ölçülen değere çok yakındır(% 4 içinde).

Bu uyum şu varsayımların buharlaştırıcı tasarımlarında kullanılabilceğine kanıt olarak gösterilebilir.

a)Withers ve Habdas'ın deneysel olarak elde ettikleri eşilişki (Sekil 1 de) parametre olarak verilen (e / p di) boyutsuz kıvrıcık bütünlüğünün (10 3) ile (6 - 10 3) arasındaki değeri için , kroçil borulu (Corrugated Tube) ısı değıştirmecilerine de uygulanabilir .

b)Buharın aşırı ısıtılmış olmasının etkisi (5-6 C i aşmadığı sürece) ihmal edilebilir.

Bu durumda buharlaşma sıcaklığı olarak buharlaşma basıncının doyma sıcaklığı alınır.

Sıvılaştırıcıyla ilgili deneysel sonuçlar,sıvı akışındaki kararsızlıklar nedeniyle daha büyük sapma gösterilmiştir. Bu sebepten yalnız ölçme değeri verilmekle yetinilecektir.

Tablo 3 de verilen ortalama değeri,farklı şartlar altında da birbirine yakındır.

Kaynak : Mühendis ve makine dergisi sayı 269 (1981)

Hazırlayanlar : Yalçın A.Goğuş - Ruknetin Oskay - Selami Çakmakçı - Yavuz Alp

Web Yayını : Tevfik Özden – tevfikozden(at)gmail.com

<http://www.fintube.web.tr>

[Extruded Finned Tubes For Heat Exchangers](#)