Numerical Investigation of Buoyancy-Induced 3D Flow and Heat Transfer from Heating Coils in Ship Cargo Tanks

Gemi Kargo Tankındaki Isıtma Kangallarından Olan Kaldırma Kuvveti Kaynaklı 3B Akış ve Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Türk Denizcilik ve Deniz Bilimleri Dergisi

Cilt: XX Sayı: XX (20XX) XX-XX

Koray ŞAHİN^{1,*} 🔟

¹İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, İzmir, Türkiye

ABSTRACT

Ship cargo tanks are equipped with means to increase and maintain the cargo discharge temperature to a suitable level. In this study, the heat transfer by transient natural convection from heating coils in a non-corrugated cargo tank of a chemical tanker was numerically investigated for different Rayleigh numbers $(4.14 \times 10^6 \le Ra_D \le 1.5 \times 10^8)$ and boundary conditions. The heating coils were distributed uniformly on the tank bottom. The heating coils were heated isothermally, and different boundary conditions were used in the double-side, deck and double-bottom sections of the tank. Heavy fuel oil was used as the working fluid. The three-dimensional transient continuity, momentum, and energy equations were solved using the fuite volume method. The numerical simulations performed using the finite volume method show that the time-averaged heat transfer coefficient on the heating coil is equal to $34.62 \text{ W/m}^2\text{K}$ for $Ra_D=4.14 \times 10^6$, $88.90 \text{ W/m}^2\text{K}$ for $Ra_D=2.47 \times 10^7$ and $103.79 \text{ W/m}^2\text{K}$ for $Ra_D=1.5 \times 10^8$ in the case of the 2-n heating of heavy fuel oil. It is observed that the heat loss through the tank walls does not have a significant effect on the time-averaged heat transfer coefficient value obtained from the heating coils. The relevant research results will provide theoretical and technical support in the calculation of the average heating load in cargo tanks.

Keywords: Convection, tank heating, heating coil, high viscosity fluid

Article Info Received: 14 May 2025 Revised: 14 June 2025 Accepted: 19 June 2025 *(corresponding author) E-mail:koray.sanin@ike.edu.tr

To cite this article. Şahin, K. (2025). Numerical Investigation of Buoyancy-Induced 3D Flow and Heat Transfer from Heating Coils in Ship Cargo Tanks, Turkish Journal of Maritime and Marine Sciences, XX (XX): XX-XX. doi:10.52998/trjmms.1698686.

ÖZET

Gemi kargo tankları, kargo boşaltma sıcaklığını uygun bir seviyeye yükseltme ve koruma araçlarıyla donatılmıştır. Bu çalışmada, bir kimyasal tankere ait oluksuz olarak oluşturulan kargo tankındaki ısıtma kangallarından olan zamana bağlı doğal taşınımla ısı transferi farklı Rayleigh sayıları $(4.14 \times 10^6 \le \text{Ra}_D \le 1.5 \times 10^8)$ ve sınır koşulları için sayısal olarak incelenmiştir. Isıtma kangalları tank tabanına eşit olarak dağıtılmıştır. Isıtma kangalları izotermal olarak ısıtılmış, tankın borda, güverte ve çift dip kısımlarında farklı sınır şartları kullanılmıştır. Çalışma akışkanı olarak ağır yakıt kullanılmıştır. Üç boyutlu zamana bağlı süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacim metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonlu hacim yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen sayısal simülasyonlar, ağır yakıtın 2 saatlik ısıtılması durumunda ısıtma kangalındaki zaman ortalama ısı transfer katsayısının Ra_D=4.14x10⁶ için 34.62 W/m²K, Ra_D=2.47x10⁷ için 88.90 W/m²K ve Ra_D=1.5x10⁸ için 103.79 W/m²K'ye eşit olduğunu göstermektedir. Tank duyarlarından olan ısı kaybının ısıtma kangallarından elde edilen zaman ortalama ısı transfer katsayısı değerine önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür. İlgili araştırma sonuçları, kargo tanklarındaki ortalama ısıtma yükünün hesabının yapılmasında teorik ve teknik destek sağlayacıktır.

Anahtar sözcükler: Konveksiyon, tank ısıtma, ısıtma kangah, yüksek viskozitel akışkan

1. GİRİŞ

Tanker taşımacılığı çoğunlukla küresel petrol taşımacılığında kullanılır. Petrolün fiziksel özellikleri nedeniyle denizyolu taşımacılığı özel hususlara dikkat edilmesini gerektirmektedir (Sahin, 2015).

Yüksek viskoziteli petrol ürünterinin, yüksek akma noktası veya muna içeriğine sahip kargoların, sıcaklığını korumak veya yükseltmek için bu tür akışkanlara taşıma sırasında ısı uygulamak gerekir. Isıtma, kargonun viskozitesini azaltır ve daha iyi akmasını saglar. Isıtma ayrıca tankın içinde kargonun sürekli sirkülasyonuna yol açar. Bu mum oluşumunda ve tortulaşınasında azalmaya yol açar ve boşaltma limanında akışkanın pompalanmasına yaramıcı olur (Sapra, 2016).

Tank içerisindeki ısıtma, içinden termal yağ, buhar, sıcak su, vb akışkan geçen ısıtma kangalları ile yapılmaktadır. Isıtma kangalları, petrol tankerlerinin çoğunda gerekli bir ekipman parçasıdır. Amaçları, kargo boşaltma sırasında ekonomik bir tank boşaltımına olanak sağlamak için tank içeriği sıcaklığını yükseltmek ve korumaktır. Kargonun aşırı veya yetersiz kargonun özelliğini olumsuz ısıtılması etkileyebilir ve birçok durumda kargo kalitesindeki bu değişiklik geri döndürülemezdir (Li ve ark., 2023). Isitma kangallarindan akışkana verilen ısı doğal taşınımla ısı geçişi

mekanizmasıyla tankın üst kısımlarına kadar ulaşır. Bu çalışmada, ağır yakıt ile dolu bir kimyasal tankere ait kargo tankına daldırılmış ısıtma kangallarından olan 3 boyutlu doğal taşınım ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Van der Heeden ve Mulder (1965), Saunders ve ark. (1968), Sahin (2015) tankerlerin kargo tanklarındaki ısı kayıplarını incelemişlerdir. Bir petrol tankeri kargo tankındaki yalpalama hareketinin gövde kaplaması boyunca olan ısı kayıplarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir (Suhara ve ark., 1976). Akagi ve Kato (1987) ve Akagi ve Uchida (1987) yalpalama hareketine maruz kalan kömür yağı karışımıyla dolu bir tanktaki taşınım ısı transferini incelemişlerdir. Kurihara ve ark. (1970) tank ısıtma kangallarının etkin uzunluğunu ve ısı transfer katsayılarını belirlemek bir için deneysel calisma yürütmüşlerdir. Mohn (1971) sıvı kargoyu gemi tanklarına yüklemek, boşaltmak, dolaştırmak ve ısıtmak için bir sistem geliştirmiştir. Ponton (1982) bir kargo ısıtma sisteminin yakıt kullanımının, tankta kullanılan pompanın türüne bağlı olarak azaltılabileceğini göstermiştir. Tanklarda doğal konveksiyonla soğutma işlemi Cotter ve Charles (1992), Rodríguez ve ark. (2009) ve Hmouda ve ark. (2010) tarafından incelenmiştir. Zhao ve ark. (2016) ham petrolle dolu bir tankta püskürtme ısıtma işlemini sayısal olarak araştırmışlardır.

