



TRİGA MARK-II NÜKLEER ARAŞTIRMA REAKTÖRÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Orhan Erdal AKAY

Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
46100 Kahramanmaraş, akayorhan@ksu.edu.tr

(Geliş Tarihi: 20. 09. 2010, Kabul Tarihi: 25. 01. 2011)

Özet: Bu çalışmada, İTÜ Enerji Enstitüsünde faaliyet gösteren Triga Mark-II Nükleer araştırma reaktörünün zamana bağlı ısı modelini kurulmuştur. Bunun için reaktör tankı, ısı değiştirici ve soğutma kulesinin su giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimini veren teorik denklem takımları oluşturulmuştur. Daha önce başka bir çalışma ile elde edilmiş deneysel sıcaklık verileri kullanılarak, denklem takımlarındaki bilinmeyenler ve ısı değiştiriciye ait bazı parametreler bulunmuştur. Bu parametrelerin soğutma sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Triga Mark II, Soğutma sistemi, Isıl model.

CONSTITUTING THE THERMAL MODEL OF TRIGA MARK II NUCLEAR RESEARCH REACTOR COOLING SYSTEM

Abstract: In this study, the time dependent thermal model of Triga Mark-II nuclear research reactor operating in ITU was established. For this, the theoretical equations given the time-dependent changes of water inlet and outlet temperatures of cooling tower, the reactor tank and heat exchanger were formed. Some parameters owing to heat exchanger and unknown parameters on the theoretical equations were found using the experimental temperature data obtained by another study previously. Effects on the cooling system of these parameters were examined.

Keywords: Triga Mark II, Cooling system, Thermal model.

SEMBOLLER

A	Isı transfer yüzey alanı [m ²]
a	Ağırlık katsayısı
C _P	Toplam ısı kapasitesi [MJ/°C]
c _p	Özgül ısı kapasitesi [kJ/kg K]
D _{bd}	Boru dış çapı [m]
D _{bi}	Boru iç çapı [m]
D _e	Eşdeğer hidrolik çap [m]
D _{lm}	Ortalama logaritmik çap [m]
D _z	Isı değiştirici zarf çapı [m]
ΔT _{lm}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı [°C]
ε	Isı değiştiricisinin etkinliği
h _d	Dış ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
h _i	Boru içindeki ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
K	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m ² K]
L _b	Isı değiştirici boru boyu [m]
λ _ç	Çeliğin ısı iletim katsayısı [W/mK]
λ _s	Suyun ısı iletim katsayısı [W/mK]
m	Kütleli debi
n _b	Boru sayısı
n _g	Boru geçiş sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P _E	Isı değiştiricinin gücü [kW]
P _K	Soğutma kulesinin gücü [kW]

P _L	Kaybedilen ısı güç [kW]
Pr	Prandtl sayısı
P _R	Reaktör gücü [kW]
R	Isı kapasitesi oranı
Re	Reynolds sayısı
T _{Kg} , T _{Kç}	Soğutma kulesi su giriş-çıkış sıcaklıkları [°C]
T _o , T _s	Soğutan ve soğuyan akışkan sıcaklıkları [°C]
T _R	Ortalama tank suyu sıcaklığı [°C]
T _{Rg} , T _{Rç}	Tank suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları [°C]
T _{YT}	Yaş termometre sıcaklığı
V _b , V _z	Isı değiştiricinin boru-zarfındaki suyun akış hızı
Y	Yanaşma aralığı

Alt İndisler

B	Boru
bd	Boru dış
bi	Boru iç
ç	Çelik
d	Dış
E	Isı değiştirici
i	İç
K	Soğutma kulesi
R	Reaktör
s	su
z	zarf

GİRİŞ

İTÜ TRIGA Mark-II Eğitim ve Araştırma Reaktörü; hafif su soğutuculu, grafit yansıtıcı ve zenginleştirilmiş uranyum yakıtın zirkonyum hidrür yavaşlatıcı ile homojen bir şekilde karıştırılmasıyla meydana gelen katı yakıt elemanları ile çalışan açık tank tipi bir reaktördür. Eğitim ve araştırma amaçlı olarak inşa edilen ve 11 Mart 1979 tarihinde kritik yapılmış olan İ.T.Ü. Triga Mark-II reaktörünün gücü sürekli rejimde 250 KW, darbeli çalışmada 1200 MW' tır. Reaktör tankı; alüminyumdan yapılmış, 198 cm çapında, 625 cm yüksekliğinde ve 0.64 cm et kalınlığına sahip, altı kapalı silindirik bir tanktır (General Atomics a,b, 1978).

