



**T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ**

ISI DEĞİŞTİRİCİ (EŞANJÖR) DENEYİ

**Hazırlayan
Yrd.Doç.Dr. Lütfü NAMLI**

SAMSUN

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ (EŞANJÖR) DENEYİ

1. GİRİŞ

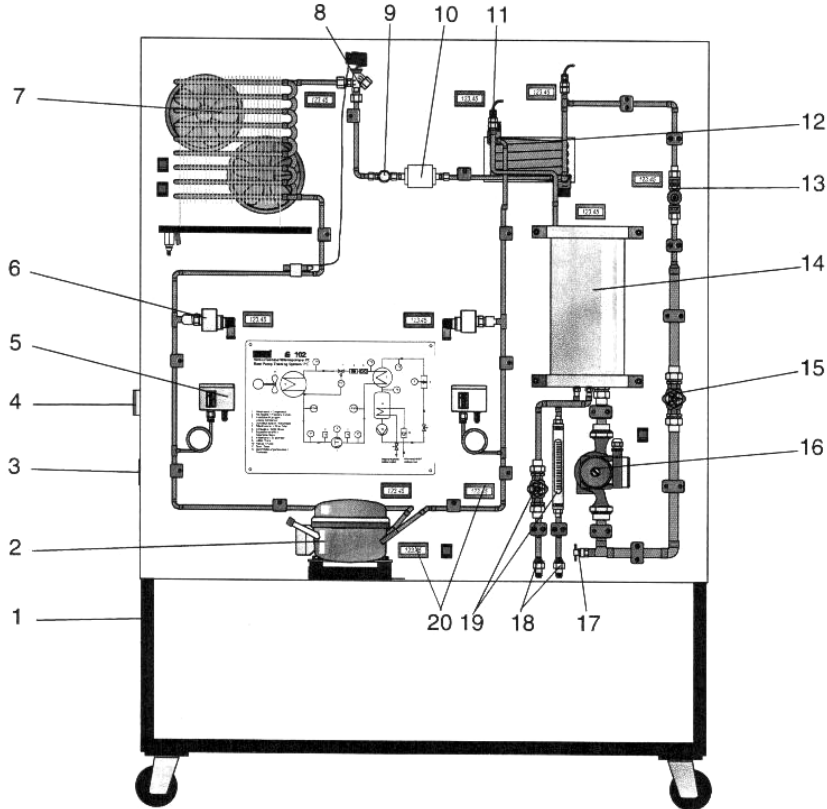
Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok karşılaşılan konulardan biri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferidir. Sözü edilen akışkanlar genellikle katı bir cidar ile birbirinden ayrılmaktadırlar. Bu cihazlar, ısı değıştircisi (eşanjör) olarak adlandırılmaktadır. Isı değıştircileri, endüstrinin en önemli ısı tekniği cihazları olup bunlar; buharlaştırmacı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu vb. değışik adlar altında kimya ve petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değışik tip ve kapasitelerde görülebilir.

2. DENEYİN AMAÇLARI

- Eş merkezli bir ısı değıştircisinde ters akışın gösterilmesi,
- Isı değıştircileri için Termodinamiğin Birinci Kanunu'nun yazılması,
- Soğuk bölgenin ortalama ısı taşınım katsayısının (\bar{h}) belirlenmesi ve toplam boyutsuz ısı geçiş katsayısının (Nu) hesaplanması,
- Dairesel borularda, laminer akış için Nusselt ve Reynolds sayıları için deneysel sonuçlara dayanan ampirik bir bağıntının elde edilmesi.

3. DENEY DÜZENEGİ

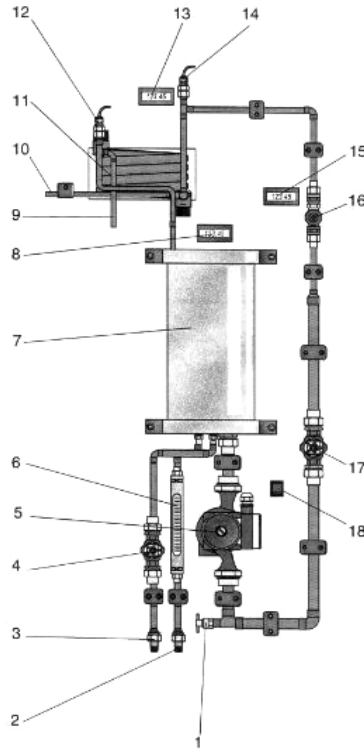
Eş merkezli borular arasındaki ısı transferini incelemek için Şekil 1 'de görünen GUNT ISI POMPASI EğİTİM SETİ (ET 102) adlı deney düzeneğinin bir bölümü (kondenser kısmı) kullanılmaktadır. Bu deneyin yapılacağı test bölgesinin şematik resmi ise; Şekil 2'de verilmektedir.