Kimyasal tanker ısıtma kangalı düzenleme

yöntemi Yong ve ark., (2017) tarafından iyileştirilmiştir. Magazinović (2019) kargo tanklarındaki kangallarının dikey 1s1tma düzenlenmesinin 1s1 transferi üzerindeki etkisini araştırmıştır. Yazar, borunun dikey düzenlenmesinin, geleneksel ısıtmadaki boru düzenlemesine kıyasla tanktaki ısı transfer mekanizmasını değiştirdiğini belirtmiştir. Magazinović (2020) farklı seviye ısıtma boru demetleri içeren bir kargo tankındaki ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Bu ısıtma boru demeti düzenlemelerinin tanktaki sıvının dolaşımını artırdığı sonucuna varılmıştır. Sahin ve Ergin (2021) ağır yakıt ile dolu kapalı bir serpantin boru düzenlemelerinin hacimde taşınım ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Magazinović (2018b, 2021) tanktaki sıvıyı ısıtmak için yeni bir ısıtma kangal tasarımı önermiştir. Yeni tasarım, tanktaki sıvı sirkülasyonunu iyileştirerek ısı transferini iyileştirmiştir.

De Césaro Oliveski ve ark. (2005) petrol dolu bir tankta doğal taşınım ısı transferine ışık tutmak için kontrollü deneyler yürütmüşlerdir, Ayrıca, tank icerisindeki 1S1 geçişi silindirik hacimler yöntemi koordinatlarda sonlu kullanılarak iki boyutlu olarak modellenmiştir. Merkez hattındaki sıcaklık değişiminin, zaman boyunca ve çeşitli tank yükseklikleri için sonuçları sunulmuştur. Çalışmadaki sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstermektedir. Yüksek viskoziteli bir sıvı ile doldurulmuş bir gemi kargo tankındaki doğal taşınımla ısı geçişini araştırmak için Sahin ve Ergin (2019) sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Jialin ve ark. (2019) arktik düşük sıcaklık ortamındaki kargo yağının ısınması ile oda sıcaklığındaki kargo yağıpın ısınması arasındaki farkı simüle etmek için COMSOL yazılımını kullanmışlardır. Sahin (2025) gemi depolama tanklarında ağır yakıtın ısıtılması sorununu ele almıştır. Ağır yakıtı ısıtmak için bir tanka yerleştirilmiş yatay olarak konumlandırılmış bir boru tabakasından olan 3B doğal taşınım ısı transferi farklı Rayleigh (Ra) sayı aralıklarında araştırılmıştır. Doğal taşınımla ısı transferi üzerinde hesaplamalı hacim yüksekliğinin (H) genişliğe (W) oranının (A = H/W) etkisi de incelenmiştir. Sahin ve Ergin (2025) yüksek viskoziteli sıvı ile dolu bir gemi kargo tankındaki

doğal taşınımla ısı geçişini aydınlatmak için bir deneysel çalışma yürütmüşlerdir.

Literatür taraması, viskozitenin sıcaklığa bağlı olarak önemli ölçüde değiştiği ağır yakıt, ham petrol, bitüm, vb. yüksek viskoziteli akışkanlar üzerine yapılan çalışmaların literatürde fazla yer bulmadığını göstermektedir. Ayrıca, yüksek viskoziteli bir akışkanla dolu bir tanka yerleştirilen bir ısıtma kangalından olan doğal taşınımla 3 boyutlu ısı transferi üzerine literatürde hiçbir çalışma yayınlanmamıştır. Bu nedenle, tanklardaki yüksek viskoziteli sıvıları ısıtmak için gereken gücü ve yüzey alanını doğru bir şekilde hesaplamak için gerekli bilgiler açık literatürde mevcut değildir. Literatürdeki bu boşluk, bu çalışmayı yürütmenin motivasyon kaynaklarından biridir.

Tanktaki isitma kangallarından doğal taşınımla ısı geçişi üç boyutlu olmasına rağmen, üç boyutla iliskili engelleyici hesaplama maliyetleri nedentyle literatürde genellikle iki boyutlu olarak ele alınmıştır. Bu çalışma, sayısal olarak üretilen sonuçlarla bir gemi kargo tankındaki 3B doğal taşınınla ısı geçişini kapsamlı bir şekilde tartışmayı kapsamaktadır. Bu çalışmanın amacı, gemi kargo tankına yerleştirilen ısıtma kangallarından olan 3 boyutlu doğal taşınımla ısı geçişini sonlu hacimler metodunu kullanarak sayısal olarak incelemek ve ısıtma kangalları zaman-ortalamalı üzerindeki 151 transfer katsayılarını belirlemektir. Bu kapsamda, 5700 DWT'luk bir kimyasal tankere ait kargo tankı birebir ölçekte oluşturulmuş, efektif serpantin boru uzunluğu hesaplanmış ve farklı sınır koşulları için doğal taşınımla ısı geçişi araştırılmıştır. Çalışma sonucunda, farklı sınır sahip sartlarına kargo tankındaki 1s1tma kangallarındaki zaman ortalama ısı transfer katsayıları, ısıtma süresince tank içerisindeki ağır yakıtın sıcaklığının değişimi, akışkanın zamanla olan hız değişimi, farklı zamanlardaki termal alanlar sunulmuştur. Gemi kargo tankındaki 3 boyutlu doğal taşınımla ısı geçişi altında yatan fiziğin hesaplamalı görselleştirme teknikleri yardımıyla ortaya çıkarılmasına çalışılmıştır. Makale şu şekilde düzenlenmiştir. Bölüm 2'de problemin formülasyonları anlatılmıştır. Ardından, Bölüm 3'te hesaplamalı akışkanlar

dinamiği (HAD) simülasyon kurulumlarının ayrıntılı bir açıklaması ve sayısal çözüm

metodolojisi verilmiştir. Simülasyon sonuçları Bölüm 4'te verilmiş ve tartışılmıştır. Son olarak, Bölüm 5'te çalışmanın sonuçları özetlenmiştir.

2. PROBLEMİN FORMÜLASYONU

2.1. Yönetici Denklemler

Sıkıştırılamaz bir doğal taşınımla ısı geçişi akışı için yönetici denklemler kümesi, bir kütle korunum denklemi (Denklem 1), momentum korunum denklemi (Denklem 2) ve bir enerji korunum denkleminden (Denklem 3) oluşur ve bu denklemler sırasıyla aşağıda verilmiştir (Altaç ve Uğurlubilek, 2016).