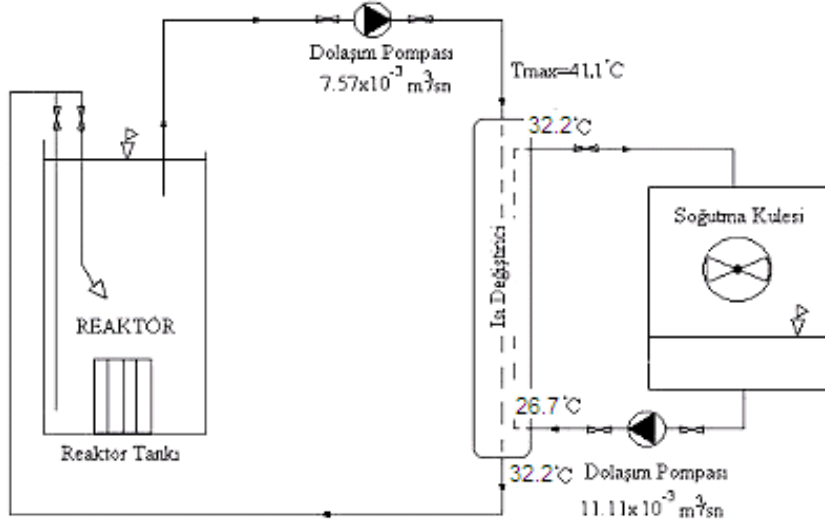
Tank suyu sıcaklığının artması reaktör holünde istenmeyen yoğunlaşmalara neden olur. Reaktör tankında izin verilen maksimum sıcaklık ~ 40 °C'dir. Reaktör tankını çevreleyen ortamın, tank suyu sıcaklığının mümkün olduğunca düşük olması istenir. Yoğuşan suyla temasta olan malzemelerde, mekanik, elektrik ve elektronik sistemlerde korozyon ve arıza riskini

yükselmekte ve reaktör tankı içinde alg ve benzeri biyolojik oluşumların ortaya çıkmasına uygun bir ortam oluşmaktadır (Büke vd, 1996). Bunun yanı sıra emniyet sınırlamaları nedeniyle reaktörün durdurulması gerektiğinden yapılan deneysel çalışmalarda problem yaşanabilmektedir. Bu nedenlerle soğutma sisteminin reaktör gücüne ve zamana bağlı olarak davranışı saptamak önemlidir.

REAKTÖR SOĞUTMA SİSTEMİ

Reaktör soğutma sistemi iki soğutma devresinden oluşmaktadır (Şekil 1.). Birinci soğutma devresi bir dolaşım pompası ve boru-zarf tipi çapraz akımlı ısı değiştiricisinden, ikinci soğutma devresi bir dolaşım pompası ve ısı değiştiricisine bağlı bir soğutma kulesinden oluşmaktadır (General Atomics a,b, 1978).

Birinci ve ikinci soğutma devrelerini birleştiren ısı değiştiricisinin temel tasarım özellikleri, bazı geometrik boyutları, hesaplanan diğer büyüklükler Tablo 1'de özet olarak verilmiştir.



Şekil 1. Reaktör birinci ve ikinci soğutma devreleri prensip şeması (General Atomics a, b, 1978).

Tablo 1. Isı değiştiricisinin temel tasarım özellikleri (General Atomics a, b, c, 1978).

	Birinci Soğutma Devresi	İkinci Soğutma Devresi
Hacimsel su debileri (m^3/s)	7.57×10^{-3}	11.11×10^{-3}
Giriş-çıkış su sıcaklıkları (°C)	41.1 / 32.2	26.7 / 32.2
Malzeme	SS-304 boru	Alaşsız çelik
Geçiş sayısı	6	1
Toplam boru yüzey alanı (m^2)	24.84 (iç)	31.78 (dış)
Boru-zarf iç çapı (m) D_{bi}	2.09×10^{-2}	3.56×10^{-1}
Boru dış çapı (m) D_{ze}	2.67×10^{-2}	-
Bir geçiş için boru boyu (m) L_b	3.38	-
Boru/zarf sayısı (adet)	112	1
Akış kesit alanı (m^2)	6.51×10^{-3}	6.09×10^{-2}
Proje değerlerine göre hesaplanan güç (kW)	282	255
Suyun akış hızı (m/s) V_b, V_z	1.16	0.303
Boru boyunun boru iç çapına oranı L_b/D_{bi}	162	-
Eşdeğer hidrolik çap (m) D_e	-	1.39×10^{-2}

REAKTÖR-ISI DEĞİŞTİRİCİ VE SOĞUTMA KULESİ ENERJİ DENGESİ

Reaktör herhangi bir t anında, P_R gücünde çalışırken ve soğutma sistemi devredeyken; reaktör kalbindeki i'inci malzemenin kütlesi m_i , özgül ısı c_{pi} , ortalama sıcaklığı T_i , suyun özgül ısı c_p , reaktör birinci devresinde dolaşan suyun kütleli debisi \dot{m}_1 , reaktör tankına giren ve çıkan birinci soğutma devresi suyu sıcaklıkları sırasıyla, T_{Rg} ve T_{Rc} , birinci soğutma devresinde; reaktör tankındaki suyun üst yüzeyinden, tank duvarlarından, boru ve bağlantı elemanlarından, ısı değiştiricisinin dış yüzeyinden ısı geçişi yoluyla kaybedilen toplam ısı güç P_L olmak üzere, reaktörün enerji dengesi;

$$P_R = \sum_i m_i c_{pi} \frac{dT_i(t)}{dt} + \dot{m}_1 c_p [T_{Rc}(t) - T_{Rg}(t)] + P_L \quad (1)$$