Şekil 1. GUNT Isı pompası eğitim seti (ET 102).

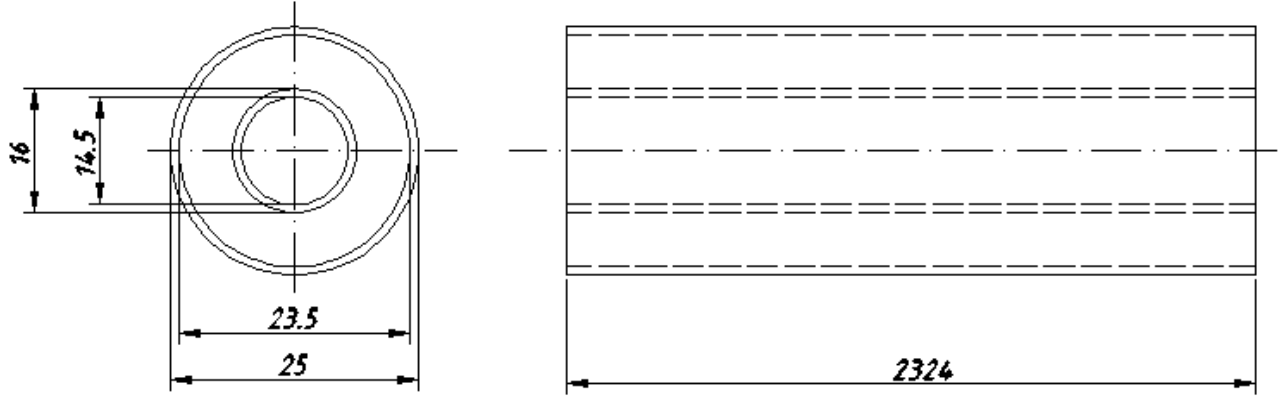
1.	Araba	11.	Sıcaklık sensörü
2.	Kompresör	12.	Ortak eksenli kondenser
3.	Data giriş bağlantısı	13.	Debiölçer (su)
4.	Ana düğme	14.	Soğutma sargılı su tankı
5.	Presostat	15.	Kontrol valfi
6.	Basınç transimteri	16.	Sirkülasyon pompası
7.	Fanlı evaporatör	17.	Boşaltma valfi
8.	Genişleme valfi	18.	Soğutma suyu bağlantıları
9.	Gözleme camı	19.	Kontrol valfi ve debiölçer
10.	Filtre/Kurutucu	20.	Dijital gösterge

Deney düzeneği bir ısı değiştiricisi olduğuna göre sistemde en az iki akışkan bulunmalıdır. Burada sıcak akışkan olarak soğutucu akışkan (R134a), soğuk akışkan olarak şebeke suyu ile soğutulan ve kapalı devre sisteme sahip su kullanılmaktadır. Bu sistemde sadece zıt akışlı ısı değiştiricisi incelenebilmektedir. Sıcak akışkan olan soğutucu akışkanın (R134a) dolaşımı, deney düzeneğinin diğer kısmı olan soğutma çevriminde bulunan kompresör ile sağlanmaktadır. Soğuk akışkan su ise; deney düzeneğinin sağ alt kısmına yerleştirilmiş bir sirkülasyon pompası vasıtasıyla sistemde dolaşımı sağlanmaktadır. Bu pompa üç ayrı hızda çalışabilmektedir. Kapalı devre dolaşan suyun debisi, bir debi ölçer yardımıyla doğrudan elektronik bir göstergeden okunabilmektedir.