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{Du_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(v \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \overline{u_i u_j} \right)$$

$$-g_i \beta \left(T - T_r \right)$$
(2)

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{T' u_j} \right)$$
(3)

Burada *T* sıcaklığı, *t* zamanı *T_r* referans sıcaklığını, *P* basıncı, *g_i* yerçekimi ivmesinin bileşenini, u_i ve u_j hız bileşenlerini, β akışkanın termal genleşme katsayısını, α akışkan ısıl yayınım katsayısını, g_i β (T-T_r) dış kuvvetleri, $\overline{u_i u_j}$ türbülans gerilimini ve $\overline{T'u_j}$ türbülans modelleri tarafından belirtenen ısı akısını ifade etmektedir

Hesaplama alanındaki akışkan deniz tipi ağır yakıtır ve viskozitesi sıcaklıkla önemli ölçüde değişmektedir. Bu nedenle, sayısal analizlerde ağır yakıtın viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi dikkate alınmıştır. Ağır yakıtın dinamik viskozitesinin sıcaklıkla olan değişimi aşağıda verilen denklemle ifade edilmiştir.

$$\mu(T) = \exp\left(A + \frac{B}{T} + C \cdot \ln(T)\right)$$
(4)

Burada A=-4.29E+02, B=2.63E+04 ve C=6.01E+01'dir. Burada T, Kelvin cinsinden sıcaklıktır.

Doğal konveksiyon ısı transferi ısıtma kangal

borularının dışında gerçekleşir. Rayleigh (Ra_D) ve Prandtl (Pr) sayıları aşağıdaki denklemlerde verilmiştir. Rayleigh sayısı denkleminde, Gr_D Grashof sayısını temsil eder ve Grashof sayısının matematiksel denklemi aşağıda verilmiştir:

$$Ra_{D} = Gr_{D}Pr = \frac{g\beta(T_{p,o} - T_{\infty})d_{o}^{3}}{v^{2}}Pr$$
(5)

$$Gr_{\rm D} = \frac{g\beta \left(T_{\rm p,o} - T_{\infty}\right) d_{\rm o}^3}{v^2} \tag{6}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f}$$
(7)

Bu denklemlerde, g yerçekimi ivmesini, β termal genleşme katsayını, d₀ borunun dış çapını, v akışkanın kinematik viskozitesini, μ akışkanın dinamik viskozitesini, c_p akışkanın özgül ısı değerini, ki akışkanın ısı iletkenliğini, T_{p,o} borunun dış yüzey steaklığını ve T_∞ boru etrafındaki akışkanın sıcaklığını ifade etmektedir. Tüm akışkan özellikleri film sıcaklığında belirlenmiştir. Film sıcaklığı aşağıdaki

$$=\frac{T_{p,o}+T_{\infty}}{2}$$
(8)

denklemle tanımlanır.

2.2. Gemi Kargo Tankında Ortalama İsıtma Yükü Hesabı

Belirli bir zaman diliminde kargonun ön ısıtılması için gereken ısı miktarı (Q_H) aşağıdaki denkleme göre hesaplanır:

$$Q_{\rm H} = \frac{m_{\rm c} \times C_{\rm p} \times \Delta T}{\tau} \tag{9}$$

Bu denklemde, m_c yükün kütlesini, c_p yükün özgül ısısını, ΔT yükün son sıcaklığı (T_s) ile başlangıç sıcaklığı (T_b) arasındaki sıcaklık farkını ve τ ön ısıtma süresini ifade etmektedir.

Gemi kargo tankından toplam 1s1 kaybı (QL) aşağıdaki denkleme göre hesaplanır:

$$Q_{L} = U \cdot A \cdot \Delta T_{M1} \tag{10}$$

Bu denklemde, U gemi kargo tankı yapısal elemanları için toplam ısı transfer katsayısıdır. A ısı kaybı yüzey alanını ifade eder, ΔT_{M1} ortalama sıcaklık farkıdır. Ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki denkleme göre hesaplanır:

$$\Delta T_{M1} = T_o - T_{amb} \tag{11}$$

Denklemde, T_o tank içerisindeki ortalama akışkan sıcaklığıdır ve T_{amb} ortam akışkanının sıcaklığıdır. Tank içerisindeki akışkanın ortalama sıcaklığı aşağıda verilen denklemle ifade edilir:

$$T_{\rm m} = \frac{T_{\rm i} + T_{\rm s}}{2} \tag{12}$$

Burada T_i akışkanın başlangıç sıcaklığı olup, T_s tanktaki akışkanın son durumdaki sıcaklığını ifade etmektedir.

Gemiler dünyanın dört bir yanında farklı iklim koşullarına göre seyahat eder. Bu ortam koşulları hem geminin konumuna hem de yılın zanıanına göre değişecektir. Kargo ısıtma sistemi geminin güzergâhındaki aşırı hava koşullarına göre tasarlanmalıdır. Bu nedenle, bu çalışmada aşırı hava koşulları dikkate alınarak ısı transfer katsayıları incelenmiştir. Ortan havası ve deniz suyu sıcaklığı sabit kabul edilmiştir. Kış şartlarında seyreden bir gemi için ortan havası sıcaklığı 2°C, deniz suyu sıcaklığı ise 5°C olarak alınmıştır (Maritime Safety Committee) MSC, 2014).

Gemi kargo tankı yapısında, güverte, borda ve çift dip olarak bilinen elemanların yüzeylerinden ısı kaybı meydana gelir. Bu elemanlardaki toplam ısı transfer katsayıları (U_g, U_b ve U_{çd}) Sahin (2015) tarafından yürütülen çalışmada ayrı ayrı hesaplanımştır. Bu çalışmada kullanılan toplam ısı transfer katsayıları Tablo 1'de paylaşılmıştır. Tanktaki toplam ısı kaybı, tanktaki ağır yakıtın yolculuk boyunca sabit kalması için önerilen sıcaklıkta (44°C) hesaplanımıştır.

Tanktaki ağır yakıta ısıtma kangalları vasıtasıyla verilen toplam ısı miktarı (Q_T) aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{\rm T} = Q_{\rm H} + Q_{\rm L} \tag{13}$$

Tablo 1	. Gemi I	kargo	tanl	<u>x1 y</u>	yapı	ele	emanl	ari	için
	toplam	1s1 tra	nsfe	er l	katsa	y1	ları.		

Ub	U _g	U _{çd}
(Borda)	(Güverte)	(Çift Dip)
2.2	6.21	2 97

2.3. Isitma Kangallarinin Boyutlandırılması

Isi transfer yüzey alanı ısıtma kangallarının yüzey alanına eşittir. Isi transfer yüzey alanı aşağıdaki denkleme göre hesaplanır:

$$A = \frac{Q_{\rm T}}{U \cdot \Delta T_{\rm M2}} \tag{14}$$

Burada Q_T, ısıtma kangalları aracılığıyla verilmesi gereken toplam ısı miktarıdır, A ısı transfer yüzey alanıdır, U boru için toplam ısı transfer katsayısıdır ve ΔT_{M2} ortalama sıcaklık farkıdır. Ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{M2}) aşağıda verilen denklemle tanımlanır:

$$\Delta T_{M2} = T_s - T_m \tag{15}$$

T_s 1sıtma kangal borusundaki ortalama buhar nçaklığıdır. Isıtma kangal borusuna giriş basıncı bardır. Ortalama 1sıtma kangalı sıcaklığına ulaşmak için giriş basıncının yaklaşık %75'i kadar ortalama buhar basıncı kullanılır (Spirax Sarco, Steam Engineering Principles and Heat Transfer, Heating with Coils and Jacket, 2025). Bu nedenle, buhar tablolarından ortalama buhar sıcaklığı 147.90 °C olarak elde edilmiştir. Bu çalışmada, buharın içinden geçtiği borudaki toplam 1sı transfer katsayısı değeri için (Ub) Sahin (2015) tarafından hesaplanan 103.7 W/m²K değeri kullanılmıştır.