Herhangi bir t anında reaktör tankında bulunan suyun ortalama sıcaklığı $T_R(t)$, a ağırlık katsayısı olmak üzere;

$$T_R(t) = (1 - a)T_{Rg}(t) + aT_{Rc}(t) \quad (2)$$

Reaktör kalbini oluşturan malzemelerin toplam kütlesi, tanktaki suyun kütlesine göre oldukça küçüktür. Bunun yanı sıra yakıt elemanları dışında bir ısı kaynağı bulunmamaktadır. Bu iki durum göz önüne alınarak herhangi bir t anında reaktör kalbini ve tankını oluşturan malzemelerin ortalama sıcaklıklarının ortalama tank suyu sıcaklığına $T_R(t)$ eşit olduğu kabul edilebilir. $T_i(t)=T_R(t)$ için Eş. (1) düzenlenirse;

$$P_R = \frac{dT_R(t)}{dt} \sum_i m_i c_{pi} + \dot{m}_1 c_p [T_{Rc}(t) - T_{Rg}(t)] + P_L \quad (3)$$

Birinci ve ikinci soğutma devrelerindeki su sıcaklığının dar bir aralıkta değişmesi nedeniyle, suyun özgül ısısının sıcaklığa bağlı değişimi sabit kabul edilmiştir ($c_p(T) \cong c_p = \text{sbt.}$). Reaktör tankı içerisindeki tüm malzemeler için daha önce deneyle hesaplanmış olan reaktör toplam ısınma katsayısı $\sum m c_{pi} = C_p = 69.81 \text{ MJ/}^\circ\text{C}$ kullanılmıştır (Yavuz vd, 1993). Reaktörün deneysel amaçlı yapılmış olması ve güç üretmek amacıyla kullanılmaması nedeniyle, reaktör havuz suyu sıcaklığı ile dış hava arasındaki sıcaklık farkı nispeten küçüktür. Reaktör havuzunun açık üst yüzeyi dışında kalın bir duvarla inşa edilmiş olması, sıcak hatta çalışan boru ve bağlantıların ısı yalıtımının yapılmış olması nedeniyle; birinci soğutma devresinde, reaktör tankındaki suyun üst yüzeyinden, tank duvarlarından, boru ve bağlantılardan ısı değiştiricisinin dış yüzeyinden kaybedilen ısı güç (P_L) ihmal edilmiştir.

Soğutma kulesine giren ve çıkan su sıcaklıkları sırasıyla T_{Kg} ve T_{Kc} olmak üzere; reaktör ve soğutma kulesi arasındaki enerji dengesini veren eşitlik aşağıdaki gibi yazılır ve kule giriş sıcaklığı (T_{Kg}) çekilerek düzenlenirse;

$$\dot{m}_1 c_p [T_{Rc}(t) - T_{Rg}(t)] =$$

$$\dot{m}_2 c_p [T_{Kg}(t) - T_{Kc}(t)]$$

$$T_{Kg}(t) = T_{Kc}(t) + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} [T_{Rc}(t) - T_{Rg}(t)] \quad (4)$$

Isı değiştiricisinin etkinliğini veren aşağıdaki eşitlik düzenlenirse, Eş. (5) elde edilir (Rohsenow ve Hartnett, 1998);

$$\varepsilon = \frac{T_{Rg}(t) - T_{Rc}(t)}{T_{Kc}(t) - T_{Rc}(t)}$$

$$T_{Rg}(t) - T_{Rc}(t) = \varepsilon [T_{Kc}(t) - T_{Rc}(t)] \quad (5)$$

Reaktör birinci ve ikinci soğutma devrelerindeki sıcaklık değişimlerinin nispeten küçük olması ve oldukça geniş zaman aralıklarında meydana gelmesi nedeniyle sürekli rejim şartlarına oldukça yakın şartlar oluşmaktadır. Reaktör tankı içindeki malzemelerin ısı ataletinin çok büyük olması ve ısı değiştiricisinin ısı ataletinin nispeten küçük olması nedeniyle reaktörün termal zaman sabiti, ısı değiştiricisinin termal zaman sabitinden oldukça büyüktür. Bu nedenle, reaktör sıcaklık değişimi için verilen bir zaman aralığında ısı değiştiricisinin sürekli rejim şartlarında bulunduğu kabul edilmiştir.