1.	Su boşaltma valfi	10.	Kondenser çıkışı soğutucu
2.	Soğutma suyu bağı. (giriş)	11.	Kondenser
3.	Soğutma suyu bağı. (çıkış)	12.	Kondenser çıkışı sıcaklık sensörü
4.	Kontrol valfi	13.	Kondenser giriş sıcaklığı dijital göstergesi
5.	Sirkülasyon pompası	14.	Kondenser giriş sıcaklık sensörü
6.	Debiölçer	15.	Debi değeri d. göstergesi
7.	Soğutma sargılı, ısıtma eşanjörlü su tankı	16.	Akış oranı
8.	Kondenser çıkış sıcaklığı dijital göstergesi	17.	Kontrol valfi
9.	Kondenser girişi soğutucu	18.	Sirkülasyon pompası düğmesi

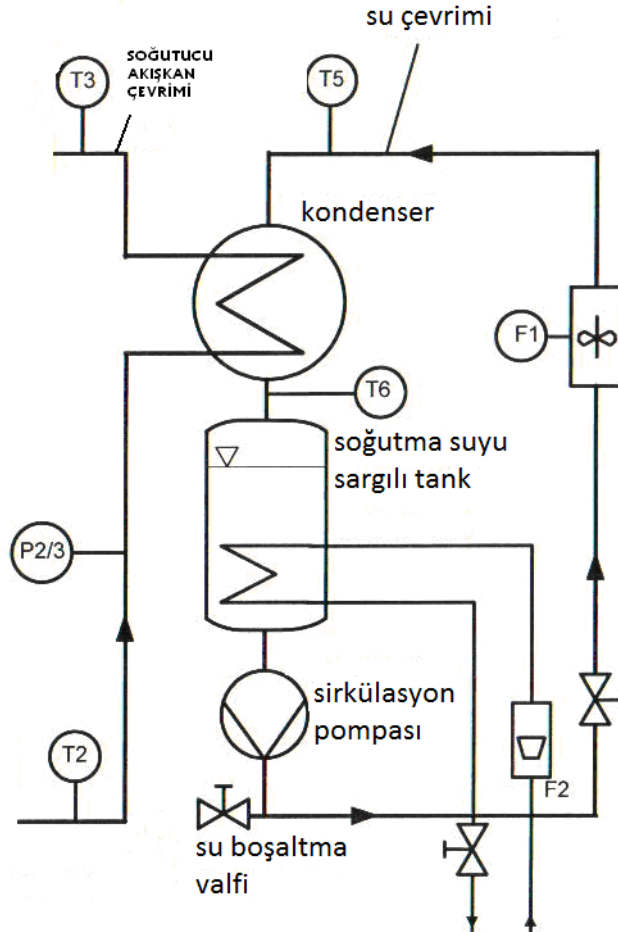
Şekil 2. Test bölgesi (ısı değiştirici).



Şekil 3. Test bölgesinin boyutları.

Test bölgesi iç içe geçmiş bakır boruların kangal şeklinde bükülmesiyle imal edilmiştir. Test bölgesinin açılmış durumda ölçüleri Şekil 3’de verilmiştir.

Şekil 4’de şematik akış diyagramında görüldüğü gibi sistemde bulunan dört farklı termoeleman (thermocouple) yardımıyla her iki akışkanın giriş (T_5 ve T_2) ve çıkış sıcaklıkları (T_6 ve T_3) doğrudan dijital sıcaklık göstergesinden okunabilmektedir. Suyun debisi, yine doğrudan bir dijital gösterge (F_1) vasıtasıyla ölçülebilmektedir.



Şekil 4. Isı değişiricisi (eşanjör) şematik akış diyagramı.

Şekil 4’de gösterildiği gibi her bir ölçüm noktasının tanımı aşağıda verildiği gibidir:

T_5 : Su (soğuk akışkan) giriş sıcaklığı

T_6 : Su (soğuk akışkan) çıkış sıcaklığı

T_2 : Soğutucu akışkan [R134a] (sıcak akışkan) giriş sıcaklığı

T_3 : Soğutucu akışkan [R134a] (sıcak akışkan) çıkış sıcaklığı

F_1 : Su (soğuk akışkan) debisi

4. DENEYİN YAPILIŞI

Deney düzeneği aşağıda verilmiş sırayla çalıştırılmalıdır.

1. Soğutma suyu musluğunu açın.

2. Kompresörü açın.

3. Fanları açın.

4. Sirkülasyon pompasını açın.

5. Isı pompası test düzeneğinde emme ve basma (dağıtma) basınçlarının stabil (durağan) hale gelmesini bekleyin.

6. Sıcaklıkları ve debiyi ölçün.

5. HESAPLAMALAR

5.1. Enerji dengesi

Bir ısı değiştiricisinin performansı hakkında bilgi sahibi olabilmek için, ısı değiştiricisindeki toplam ısı geçişi ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçişi toplam yüzey alanı arasında bir bağıntı bulunması gerekir.