2.4. Efektif Isıtma Kangal Borusu Uzunluğunun Hesaplanması

Efektif ısıtma kangal boru uzunluğu (L_e), ısıtma kangal borularının düzenlenmesinde önemli bir tasarım parametresidir. Kurihara *ve ark.* (1970) tarafından önerilen denklem 16 etkin ısıtma kangal boru uzunluğunu hesaplamak için kullanılmıştır.

$$L_{e} = \frac{d_{i}}{2} \left[\left\{ 1 - \left\{ \frac{P_{2}}{P_{1}} \right\}^{2} \right\} \frac{g\Delta_{i}^{2}P_{1}d_{i}^{2}}{\left(\overline{h}\Delta\theta\right)^{2}d_{o}^{2}v_{i}''\lambda_{m}} \right]^{1/3}$$
(16)

Denklem 16'da P₁ 1sıtma kangal borusunun girişindeki buhar basıncını, P2 ısıtma kangal borusu çıkışındaki yoğuşma basıncını, Δ_i entalpi farkını, vi ısıtma kangal borusu girişindeki buharın birim kütlesinin hacmini, λ_m yoğuşan buharın sürtünme katsayısını, g yerçekimi ivmesini, do ve di sırasıyla borunun dış ve iç çapını, h ısıtma kangal borusundaki ortalama ısı transfer katsayısını ifade eder. $\Delta \theta$, ısıtma kangal borusu yüzeyinin ortalama sıcaklığı ile tanktaki akışkanın başlangıç sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını ifade eder. Efektif ısıtma kangal borusu uzunluğu (Le) bu çalışmada hesaplanmış ve 106.5 m olarak elde edilmiştir. Efektif boru uzunluğunun tasarım değerinin 0.7Le olarak kullanılması gerektiği Kurihara ve ark. (1970)'nın çalışmasında vurgulanmıştır. Bu boru uzunluğunun olabilecek yüzden, maksimum değeri 74.5 olarak hesaplanmıştır.

3. SAYISAL ÇÖZÜM METODOLOJİSİ

3.1. Sonlu Hacim Çözücüsü Ayarları

Zamana bağlı süreklilik, RANS ve enerji denklemleri ANSYS Fluent 18.2 kullanılarak çözülmüştür. Fluent sonlu hacimler yöntemini (SHY) kullanır ve her denklem için ayrıştırma şemalarının seçilmesinde esneklik sağlar. Tank içerisindeki doğal taşınımla ısı geçişi Boussinesq yaklaşıpı kukanılarak modellenmiştir. Sayısal hesaplamalarda cift duyarlılık kullanılarak hesaplamaların hassasiyeti arttırılmıştır. calişmada, Menter (1994) tarafından Bu geliştirilen RANS SST (Shear Stress Transport) k-ω türbülans modeli kullanılmıştır. Isıtma kangal boruları arafındaki akış ve borudan uzak alandaki serbest akış bağımsızlığıyla etkili bir şekilde harmanlamak için RANS SST k-w modeli seçilmiştir. Basınç interpolasyon şeması olarak Body-Force-Weighted şeması seçilmiştir. Zamana bağlı terimler için ikinci dereceden implicit zaman şeması ve benzer şekilde taşıma terimleri için ikinci dereceden upwind şeması kullanılmıştır. Ayrıklaştırılmış denklemler, koşullarıyla başlangıç sınır birlikte, ve

sıkıştırılamaz akış çözücüsü (segregated) kullanılarak çözülmüştür. Tüm denklemlere uygulanan yakınsama kriteri 10⁻⁵'dir.

3.2. Sayısal Metodun Doğrulaması

Sayısal çözüm yöntemi, dielektrik yağla dolu bir kapalı hacimdeki doğal taşınım ısı transferini sonlu elemanlar ve deneysel yöntemlerle çözen Córdoba ve ark. (2015) tarafından yapılan çalışmayla doğrulanmıştır. Dielektrik yağın viskozitesindeki sıcaklıkla değişime ilişkin fonksiyon sonlu hacim **ç**özücüsüne tanıtılmıştır. Doğrulama çalışması $Ra = 6.3 \times 10^8$ ve Ra =1.7x10⁸ için yürütülmüştür. Soğuk ve sıcak duvarlar için hesaplanan Nu değerleri literatür sonuçlarıyla Tablo 2'de karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada elde edilen Nu ile Cordoba ve ark. (2015) tarafından verilen değerler arasındaki maksimum ortalama mutlak yüzde hatası Ra = 1.7×10^8 için % 0.91 ve Ra = 6.3×10^8 için % 2.31 olarak hesaplanmıştır. Sonlu hacim metodu kullanılarak elde edilen sonuçlar ile literatürde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen arasında sonuçlar bir tutarlılık olduğu görülmüştür.

ablo 2.	Nu değerlerinin daha önce yayınlanan
	sonuçlarla karşılaştırılması.

Ra	Mevcut Çalışma	Córdoba <i>ve ark.</i> (2015)	Ortalama Mutlak Yüzde Hatası (%)
1.7x10 ⁸ (sıcak duvar)	36.53	36.27	0.72
1.7x10 ⁸ (soğuk duvar)	36.53	36.2	0.91
6.3x10 ⁸ (sıcak duvar)	50.91	49.88	2.06
6.3x10 ⁸ (soğuk duvar)	50.93	49.78	2.31

3.3. Fiziksel Model

Bir akışkanda kaldırma kuvvetlerinin varlığı, yerçekiminin akışkan içindeki yoğunluk farkına etki etmesiyle oluşur. Bu durum, tank içerisinde doğal taşınım akımlarına yol açar.

Isıtma kangalları yerleştirilmiş kimyasal tankere

ait oluksuz kargo tankı ve ona ait koordinat sistemi Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Oluksuz kargo tankı ve koordinat sistemi

Oluksuz kargo tankının uzunluğu (L) 15 m, yüksekliği (H) 7.5 m ve genişliği (W) 7.0353 m'dir. Tank içerisindeki çalışma S1V1S1 viskozitesi sıcaklıkla önemli miktarda değişen ağır yakıttır ($T_f = 95.75$ °C'de Pr = 1016.8) Bir önceki bölümde ısıtma kangalları için efektif boru uzunluğu hesaplanmıştır ve bulunan değer dikkate alınarak gerekli yüzey alanına sahip ısıtma kangalları tank içerisine yerleştirilmiştir. Isıtma kangallarının boru çapı (d_0) 50 mm'dir. Isitma kangal borulari arasındaki mesafe 650 mm'dir. Isıtma kangalı çift dipten 300 mm mesafeye yerleştirilmiştir. Her bir ısıtma kangalının uzunfuğu 58.144 m'dir. Tank içerisine yerleştirilen ısıtma kangalı ve boyutları Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Isıtma kangalı ve boyutları

Toplam kangal uzunluğu 116.288 m'dir. Bu çalışmada 4 farklı sınır koşuluna sahip tanktaki doğal taşınımla ısı geçişi incelenmiştir. İncelenen durumlara ait film sıcaklığı, boru yüzey sıcaklığı, ağır yakıtın başlangıç sıcaklığı, termal genleşme katsayısı, kinematik viskozitesi, Prandtl ve Rayleigh sayıları Tablo 3'de gösterilmiştir. Durum 2 ve Durum 3'deki Rayleigh sayıları, film sıcaklıkları aynıdır. Bu iki durum arasındaki fark duvarlarda kullanılan sınır, koşullarıdır. Sınır koşulları bir sonraki bölümde ayıklanmıştır.