ENERJİ DENGESİ DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ

Enerji dengesi denklemlerinin çözümünde reaktörün çalışması iki adımda incelenmiştir. Birinci adım soğutma kulesinin devre dışı olduğu durumdur. Genel olarak bir soğutma kulesi ikinci devre soğutma suyu sıcaklığını havanın yaş termometre sıcaklığının (T_{YT}), Y $^\circ\text{C}$ üzerine kadar düşürebilir. Yanaşma aralığı (Y) olarak adlandırılan bu değer pratikte minimum 3 $^\circ\text{C}$ 'dir (Stoecker, 1984). Reaktör ortalama tank suyu sıcaklığı (T_R), havanın yaş termometre sıcaklığının Y $^\circ\text{C}$ üzerine ulaşmaya kadar soğutma kulesinin devreye sokulmasına gerek yoktur. Bu nedenle reaktör tankına giren ve çıkan su sıcaklıkları ve ortalama tank suyu sıcaklığı birbirine eşit kabul edilmiştir. Birinci adım gerçekleşme zamanı t_1 olmak üzere; $0 \leq t \leq t_1$ için $T_R(t) = T_{Rg}(t) = T_{Rc}(t)$ kabul edilmiştir. Ortalama tank suyu sıcaklığı $T_R(t) \geq (T_{YT} + Y)$ olduğunda reaktör ikinci çalışma adımına girecek ve $t > t_1$ olacaktır. Bu adımda soğutma kulesi devreye gireceğinden, ortalama tank suyu sıcaklığı ve tank suyu giriş-çıkış sıcaklıkları farklı değerler olacaktır $T_R(t) \neq T_{Rg}(t) \neq T_{Rc}(t)$. İkinci adımda, soğutma kulesinden çıkan suyun sıcaklığı sabit kabul edilecektir ($T_{Kc} = \text{sbt} = T_{YT} + Y$). Sürekli rejimde soğutma kulesi gücü (P_K), reaktör gücüne eşit olacaktır ($P_K = P_R$). Reaktör ve ısı değiştiricisine ait enerji denklemlerinin analitik çözümü için ilk olarak; Eş. (2), Eş. (3)'de yerine konulursa;

$$P_R = C_p \left[a \frac{dT_{Rc}(t)}{dt} + (1 - a) \frac{dT_{Rg}(t)}{dt} \right] + \dot{m}_1 c_p [T_{Rc}(t) - T_{Rg}(t)] \quad (6)$$

Reaktör tank suyu çıkış sıcaklığına $T_{Rç}(t)$ göre Eş. (5) düzenlenir ve zamana göre türevi alınır Eş. (7) ve (8) elde edilir;

$$T_{Rç}(t) = \frac{T_{Rg}(t) - \varepsilon T_{Kç}}{1 - \varepsilon} \quad (7)$$

$$\frac{dT_{Rç}(t)}{dt} = \frac{1}{1 - \varepsilon} \frac{dT_{Rg}(t)}{dt} \quad (8)$$

Eş. (7) ve (8), Eş. (6)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$P_R = C_P \frac{dT_{Rg}(t)}{dt} \left[\frac{1 - \varepsilon(1 - a)}{1 - \varepsilon} \right] \quad (9)$$

$$+ T_{Rg}(t) \dot{m}_1 c_p \left[\frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] - \frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{1 - \varepsilon} T_{Kç}$$

Eş. (9) içindeki ifadeler aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$A = C_P \left[\frac{1 - \varepsilon(1 - a)}{1 - \varepsilon} \right] \quad (10)$$

$$B = \frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (11)$$

$$C = \frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{1 - \varepsilon} T_{Kç} + P_R = B T_{Kç} + P_R \quad (12)$$

Eş. (10), (11) ve (12), Eş. (9)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$A \frac{dT_{Rg}(t)}{dt} + B T_{Rg}(t) = C \quad (13)$$

Eş. (13)'ün çözümü için gerekli dönüşümler yapırsa;

$$T_{Rg}(t) = UV \quad (14)$$

$$V = e^{-(B/A)t} \quad (15)$$

$$U = \frac{C}{B} e^{(B/A)t} + D \quad (16)$$

Eş. (15) ve (16), Eş. (14)'de yerlerine konular ve düzenlenirse;

$$T_{Rg}(t) = \frac{C}{B} + D e^{-(B/A)t} \quad (17)$$

Başlangıç şartı $t=t_1$ iken; $T_{Rç}(t_1)=T_{Rg}(t_1)=T_{Kç}(t_1)=T_{YT}+Y$ kabulü göz önüne alınarak Eş. (17) düzenlenirse;

$$D = \left[T_{Kç} - \frac{C}{B} \right] e^{(B/A)t_1} \quad (18)$$

$$D = \left[(T_{YT} + Y) - \frac{C}{B} \right] e^{(B/A)t_1} \quad (19)$$

Eş. (10), (11), (12) ve (18) ile verilmiş olan A, B, C ve D sabitleri, Eş. (17)'de yerine konularsa; ikinci safha

inde reaktör tank suyu giriş sıcaklığının zamana bağlı değişimini ($T_{Rg}(t)$) veren eşitlik elde edilir;

$$T_{Rg}(t) = T_{Kç} + \frac{(1 - \varepsilon)P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \quad (20)$$

Eş. (5)'den ($T_{Rç}(t)$) çekilir ve Eş. (20)'de yerine konularsa;

$$T_{Rç}(t) = T_{Kç} + \frac{P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \quad (21)$$

Eş. (20) ve (21), Eş. (2)'de yerine konularsa; ortalama tank suyu sıcaklığının zamana göre değişimini ($T_R(t)$) veren eşitlik elde edilir.

$$T_R(t) = (1 - a) \left[T_{Kç} + \frac{(1 - \varepsilon)P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \right] + a \left[T_{Kç} + \frac{P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \right] \quad (22)$$