Çevreye olan ısı kaybı, potansiyel ve kinetik enerjilerdeki değişimler ihmal edilmiştir. Ayrıca faz değişiminin olmadığı ve özgül ısıların sabit kaldığı kabul edilmiştir. Bu şartlara sahip bir ısı değiştiricisi için:

Sıcak akışkandan (R134a) olan ısı geçiş miktarı;

$$Q_R = \dot{m}_R C_{p,R} (T_{R,g} - T_{R,\zeta}) \quad (1)$$

Soğuk akışkana (su) olan ısı geçiş miktarı;

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} C_{su} (T_{su,g} - T_{su,\zeta}) \quad (2)$$

bağıntıları yazılabilir. Yukarıda sayılan kayıplar ihmal edilirse;

$$Q_R = Q_{su} \quad (3)$$

olmalıdır.

Termodinamiğin birinci kanunun analizi bize sıcak akışkanın entalpisindeki düşüşü ve soğuk akışkanın entalpisindeki yükselişi vermektedir. Bu da enerji dengesi olarak adlandırılır. Buna göre:

$$Q = \dot{m}_R (h_{\zeta} - h_g)_R + \dot{m}_{su} (h_{\zeta} - h_g)_{su} \quad (4)$$

veya

$$Q = \dot{m}_R C_{p,R} (T_3 - T_2) + \dot{m}_{su} C_{su} (T_6 - T_5) \quad (5)$$

olur. Teoride (4) denkleminin veya (5) denkleminin değeri sıfırdır. Ancak deney sırasında birçok nedenden dolayı sonuç sıfırdan farklı çıkabilmektedir.

5.2. Taşınım katsayısı ve toplam ısı transfer katsayısı

Isı taşınım katsayısı belirlenirken Newton soğuma kanunundan yararlanılmaktadır. Boru boyunca sıcak akışkandan (R134a) soğuk akışkana (su) geçen toplam ısı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Q = \bar{h}A(\Delta T) \quad (6)$$

\bar{h} : ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)

ΔT : ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)

A : ısı transferi yüzey alanı; (m^2)

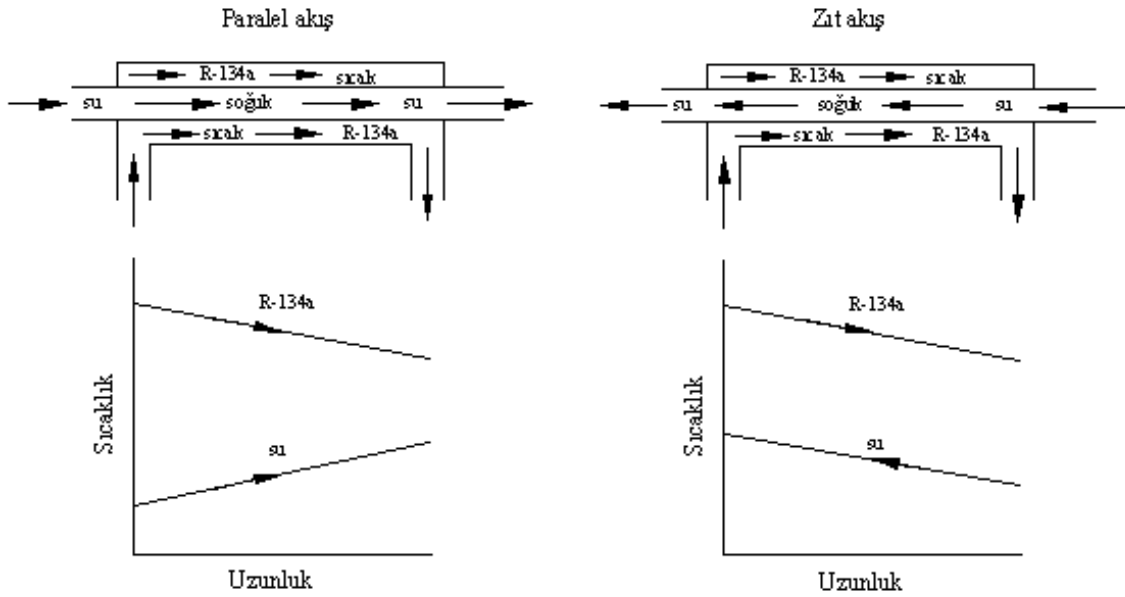
ve

$$A = \pi dL \quad (7)$$

d : soğuk akışkanın (su) geçtiği borunun iç çapı (m)

L : soğuk akışkanın (su) geçtiği borunun uzunluğu (m)

Şekil 5'ten görüldüğü gibi sıcaklık ısı değiştiricisi boyunca paralel ve zıt akış durumları için akış doğrultusunda değişmektedir. Dolayısıyla uygun bir sıcaklık farkı elde etmek için logaritmik sıcaklık farkı kullanılmalıdır ($\Delta T = \Delta T_{lm}$). Bu deneyde sadece zıt akış durumu için deneyler yapılacaktır.