3.3.1. Sınır Şartları

Şekil 3'de hesaplamalı akışkanlar dinamiği hesaplamaları yapılan oluksuz tankın yüzeyleri ve yüzeylerin adlandırılması gösterilmiştir.



Şekil 3. Tank yüzeyleri ve sınır şartları

Kimyasal tankere ait kargo tankındaki akış alanında simetri sınır koşulu kullanılarak hesaplama hacmi yarıya indirilmiştir. Böylece, simülasyonda kullanılacak hücre sayısı azaltılmıştır. Bu durum, çözüme ulaşma süresini kısaltmıştır. Bu çalışmada incelenen durumlar ve ilgili sınır koşulları Tablo 4'te gösterilmiştir.

3.3.2. Ağ Örgüsünün Oluşturulması

Doğru ve anlamlı sayısal çözüm elde etmek için, hesaplama alanını ağla örmek kritik bir adımdır. Hız ve sıcaklık gradyanlarının yüksek olduğu aktif duvarların (borda, güverte ve çift dip, ısıtma kangal borusu) yakın bölgesine sınır tabaka ağı (inflation layer) atılmıştır. Dolayısıyla, aktif duvarlara yakın bölgeler daha ince ağlarla örülmüştür. Sınır tabaka ağındaki büyüme oranı 1.2 olarak seçilmiştir. Isıl sınır tabaka kalınlığını tahmin etmek için Arpaci *ve ark*. (2000) vermiş oldukları yaklaşım kullanılmış ve yaklaşım Denklem 17'de verilmiştir.

$$\delta_{t} \sim \frac{L}{\overline{Nu}}$$
(17)

	Fablo	3.	İncelenen	durumlaı
--	-------	----	-----------	----------

Durumlar	T _f [K]	T _{p,0} [K]	T∞[K]	β [1/K]	$\Delta T[K]$	d₀[m]	v [m²/s]	Pr	Rad
Durum 1	345	373	317	0.000629	56	0.05	0.00017	2760.4	4.14E+06
Durum 2	368.75	420.5	317	0.000692	103.5	0.05	6.01E-05	1016.3	2.47E+07
Durum 3	368.75	420.5	317	0.000692	103.5	0.05	6.01E-05	1016.3	2.47E+07
Durum 4	405	493	317	0.000766	176	0.05	1.97E-05	351.5	1.50E+08

Tablo 4. İncelenen durumlara ait sınır koşukarı.

Boyuna Su geçirmez Simetri Istma Durumlar Güverte Çift Dip Borda **Enine Perde** Perde Kangalı Düzlemi Durum 1 Adyabatik Adyabatik Adyabatik Adyabatik T_H-İzotermal Adyabatik S.Ş Simetri Durum 2 T_H-İzotermal Adyabatik Adyabatik Adyabatik Advabatik Adyabatik J.Ş Simetri Isı Kaybı, Isı Kaybı, Isı Kaybı, Durum 3 T_H-İzotermal Adyabat Adyabatik Ub S.Ş Ug Ucd Simetri Durum 4 Adyabatik Adyabatik Adyabatik Adyabatik Adyabatik T_H-İzotermal S.Ş

Bu yaklaşımda, L karakteristik uzunluğu ve Nu incelenen hesaplama alanındaki duvar üzerindekt

ortalama Nusselt sayısını ifade etmektedir. Isıtma kangal borusu kenar boyutlandırma (edge sizing) ile 30 parçaya bölünmüştür, Borunun etrafına 15 katman atılmıştır. Katmanlar arası büyüme oranı 1.2 olarak seçilmiştir. Boruda sınır tabaka kalınlığı 0.001 olarak hesaplanmıştır. Duvarların etrafında atılan sınır tabaka ağı için ilk katman yüksekliği 0.01, katmanlar arası büyüme oranı 1.2 olarak seçilmiştir. Duvarların etrafına 8 katman atılmıştır.

Boru üzerindeki ortalama Nu sayısı Churchill ve Chu (1975) tarafından verilen denklem 18'e göre tahmin edilmiştir.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}_{\text{D}}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\}^2$$
(18)

Sınır tabakadaki ilk katman yüksekliği aşağıdaki verilen denkleme göre hesaplanmıştır.

N.katman yüksekliği=İlk katman yüksekliği×i^{N-1} (19)

N katman sayısını, i büyüme oranını ifade etmektedir. İlk katman yüksekliği 0.0001881 olarak hesaplanmıştır.

Haritalanmış yüz örgüsü (mapped face meshing) özelliği kullanılarak tankın 5 yüzeyinde yapılandırılmış bir ağ oluşturulmuştur. Böylece, yüzeylere yakın çok düzenli, daha az düğüme sahip ve yüksek kaliteli bir ağ oluşturulması sağlanmıştır.

3.3.3. Zaman Adımının Seçimi

Zaman adımının büyüklüğü problemin fiziği ile ilişkilidir. Zaman adımı Bejan (1984) tarafından önerilen bağıntı kullanılarak tahmin edilmiştir. Bu bağıntı aşağıda verilmiştir.

$$\Delta t \le \frac{L}{U} \sim \frac{d^2}{4\alpha \sqrt{PrRa}}$$
(20)

Bu denklemde, U ve L sırasıyla uzunluk ve hız ölçekleridir. Isı transferi ve akışkanlar mekaniğinde, uzunluk ve hız ölçekleri bir sistemin veya akış alanının boyutunu ve davranışını tanımlamaya yardımcı olan karakteristik boyutu ifade eder. Uzunluk ölçeği bir sistemin geometrisini veya akışkanın akışını karakterize eden temsili bir boyut veya mesafedir. Çap, kalınlık veya yüzeyler arasındaki mesafe gibi fiziksel boyutları ifade edebilir. Bu çalışmada ısıtma kangallarının çapı uzunluk ölçeği olarak kullanılmıştır.

3.3.4. Ağdan Bağımsızlık Testi

Farklı hücre sayılarıyla üç ağ kombinasyonu (A1, A2, A3) ağdan bağımsızlık testi için kullanılmıştır. Ağdan bağımsızlık testi bir simülasyonu kontrol olup, mekânsal ayrıklaştırmanın ağ bağımlılığını kontrol eder. Kontrol simülasyonu bir saatlik bir ısıtma periyodunu kapsamaktadır. Ağdan bağımsızlık testinde zaman adımı (Δt) 1 s olarak seçilmiştir. Tablo 5'de farklı hücre sayılarına sahip ağlara göre ısıtma kangalı yüzeyindeki zaman ortalamalı 1sı transfer katsayısı değerlerinin değişimleri sunulmuştur.

Tablo 5. Ağdan bağımsızlık testi.