Reaktör giriş ($T_{Rg}(t)$) ve çıkış sıcaklıklarını ($T_{Rç}(t)$) zamana bağlı ifade eden Eş. (20) ve (21), ($T_{Kç}(t)$)'ye göre düzenlenmiş Eş. (4)'de yerlerine konularsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$T_{Kç}(t) = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \left[\left[T_{Kç} + \frac{P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \right] - \left[T_{Kç} + \frac{(1 - \varepsilon)P_R}{\dot{m}_1 c_p \varepsilon} \left[1 - e^{-\left[\frac{\dot{m}_1 c_p \varepsilon}{C_P [1 - \varepsilon(1 - a)]} \right] (t_1 - t)} \right] \right] \right] + T_{Kç} \quad (23)$$

ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN BİRİNCİ SOĞUTMA DEVRESİNE AİT ISI TAŞINIM KATSAYISININ ANALİTİK İFADESİ

Isı değiştiricisi birinci devresinde, reaktör tank suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Tablo 1.'den alınarak aritmetik ortalaması $\bar{T}_R = 36.5$ °C hesaplanmıştır. \bar{T}_R 'ye göre kinematik viskozitenin değeri grafikten $\nu = 0.708 \times 10^{-6}$ m²/s seçilmiştir (Taborek vd, 1983). Isı değiştirici boru iç çapı D_{bi} ve suyun ısı eşanjörü birinci devresi içindeki akış hızı V_b Tablo 1'den alınarak Reynolds sayısı hesaplanmıştır;

$$Re = \frac{V_b D_{bi}}{\nu} = \frac{1.16 \times 2.09 \times 10^{-2}}{0.708 \times 10^{-6}} \cong 34243 \quad (24)$$

Eş. (24)'den elde edilen sayısal sonuç kullanılarak, Reynolds sayısı birinci devre soğutma suyu kütleli

debisinin (\dot{m}_1) fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$Re = \frac{34243}{7.57} \dot{m}_1 = 4.52 \times 10^3 \dot{m}_1 \quad (25)$$

$Re > 10000$ olması nedeniyle ısı değiştiricinin birinci devresi içinde soğutma suyunun akışı türbülanslı bir karaktere sahiptir. $Re > 2300$ ve $L_b/D_{bi} = 162$ (Tablo 1) için Nusselt, Reynold ve Prandl sayıları arasındaki ilişkiyi veren eşitlik (Bejan, 1984);

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (26)$$

Eş. (26)'da $n=0.4$ (ısıtma), $Pr=4.728$ ($\bar{T}_R = 36.5$ °C için grafikten) değerleri yerlerine konulursa Nusselt sayısı Reynolds sayısının fonksiyonu olarak ifade eden eşitlik (Kakaç, 1968);

$$Nu = 0.0428 \times Re^{0.8} \quad (27)$$

Eş. (25), Eş. (27)'de yerine konulursa, Nusselt sayısı (\dot{m}_1)'nin fonksiyonu olarak yazılabilir;

$$Nu = 35.95 \dot{m}_1^{0.8} \quad (28)$$

Boyutsuz Nusselt sayısının tanımı (Bejan, 1984);

$$Nu = \frac{h_i D_{bi}}{\lambda_s} \quad (29)$$

Eş. (28) ve (29) birbirine eşitlenir ve (h_i) çekilerek düzenlenirse, \dot{m}_1 'in fonksiyonu olarak ısı değiştiricinin birinci devre tarafına ait ısı taşınım katsayısı (h_i) elde edilir ($\bar{T}_R = 36.5$ °C için suyun ısı iletim katsayısı $\lambda_s = 0.622$ W/m°C) (Bejan, 1984);

$$h_i = \frac{\dot{m}_1^{0.8}}{9.35 \times 10^{-4}} \quad (30)$$

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İKİNCİ SOĞUTMA DEVRESİ ISI TAŞINIM KATSAYISININ ANALİTİK İFADESİ

Isı değiştiricisinin ikinci soğutma devresiyle bağlantılı olan kısmı zarfıdır. Zarf içindeki perdelerin varlığı sonucu akış geometrisinin karmaşık olması nedeniyle taşınım katsayısının teorik olarak hesaplanmasında çeşitli belirsizlikler vardır. İkinci soğutma devresi su tasarım sıcaklıklarının aritmetik ortalaması gerekli değerler Tablo 1'den alınarak $\bar{T}_R = 29.5$ °C hesaplanmıştır. Bu değere göre kinematik vizkozite $\nu = 0.801 \times 10^{-6}$ m²/s, suyun ısı iletim katsayısı $\lambda_s = 0.622$ W/m°C seçilmiştir (Bejan, 1984). Isı değiştiricisinin ikinci soğutma devresinde eşdeğer hidrolik çap $D_e = 1.39 \times 10^{-2}$ m ve suyun akış hızı $V_z = 3.03 \times 10^{-3}$ m/s'dir (Tablo 1). Bu değerlere göre Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{V_z D_e}{\nu} = \frac{3.03 \times 10^{-1} \times 1.39 \times 10^{-2}}{0.801 \times 10^{-6}} = 5258 \quad (31)$$