Şekil 5. Paralel ve zıt akışlar için sıcaklıkların ısı değiştiricisi (eşanjör) boyunca değişimi.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (8)$$

Paralel akış için ;

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_2 - T_5 = T_{R,g} - T_{su,g} \\ \Delta T_2 &= T_3 - T_6 = T_{R,\phi} - T_{su,\phi} \end{aligned} \quad (9)$$

Zıt akış için ise :

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_2 - T_6 = T_{R,g} - T_{su,\phi} \\ \Delta T_2 &= T_3 - T_5 = T_{R,\phi} - T_{su,g} \end{aligned} \quad (10)$$

Burada; ΔT_{lm} logaritmik sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Ancak laminer akışlar için sıcaklıkların aritmetik ortalaması da geçerli olup hesaplamalarda kullanılabilir.

Bu deneyde soğuk su tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı \bar{h} belirlenecektir. Bu nedenle su akışkanının, ısı değiştiriciye giriş ve çıkışı arasında kazandığı toplam ısı miktarının belirlenmesi gerekmektedir. Buna göre su akışkanının toplam kazandığı ısı miktarı, (2) eşitliğinde de verildiği gibi;

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} C_{su} \Delta T_{su} \quad (11)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Burada ΔT_{su} ;

$$\Delta T_{su} = T_{su,\zeta} - T_{su,g} \quad (12)$$

veya

$$\Delta T_{su} = T_6 - T_5 \quad (13)$$

şeklinde hesaplanabilir. Kayıplar ihmal edildiği durumda $Q = Q_{su}$ olacaktır. Bu durumda (6) ve (11) denklemleri birbirine eşitlenirse ve yeniden düzenlenirse ortalama ısı taşınım katsayısı;

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}_{su} C_{su} \Delta T_{su}}{A \Delta T_{lm}} \quad (14)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Buradan aşağıdaki gibi boyutsuz ısı transfer katsayısı olan ortalama \overline{Nu} (Nusselt) sayısı hesaplanabilir:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} d}{k} \quad (15)$$

Burada; k soğuk akışkanın (su) ısı iletim katsayısıdır ve değeri ortalama sıcaklığa göre özellik tablosundan okunacaktır.

(14) eşitliğinde yer alan soğuk akışkanın (su) kütleli debisi \dot{m}_{su} aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{m}(kg/s) = \rho(kg/m^3) \times \dot{V}(m^3/s) \quad (16)$$

Burada \dot{V} hacimsel debidir ve (lt/saat) biriminden doğrudan gösterge (F_1) üzerinden okunabilir.

5.3. Soğuk akışkan (su) için Reynolds (Re) sayısı

Soğuk akışkan iç borudan aktığı için Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Re = \frac{\bar{V} d}{\nu} \quad (17)$$

Burada ν (m²/s) kinematik viskozite, \bar{V} (m/s) soğuk akışkanın (su) ortalama hızıdır. Ortalama hız

aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\bar{V} = \frac{4\dot{V}}{\pi d^2} \quad (18)$$

Kinematik viskozite ise; ortalama akışkan sıcaklığına göre özellik tablosundan okunacaktır.

5.4. Soğuk akışkan (su) için Prandtl (Pr) sayısı

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\eta / \rho}{k / \rho C} = \frac{\eta C}{k} \quad (19)$$

(19) eşitliğinde η (kg/ms veya Ns/m²) dinamik viskozite ve C (kJ/kgK) ısı kapasitesidir ve her iki büyüklüğün değeri de ortalama sıcaklığa göre özellik tablosundan okunacaktır.