Ağ	Eleman Sayısı	h [W/m ² K]	Ts [K]	y+ (Max)	
Kaba Ağ (A1)	7662582	90.34	317.56	0.058	
Orta Ağ (A2)	10746737	88.64	317.63	0.067	
Sık Ağ (A3)	12977535	88.92	317.56	0.064	

Sonuçlara göre, kaba ve orta ağlardaki ısıtma kangalındaki zaman ortalama ısı transfer katsayısı değeri %1.91 oranında değişmiştir. Orta ve sık ağlar için \overline{h} değerleri arasındaki fark %0.31 immiştir. Orta ağ (A2) sonuçlardaki değişim göz önüne alınarak seçilmiştir. A2 ağı topolojisi ve ağ yapısı Şekil 4'de gösterilmiştir.



3.3.5. Zamandan Bağımsızlık Testi

Zamandan bağımsızlık testi 3 farklı zaman adımı içm gerçeklestirilmiştir. Zamandan bağımsızlık testinde A2 ağ topolojisi kullanılmıştır. Her bir zaman adımı içiri maksimum 5 iterasyon yapılmıştır (Sahir, 2022). 1 saat ağır yakıtın ısıtılması süresince boru üzerindeki zaman ortalama sıcaklığının zamanla olan değişimi elde edilmiştir. Zamandan bağımsızlık testi boru tzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı (\bar{h}) ve yon durumda tank içerisindeki ağır yakıtın ortalama sıcaklık değerleri (T_s) dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. 3 farklı zaman adımı için gerçekleştirilen analizler sonucunda \bar{h} ve T_s 'in değişimi Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. Zamandan bağımsızlık testi.

Zaman Adımı ∆t [s]	ħ [₩/m²K]	T _s [K]	Hesaplama Süresi [sa.]
$\Delta t_1=2$	88.64	317.63	21 sa., 31 dk.
$\Delta t_2=1$	89.53	317.62	52 sa., 48 dk.
$\Delta t_3 = 0.5$	88.87	317.60	91 sa. , 4 dk.

Tablo 6'ya göre, Δt_2 ile Δt_1 zaman adımı değerleri için ısıtma kangalı üzerinde elde edilen zaman ortalama 1S1 transfer katsay1s1 değerleri arasındaki yüzde değişimi 1 olarak hesaplanmıştır. Δt_3 ile Δt_2 zaman adımı değerleri için ısıtma kangalı üzerinde elde edilen ortalama ısı transfer katsayısı değerleri arasındaki yüzde değişimi 0.7 olarak hesaplanmıştır. Zaman

adımının değişmesinin tank içerisindeki ağır yakıtın ortalama sıcaklık değerlerine etkisi olmamıştır. Zaman adımının 2 s'den 1 s'e düşmesiyle hesaplama süresi %145, 1 s'den 0.5 s'ye düşmesiyle %72.4 artmıştır. Bu nedenle, tank içerisindeki zamana bağlı doğal taşınımla ısı geçişi hesaplamaları için zaman aralığı $\Delta t_1=2$ s olarak seçilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Mevcut çalışmada, oluksuz bir gemi kargo tankındaki ısıtma kangallarından olan 3B doğal taşınımla ısı geçişine ait simülasyonlar 4 farklı durum için yürütülmüştür. 4 durum için de simülasyonlar 2 saatlik (7200 s.) ısıtma süresini kapsamaktadır. Simülasyonlar 128 GB RAM'e sahip 3.00 GHz i9 çift işlemcili (dual core) iş istasyonunda çalıştırılmıştır. İş istasyonu toplam 32 çekirdeğe sahiptir ve 15 çekirdeği kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Simülasyonlar sırasında, farklı Rayleigh sayıları ve sınır şartları için iki ağır yakıt hızı göstergesi kaydedilmiştir. Tankın herhangi bir yerinde kaydedilen en yüksek hız değerleri Şekil 5a'da, tüm tank hacmini kapsayan ortalamalı hız ise Şekil 5b'de gösterilmiştir.

Başlangıçta hem ağır yakıtın maksimum hız değeri hem de ortalama hız değeri belirgin bir yükselen eğilim göstermiştir. Belirgin yükselen eğilimin görüldüğü bu kısım ön sirkülasyon aşaması olarak tanımlanmıştır. Ortalama ve maksimum hız değerlerinin t=2000 s'den sonra belli bir aralıkta dalgalandığı görülmüştür. t=2000 s'den sonraki hız değerlerinin zaman ortalaması alınmış ve elde edilen değerler Tablo 7'de paylaşılmıştır.

Tablo 7. Hız değerlerinin zaman ortalaması ye maksimum hız değerleri.

İncelenen Durumlar	Maks. Hız Büyüklüğä (En Yüksek, m/s)	Maks. Hız Büyüklüğü (Ortalama, m/s)	Ortalama Hız Büyüklüğü (En Yüksek, m/s)	Ortalama Hız Büyüklüğü (Ortalama, m/s
Durum 1 $(Ra_D=4.16x10^6)$	0.066	0.05	0.0096	0.0075
Durum 2 ($Ra_D = 2.47 \times 10^7$)	0.103	0.0749	0.0155	0.013
Durum 3 $(Ra_D = 2.47 \times 10^7)$	0.101	0.069	0.0167	0.0142
Durum 4 ($Ra_D=1.5 \times 10^8$)	0.133	0.096	0.0208	0.0184



Şekil 5. Ağır yakıt hız büyüklüğünün zamarla olan değişimi a) Maksimum hız değerleri b) Ortalama hız değerleri.

Ra_D=4.16x10⁶ da maksimum ve ortalama hız değerlerinin zaman ortalaması sırasıyla 0.05 m/s 0.0075 m/s olarak belirlenmiştir. ve $Ra_D=2.47 \times 10^7$ 'de maksimum ve ortalama hız değerleri doğal taşınımla olan 1sı geçişinin artışına bağlı olarak her iki değerin ortalama değeri de artış göstermiştir. Durum 2'de maksimum hız büyüklüğünün ortalaması 0.0749 m/s, ortalama hız büyüklüğünün ortalaması 0.013 olarak elde edilmiştir. Durum 3'de boruya ait Rayleigh sayıları Durum 2 ile aynı olmasına karşın, oluksuz kargo tankındaki sınır şartları farklıdır. Durum 3'de maksimum hız büyüklüklerinin ortalama değeri Durum 2'ye göre hafif azalmış, ortalama hız büyüklüğünün ortalama değeri hafif artış göstermiştir. Bu

durumun oluşmasında oluksuz tankın güverte, çift dip ve borda kısımlarındaki konveksiyon sınır şartlarının etkisinin olduğu söylenebilir. Durum 2 ve Durum 3'de maksimum hız büyüklüğü değerlerinin görülen en yüksek değerleri birbirine çok yakındır. Durum 4'de maksimum ve ortalama hız büyüklüklerinin ortalama ve maksimum değerleri Durum 2 ve Durum 3'e göre artış göstermiştir. Boruya ait Rayleigh sayısının artışı tank içerisindeki ağır yakıtın hız değerlerinin artınasında etkili bir faktör olduğu görülmüştür.