Eş. (31)'deki sayısal çözümden faydalanarak Reynolds sayısı; ikinci soğutma devresi su debisinin \dot{m}_2 'nin fonksiyonu olarak ifade edilebilir;

$$Re = \frac{5258}{11.11} \dot{m}_2 = 4.7 \times 10^2 \dot{m}_2 \quad (32)$$

Nusselt sayısı; $Re > 2300$ ve $L_z/D_e > 60$ için Eş. (26) ile hesaplanabilir. $\bar{T}_R = 29.5$ °C için $Pr = 5.43$ seçilmiştir (Bejan, 1984) ve ikinci devre akışkanı soğutma yaptığından $n=0.3$ alınmıştır;

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} 5.43^{0.3} = 0.0382 Re^{0.8} \quad (33)$$

Eş. (29) ikinci soğutma devresi için yazılırsa;

$$Nu = \frac{h_d D_e}{\lambda_s} \quad (34)$$

Eş. (33) ve (34) eşitlenir ve Eş. (32) yerine konularak düzenlenirse, ısı değiştiricinin ikinci devre tarafına ait ısı taşınım katsayısı (h_d);

$$h_d = \frac{\dot{m}_2^{0.8}}{4.27 \times 10^{-3}} \quad (35)$$

ISIL MODELİN KALİBRE EDİLMESİ

Reaktör tank suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması $\bar{T}_R = 36.5$ °C için, SS-304 çeliğin ısı iletim katsayısı $\lambda_\zeta = 16.3$ W/m°C'dir, Isı değiştiricisinde silindirik dış yüzey alanına göre tanımlanmış olan toplam ısı geçiş katsayısı (Afgan ve Schlünder, 1974);

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_d} + \frac{(D_{bd} - D_{bi}) D_{bd}}{2\lambda_\zeta D_{im}} + \frac{D_{bd}}{h_i D_{bi}}} \quad (36)$$

Eş. (36)'da (D_{im}) ısı değiştiricisinin borularının iç ve dış çaplarının logaritmik ortalaması olup aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$D_{Lm} = \frac{D_{bd} - D_{bi}}{\ln \frac{D_{bd}}{D_{bi}}} \quad (37)$$

Eş. (37), Eş. (36)'da yerine konulur ve düzenlenirse;

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_d} + \frac{D_{bd}}{2\lambda_\zeta} \ln \left(\frac{D_{bd}}{D_{bi}} \right) + \frac{D_{bd}}{h_i D_{bi}}} \quad (38)$$

İkinci devre tarafına ait ısı taşınım katsayısı, ortalama tank suyu sıcaklığını giriş ve çıkış sıcaklıkları ile ilişkilendiren ortalama tank suyu sıcaklığı ağırlık katsayısı (a) deneysel verilere eğri uydurma yöntemi

(NonlinearFit) ile belirlenerek, ısıl modelin matematiksel ifadeleri deneysel sonuçlara göre kalibre edilecektir. Eğri uydurma işlemine tabi tutulacak ifade tank suyu ortalama sıcaklığının zamanla değişimini veren Eş. (22)'dir. Isı değiştiricisinin toplam ısı geçiş yüzey alanı (A), toplam ısı geçiş katsayısı (U) ve kütleli debiye (\dot{m}) bağlı olarak NTU'nun (Number of Transfer Units) genel ifadesi ve NTU_{max} (Afgan ve Schlünder, 1974);

$$NTU_{max} = \frac{AU}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (39)$$

Isı değiştiricisi içinde dolaşan akışkanların kütleli debilerinin, akışkanların özgül ısı kapasiteleri ile çarpımlarının, minimum ve maksimum değerlerinin birbirlerine oranı, ısı kapasitesi oranını verir (Bejan, 1984);

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \quad (40)$$

Maksimum %6.8 hata ile altı geçişli bir ısı değiştiricisi için NTU, ısı kapasitesi oranı (R) ve ısı değiştiricisinin etkinliğinin (ϵ) fonksiyonu olarak yazılır ve eşitlikten ϵ çekilerek düzenlenirse (Bejan, 1984);

$$NTU = \frac{1}{\sqrt{1+R^2}} \ln \left[\frac{2 - (1+R - \sqrt{1+R^2})\epsilon}{2 - (1+R + \sqrt{1+R^2})\epsilon} \right]$$

$$\epsilon = \left[\frac{2 \left[1 - e^{-NTU\sqrt{1+R^2}} \right]}{1+R - \sqrt{1+R^2} - (1+R + \sqrt{1+R^2})e^{-NTU\sqrt{1+R^2}}} \right] \quad (41)$$

Eş. (30), (35) ve ilgili sayısal değerler Eş. (38)'de yerine konularak düzenlenirse;

$$U = \frac{1}{\frac{4.27 \times 10^{-3}}{\dot{m}_2^{0.8}} + \frac{0.0267}{2 \times 16.3} \ln \left(\frac{0.0267}{0.0209} \right) + \frac{0.0267}{0.0209} \times \frac{9.35 \times 10^{-4}}{\dot{m}_1^{0.8}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0.00427}{\dot{m}_2^{0.8}} + 2.0059 \times 10^{-4} + \frac{0.0011937}{\dot{m}_1^{0.8}}} \quad (42)$$

$$U = \frac{1}{\frac{c_2}{\dot{m}_2^{0.8}} + 2.0059 \times 10^{-4} + \frac{c_1}{\dot{m}_1^{0.8}}} \quad (43)$$