6. DENEY RAPORUNDA İSTENENLER

- 1- Deneyin amacı ve deney setinin tesisat şemasıyla birlikte kısaca tanıtılması.
 - 2- Yalnız bir deney aşamasının adım adım yazılması.
 - 3- Hesaplar kısmında verilen teorik bilgiye ve deney verilerine göre Tablo 2'deki değerlerin hesaplanması. (Raporda sadece bir ölçüm için hesaplama ayrıntılarının verilemesi gerekmektedir.)
 - 4- Elde edilen sonuçlardan hareketle; $\frac{Nu}{\text{Pr}^{0.4}} = a(\text{Re})^b$ gibi bir ifadeyle deney sonuçlarının genelleştirilmesi (a ve b katsayılarının tayin edilmesi)
 - 5- Dittus-Boelter tarafından verilen; $\frac{Nu}{\text{Pr}^{0.4}} = 0.023(\text{Re})^{0.8}$ ve Kern tarafından verilen; $\frac{Nu}{\text{Pr}^{0.4}} = 0.0115(\text{Re})^{0.9}$ ifadeleri ile, elde edilen ifadenin grafik ortamda karşılaştırılması.
- (Her üç ifadenin; OY eksenini $\ln\left(\frac{Nu}{\text{Pr}^{0.4}}\right)$ ve OX eksenini $\ln(\text{Re})$ olacak şekilde uygun bir ölçekle çizilmesi uygun olacaktır.)

Tablo 1. Deneyde ölçülen büyüklükler

Deney No	1	2	3	4	5
Sıcak akışkanın (R134a) giriş sıcaklığı; T_2 (°C)					
Sıcak akışkanın (R134a) çıkış sıcaklığı; T_3 (°C)					
Soğuk akışkanın (su) giriş sıcaklığı; T_5 (°C)					
Soğuk akışkanın (su) çıkış sıcaklığı; T_6 (°C)					
Su debisi; F_1 (lt/saat)					
Sıcak akışkanın (R134a) ısı değiştiriciye giriş ve çıkış basıncı; $P_{2/3}$ (bar)					
Kompresörün harcadığı güç, (W)					

Tablo 2. Hesaplanan büyüklükler

Deney No	1	2	3	4	5
Su debisi; \dot{m} (kg/s)					
Sıcak akışkan (R134a) ile soğuk akışkan (su) arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkı; ΔT_{lm} (°C)					
Soğuk akışkanın (su) ısı değiştiriciye giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı; ΔT_{su} (°C)					
Sıcak akışkanın (R134a) kaybettiği ısı; Q_R (veya Q) (W)					
Soğuk akışkanın (su) kazandığı ısı; Q_{su} (W)					
Sıcak akışkan (R134a) ile soğuk akışkan (su) arasındaki toplam ortalama ısı taşınım katsayısı; \bar{h} (W/m ² K)					
Su için Nusselt (Nu) sayısı					
Soğuk akışkanın (su) borudaki ortalama hızı; \bar{V} (m/s)					
Soğuk akışkan (su) için Reynolds (Re) sayısı					
Soğuk akışkan (su) için Prandtl (Pr) sayısı					

Tablo 3. Semboller listesi

Semboller	Açıklama	Birim (SI)
Q_R	Sıcak akışkanın (R134a) kaybettiği ısı	W
Q_{su}	Soğuk akışkanın (su) kazandığı ısı	W
$C_{p,R}$	Sıcak akışkanın (R134a) özgül ısısı	kJ/kg K
C_{su}	Soğuk akışkanın (su) özgül ısısı	kJ/kg K
\dot{m}_R	Sıcak akışkanın (R134a) kütleli debisi	kg/s
\dot{m}_{su}	Soğuk akışkanın (su) kütleli debisi	kg/s
$T_{R,g} (T_2)$	Sıcak akışkanın (R134a) giriş sıcaklığı	°C
$T_{R,\zeta} (T_3)$	Sıcak akışkanın (R134a) çıkış sıcaklığı	°C
$T_{su,g} (T_5)$	Soğuk akışkanın (su) giriş sıcaklığı	°C
$T_{su,\zeta} (T_6)$	Soğuk akışkanın (su) çıkış sıcaklığı	°C
ΔT	Ortalama sıcaklık farkı	°C
ΔT_{lm}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı	°C
A	Isı transfer eden yüzey alanı	m²
d	Soğuk akışkanın (su) geçtiği borunun çapı	m
L	Soğuk akışkanın (su) geçtiği borunun uzunluğu	m
\overline{Nu}	Nusselt sayısı	---
Re	Reynolds sayısı	---
$\dot{V} (F_1)$	Soğuk akışkanın (su) hacimsel debisi	m³/ s
Pr	Prandtl sayısı	---
\bar{h}	Ortalama ısı taşınım katsayısı	W/m² K
\bar{V}	Soğuk akışkanın boru içindeki ortalama hızı	m/s
ρ	Yoğunluk	kg/m³
η	Dinamik viskozite	N s/ m² (kg/m s)
ν	Kinematik viskozite (= η / ρ)	m²/s
k	Isı iletim katsayısı	W/m K