Ağır yakıt sıcaklığındaki değişim ısı girişi ve çıkışı arasındaki farkı göstermektedir. Bu çalışmada, ısı girişi ısıtma kangalları ile sağlanmıştır. İsi çıkışı durumu sadece durum 3 durumunda ele alınmıştır. Her 4 duxumda da, ağır yakıtın başlangıç sıcaklığı 317 K'dir.

Ağu yakıtın ortalama sıcaklığındaki zamanla atan değişimi 4 farklı durum için Şekil 6'da gösterilmiştir. 2 saalik ısıtma periyodu boyunca, $Ra_D=4.16\times10^6$ için ağır yakıtın ortalama sıcaklığı 317 K'den 317.47 K'ne istikrarlı bir şekilde yükselmiştir. Durum 2 ve Durum 3'de $(Ra_D=2.47\times10^7)$ 2 saatlik ısıtma periyodu boyunca ortalama sıcaklık sırasıyla 1.03°C ve 0.75°C artmıştır.



Şekil 6. Ağır yakıtın ortalama sıcaklığının zamanla olan değişimi.

Boruya ait Rayleigh sayıları aynı olmasına karşın, ağır yakıtın sıcaklığı Durum 3'de Durum 2'ye göre daha az yükselmiştir. Çünkü Durum

3'de oluksuz tankın güverte, çift dip ve borda kısımlarından ısı kaybı meydana gelmektedir. Durum 4'de 2 saatlik ısıtma periyodu sonunda ağır yakıtın ortalama sıcaklığı 317 K'den 318.89 K'ne yükselerek 1.89°C'lik bir artış olmuştur. Tanktaki ağır yakıtın ortalama sıcaklığındaki en yüksek artış Durum 4'de gerçekleşmiştir. Borudaki Rayleigh sayısının artışı, tank içerisindeki doğal taşınımla 1S1 geçişini ivileştirmiştir.

Boussinesq yaklaşımı, akışkanlar dinamiği ve CFD'de yaygın olarak kullanılan bir yaklaşımdır. Bu yaklaşım yanlızca küçük sıcaklık değişimleri hızlı (genellikle<10-20K), düsük ve sıkıştırılamaz akışlar için geçerlidir (Çengel and Ghajar, 2015). Büyük sıcaklık gradyanları önemli yoğunluk değişimlerine yol açarak, yaklaşımı yanlış hale getirir. Tank içerisindeki ağır yakıtın elde edilen ortalama ve maksimum hız değerleri düşük hızlardadır. Bu durum, Boussinesq yaklaşımının kullanılmasının uygunluğunu göstermektedir. Ayrıca, tank içerisindeki ağır yakıtın sıcaklık değişimlerinin de<10-20 K'den küçük olması kullanılan yaklaşımın geçerliliğini desteklemektedir.

Ağır yakıtın sıcaklık dağılımını göstermek için tank içerisinde izotermler kullanılmıştır. Farklı Rayleigh sayıları ve sınır şartları için zamana bağlı olarak elde edilen izotermler Şekil 7 ve Şekil 8' de gösterilmiştir. Tüm izotermler 317 K ile 319 K sıcaklıkları aralığında, 25 seviye olaçak şekilde oluşturulmuştur.

Isıtma kangallarında elde edilen ısı transfer katsayılarının zamanla olan değişimi Şekil 9'da 4 farklı durum için verilmiştir.

Zaman ortalama isi transfer katsayisi değerleri Rap=4.16x10⁶ (durum 1), Rap=2.47x10⁷ (durum 2), Rap=2.47x10⁷ (durum 3) ve Rap=1.5x10⁸ (durum 4) riçin spasiyla 34.62 W/m²K, 88.90W/m²K, 88.88 W/m²K ve 103.79 W/m²K olarak elde edilmiştir.

İçerisinden buhar geçen ve dışında ağır yakıt bulunan bir borudaki ısı transfer katsayısı analitik olarak hesaplanmıştır (Sahin, 2015). Borunun dışındaki doğal taşınımla olan ısı geçişine ait ısı transfer katsayısı Sahin (2015) tarafından Ra=9037050 için 67.1 W/m²K olarak elde edilmiştir. Geleneksel bir ısıtma kangalı düzenlemesi için ısı transfer katsayısı 120.2 W/m²K olarak tahmin edilmiştir (Magazinovic, 2018a)

Bu çalışmada elde edilen boru dışındaki doğal taşınımla ısı geçişine ait ısı transfer katsayıları literatürde paylaşılan değerlerle uyumludur. Viskozitenin sıcaklıkla olan değişiminin bu çalışmada dikkate alınması, ısı transfer katsayılarındaki farklılıkların kaynağı olabilir. Çünkü, ağır yakıt gibi akışkanlarda viskozitenin sıcaklıkla olan değişimi kayda değer bir niktardadır. Bu durum sonuçlara da etkisini göstermektedir. Ayrıca, Rayleigh sayılarındaki farklılıkların da sonuçlara önemli bir etki ettiği sonucuna yarılmıştır.

Genel olarak, ısı transfer katsayısının yüksek değerleri, ısıtma kangalı boyunca iyi gelişmiş ısı geçişini ve akışını belirtmektedir. Daha düşük değerler genellikle zayıf kararsız akışı ve ısı geçişini ifade etmektedir.

Elde edilen sonuçlara göre, boruya ait Rayleigh sayısının artmasıyla ısıtma kangallarındaki zaman ortalama ısı transfer katsayısı değerlerinin arttığı görülmüştür. Rayleigh sayısının artmasıyla borudan ağır yakıta olan doğal taşınımla ısı geçişi iyileşmiştir.

Durum 3 ile Durum 2'deki oluksuz tanktaki duvar sınır şartlarının farklı olmasının ısıtma kangallarına ait zaman ortalama ısı transfer katsayısı değerine önemli bir etkisi olmamıştır.



Şekil 7. Tank orta kesitindeki izotermler a) Ra_D=4.14x10⁶ (Durum 1) b) Ra_D=1.5x10⁸ (Durum 4).



Şekil 8. Tank orta kesitindeki izotermler c) $Ra_D=2.47 \times 10^7$ (Durum 2) d) $Ra_D=1.5 \times 10^8$ (Durum 3).



Şekil 9. Isıtma kangalı ortalama ısı transfer katsayısının zamanla olan değişimi.

Isıtma kangallarındaki zaman ortalama ısı transfer katsayısını etkileyen temel faktörün boruya ait Rayleigh sayısı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu yüzden, Durum 2 ve Durum 3'de elde edilen zaman ortalama ısı transfer katsayı değerleri hemen hemen aynıdır.