Eş. (30) ve (35) tekrar düzenlenirse;

$$h_i = 1.2775 \frac{\dot{m}_1^{0.8}}{c_1} \quad (44)$$

$$h_d = \frac{\dot{m}_2^{0.8}}{c_2} \quad (45)$$

EĞRİ UYDURMA (NonlinearFit) YÖNTEMİYLE DENKLEMLERDEKİ BİLİNMEYEN SABİTLERİN BULUNMASI

Daha önce elde edilmiş olan Eş. (2), (4), (7), (10), (11), (12), (17), (39), (41) ve (43) kullanılarak, reaktör soğutma sisteminin ısıl modeli Mathematica programında oluşturulmuştur. Soğutma sisteminin ısıl modelindeki bilinmeyen sabitler olan a, c_1 , ve c_2 'yi eğri uydurma yöntemi ile bulabilmek için, daha önce deneyde elde edilmiş olan zamana bağlı ortalama tank suyu sıcaklıkları $T_R(t)$ kullanılmıştır (Durmaz vd, 1997). Durmaz ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, reaktör 200 KW gücünde çalışırken t=300-23100 saniye aralığında reaktörün sekiz noktasındaki sıcaklıklar ölçülmüştür. Bu çalışmada ölçülen sıcaklıkların ortalama değerleri kullanılmıştır. Reaktör soğutma sisteminin ısıl modelinde, deneyin yapıldığı tarihteki meteorolojik verilerin ortalaması alınarak ortalama yaş termometre sıcaklığı (T_{YT}) 22.5 °C için $T_{KC}=25.5^\circ\text{C}=\text{sbt.}$ kabul edilmiştir. Mathematica'da oluşturulan ısıl modelde bilinmeyen a, c_1 , ve c_2 'yi bulabilmek için; $T_{KC}=25.5^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1=7.57$ kg/s, $\dot{m}_2=11.11$ kg/s, t=300-23100 s zaman aralığında, a=0.4, $c_1=0$, ve $c_2=0$ başlangıç değerleri için eğri uydurma (NonlinearFit) işlemi yapılmış ve a=0.433694, $c_1=0.00664318$, $c_2=0.00552101$ bulunmuştur.

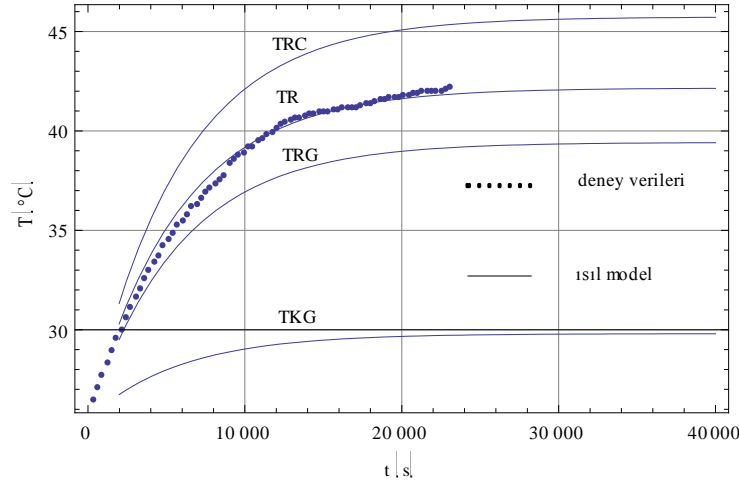
SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada reaktör soğutma sisteminin ısıl modeli kurulmuştur. Bu model ile verilen herhangi bir güçte ve kule çıkış sıcaklığında, soğutma devrelerindeki su sıcaklıklarının zamana bağlı değerlerini saptamak mümkün hale gelmiştir. Bunun yanısıra ısıl modele bağlı olarak ısı değiştiricisinin etkinliği ve birinci-ikinci soğutma devreleriyle bağlantılı kısımlarının toplam ısı geçiş katsayısı saptanmıştır. Eğri uydurma yöntemiyle elde edilen a, c_1 , ve c_2 'nin sayısal değerleri Eş. (20), (21), (22) ve (23)'de yerlerine konularak; reaktörün ikinci çalışma adımında ($T_{KC}=25.5^\circ\text{C}$, $P_R=200$ kW), birinci ve ikinci soğutma devrelerindeki su sıcaklıklarının ve deneysel ortalama tank suyu sıcaklığının (T_R) (Durmaz vd, 1997) zamana bağlı değişim grafiği çizilmiştir (Şekil 2). Şekil 2'den görüleceği gibi deney sonuçları ve hesaplanan verilerin ihmal edilebilir bir düzeyde sapmalarla örtüştüğü görülmektedir. Dolayısıyla bir takım kabuller altında oluşturulan ısıl modelin kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

Soğutma suyu debilerine göre su sıcaklıkları ve diğer ısıl sistem karakteristikleri soğutma suyu debilerinin üç farklı durumu için hesaplanarak verilmiştir (Tablo 2.). Birinci durumda; birinci ve ikinci soğutma devrelerindeki su debileri tasarım değerleridir. İkinci durumda; ikinci soğutma devresindeki su debisi iki katına çıkarılmıştır. Bu durumda su sıcaklıklarının (T_R - %7.7, T_{Rc} -%7.1, T_{Rg} -%8.2, T_{Kg} -%7.2) düştüğü, ısı değiştiricisinin etkinliğinin (ϵ) %32.7 azaldığı ve toplam ısı geçiş katsayısının (U) %31.2 arttığı

görülmektedir. Üçüncü durumda; birinci soğutma devresindeki su debisi iki katına çıkarılmıştır. Bu durumda su sıcaklıklarının (T_R -%8.1, T_{Rc} -%11.3, T_{Rg} -%5.1) düştüğü, kule giriş sıcaklığının (T_{Kg})

değişmediği, ısı değiştiricisinin etkinliği (ϵ +%19.2) ile toplam ısı geçiş katsayısının (U +%17.3) arttığı görülmektedir.



Şekil 2. Reaktör gücü 200 kW için ($T_{Kc}=25.5$ °C) deneysel veriler ve soğutma suyu sıcaklıklarının zamana göre değişimi.

Tablo 2. Soğutma suyu debilerine göre su sıcaklıkları ve diğer sistem karakteristikleri*

Durum	$m_1 \times 10^{-3}$ (m^3/s)	$m_2 \times 10^{-3}$ (m^3/s)	T_R (°C)	T_{Rc} (°C)	T_{Rg} (°C)	T_{Kg} (°C)	T_{lm} (°C)	U (W/m^2K)	ϵ	P_R (kW)	P_E (kW)	P_K (kW)
1	7,57	11,11	42.14	45.71	39.40	29.79	14.89	430.95	0.312	199.95	203.99	199.51
2	7,57	22,22	38.89	42.47	36.15	27.65	12.62	505.54	0.372	200.27	202.77	199.98
3	15,14	11,11	38.72	40.51	37.36	29.80	11.27	568.01	0.210	199.60	203.52	199.98

*Tablo 2'de $P_R = \dot{m}_1 c_p (T_{Rc} - T_{Rg})$, $P_E = UA \Delta T_{lm}$ ve $P_K = \dot{m}_2 c_p (T_{Kg} - T_{Kc})$ ifadeleri ile hesaplanmıştır.

KAYNAKLAR

Afgan, N., and Schlünder, Heat Exchangers Design and Theory Sourcebook, *McGraw-Hill Book Company*, New York, 1974.

Bejan, A., Convection Heat Transfer, *John Wiley&Sons*, Inc. New York, 1984.

Büke, T., Şişman, A., Durmayaz, A. and Yavuz, H., An experience on the purification of bacterially infected I.T.U. TRIGA Mark-II Reactor Water, *14th European TRIGA Conference, Mainz, Germany*, September 22-25, 1996.

Durmayaz, A., Şişman, A., Şişman, Ç. F. and Yavuz, H., Xenon poisoning method for determination of the average thermal neutron flux, macroscopic fission and total absorption cross sections, *Kerntechnik*, 62, 245-248, 1997.

General Atomics a, Safety Analysis Report for the Triga Mark-II Reactor for the Institute for Nuclear Energy, *Technical University of Istanbul*, 1978.

General Atomics b, Safety Analysis Report for the TRIGA Mark-II Reactor, *General Atomics A-E-117*, 1978.

General Atomics c, Triga Mark-II Reactor, Mechanical Operating and Maintenance Manual, Appendix Drawing Lists and Specifications, *Prepared for the Institute For Nuclear Energy Technical University of Istanbul Turkey*, G.A. E-117-704, 1978.

Kakaç, S., Örneklerle Isı Transferi, *O.D.T.Ü. Mühendislik Fakültesi*, Yayın No:26, Ankara, 1968.

Rohsenow, W. M. and Hartnett, P. J., Handbook Of Heat Transfer, *McGraw-Hill Book Company*, Newyork, 1998.

Stoecker, F.W., İklimlendirme Esasları, *İ.T.Ü. Matbaası*, Gümüşsuyu, 1984.

Taborek, J., Hewitt, G. F and Afgan, N., Heat Exchangers Theory and Practice, *Hemisphere Publishing Corporation*, Washington, 1983.

Yavuz, H., Bayülken, A., Can, B., Baytaş, C., Kurul, N., Büke, T., Aydın, M. and Şişman, A., *İ.T.Ü. TRIGA Mark-II Reaktöründe Uygulamalı Araştırma ve Geliştirme Çalışmaları*, İ.T.Ü. araştırma fonu 280 nolu proje raporu, İstanbul, 1993.



Orhan E. AKAY 1966 yılında İstanbul'da doğdu. 1990 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 1999 yılında yine aynı üniversitenin Enerji Enstitüsü Nükleer Teknoloji Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans derecesini aldı. 2009 yılında Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümünde doktora eğitimini tamamladı ve doktor unvanını aldı. 2010 yılından itibaren K.S.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesinde Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.