5. SONUÇLAR

Oluksuz olarak oluşturular bir gemi kargo tankına yerleştirilmiş ısıtma kangallarından olan 3B doğal taşınımla 1sı geçişi farklı Rayleigh sayıları ve sınır koşulları için sayısal olarak yöntemi ile incelenmiştir. Sonlu hacim gerçekleştirilen çalışmada 2 saatlik bir ısıtma süresi boyunca ısıtma kangaltarından olan zaman ortalama 1si transfer katsayıları sırasıyla $Ra_D = 4.14 \times 10^6$ için 34.62 W/m²K, $Ra_D = 2.47 \times 10^7$ için 88.90 W/m²K ve Ra_D= 1.5×10^8 için 103.79 W/m^2K olarak hesaplanmıştır. Rayleigh sayısındaki artış ısıtma kangalından tanktaki ağır yakıta olan doğal taşınımla olan ısı geçişini iyileştirmiştir. **Z**ank duvarlarından olan ısı kaybının ısıtma kangallarından elde edilen zaman ortalama 1s1 transferi katsay1s1 değerine önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür. İsıtma kangallarından ağır yakıta olan doğal taşınımla ısı geçişini etkileyen temel faktörün boruya ait Rayleigh sayısı olduğu sonucuna varılmıştır. Rayleigh sayısındaki artışla birlikte iyileşen ısı transferinin, tank içerisindeki ağır yakıtın ortalama ve maksimum hız değerleri üzerinde

öpemli bir etkisi olduğu görülmüştür. Isıtılmış ağır yakıtın sınkülasyonunun hızı Ra_D=1.5x10⁸ için ortalama olarak 0.096 m/s değerine yaklaşırken, maksimum hızı 0.133 m/s'ye ulaşmıştır. Kargonun sirkülasyonu, akışkanın termofiziksel özelliklerinden, tank duvarlarının ve usıtma kangallarının sınır şartlarından etkilendiği sonucuna varılmıştır.

Kısaltma Listesi

- V_{ort} Ortalama hız
- V_{maks}. Maksimum hız
- Ra Rayleigh sayısı
- RaD Isıtma kangal borusu Rayleigh sayısı
- Nu Ortalama Nusselt sayısı
- Pr Prandtl sayısı
- Gr Grashof sayısı
- GrD Isıtma kangal borusu Grashof sayısı
- H Kargo tank yüksekliği
- W Kargo tankının genişliği
- L Kargo tankının uzunluğu
- do Boru dış çapı
- d_i Boru iç çapı
- T Sıcaklık
- T_b Yığın sıcaklığı
- T_f Film sıcaklığı
- T_{p,0} Boru dış yüzey sıcaklığı
- T_{∞} Boru etrafındaki akışkanın sıcaklığı
- T_m Akışkanın ortalama sıcaklığı
- T_i Akışkanın başlangıç sıcaklığı
- T_s Akışkanın son durumdaki sıcaklığı

- Q_H Ön ısıtılması için gereken ısı miktarı
- QL Isı kaybı
- Q_T Toplam 1s1 miktarı
- U Toplam 1s1 transfer katsay1s1
- U_b Bordadan olan toplam 151 transfer katsay151
- Ug Güverteden olan toplam 151 transfer katsay151
- U_{çd} Çift dipten olan toplam ısı transfer katsayısı
- A Isı transfer yüzey alanı
- ΔT_{M1} Ağır yakıt ortalama sıcaklık farkı
- ΔT_{M2} Isıtma kangalı ortalama sıcaklık farkı
- T_s Isıtma kangal borusu ortalama buhar sıcaklığı
- Le Efektif ısıtma kangal boru uzunluğu
- P1 Isıtma kangal borusunun girişindeki buhar basıncı
- P2 Isıtma kangal borusu çıkışındaki yoğuşma basıncı
- Δ_i Entalpi farkını
- vi Kangal borusu girişindeki buharın birim kütlesinin hacmi
- $\lambda_{\rm m}$ Yoğuşan buharın sürtünme katsayısını
- g Yerçekimi ivmesi
- h Isıtma kangal borusundaki zaman ortalama ısı transfer katsayısı
- $\Delta \theta$ Sıcaklık farkını
- Δt Zaman adımı
- δ_t Isıl sınır tabaka kalınlığı

ESER SAHİPLİĞİ KATKI BEYANI

Koray ŞAHİN: Kavramsallaştırma, Yöntem Bilimi, Doğrutama, Şekilsel analiz, Kaynaklar, Yazını-Orijinal Faslak, Yazım-Gözden Geçirme ve düzenleme, Veri iyileştirme, Yazılım, Görselleştirme, Denetleme, Proje yönetimi, Fon desteği alımı

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazar bu makalenin gerçek, olası veya algılanan çıkar çatışmasına sahip olmadığını beyan etmektedir.

ETİK KURUL İZNİ

Bu çalışma için etik kurul iznine gerek yoktur.

FONLAMA DESTEĞİ

Bu çalışma İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir (Proje Numarası: 2023-GAP-GIDF-0010).

ORCID Numarası

Koray ŞAHİN <u>https://orcid.org/0000-0003-4433-2210</u>

6. KAYNAKLAR

- Akagi, S., Kato, H. (1987). Numerical analysis of mixed convection heat transfer of a high viscosity fluid in a rectangular tank with rolling motion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(11): 2423– 2432. doi: 10.1016/0017-9310(87)90232-8.
- Akagi, S., Uchida, K. (1987). Fuid motion and heat transfer of a high-viscosity fluid in a rectangular tank on a ship with oscillating motion. *Journal of Heat Transfer*, 109(3): 633–641. doi: 10.1115/1.3248135.
- Altaç, Z., Uğurlubilek, N. (2016). Assessment of turbulence models in natural convection from two- and three-dimensional rectangular enclosures.
 International Journal of Thermal Sciences, 107: 237–246. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.04.016.
- Introduction to heat transfer, First Edition, 632 p., Pearson, ISBN: 9780133910612.
- **Çengel, A.Y., Ghajar, J.A. (2015)**. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, Fifth edition, 992 p., Mc Graw Hill, ISBN: 0073398187.
- Churchill, S.W., Chu, H.H.S. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(11): 1323–1329. doi: 10.1016/0017-9310(75)90243-4.
- Córdoba, P.A., Silin, N., Dari, E.A. (2015). Natural convection in a cubical cavity filled with a fluid showing temperature-dependent viscosity. *International Journal of Thermal Sciences*, 98: 255–265. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.07.007.
- **Cotter, M.A., Charles, M.E. (1992).** Cylindrical Storage Tanks : Transient Cooling of Petroleum by Natural Convection in Cylindrical Storage Tanks: A Simplified Heat Loss Model. *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 70: 1090–1093.
- De Césaro Oliveski, R., MacAgnan, M.H., Copetti, J.B., De La Martinière Petroll, A. (2005). Natural convection in a tank of oil: Experimental validation of

a numerical code with prescribed boundary condition. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29(6): 671–680. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2004.10.003.

- Gao, J., Wu, W., Zhang, J., Tu, J., Wang, X., Yang, S. (2019). Numerical simulation analysis of oil heating process of oil tanker in Arctic route. Proceedings - 2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing, WCMEIM 2019, pp. 420– 423. doi: 10.1109/WCMEIM48965.2019.00089.
- Hmouda, I., Rodriguez, I., Bouden, C., Oliva, A. (2010). Unsteady natural convection cooling of a water storage tank with an internal gas flue. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(1): 36–47. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.05.011.
- Li, D., Yu, Y., Wu, Y., Zhao, X., Meng, L., Wang, Q., Arici, M. (2023). Thermo-economics evalation of crude oil heating arranged with finned coil in floating roof tank. *Journal of Cleaner Production*, 415: 137802. doi: 10.1016/j.jclepro.2023.137802.
- Magazinovic, G. (2018a). Cargo Tank Heating Using Vertically Arranged Heating Coils, Proceedings of the 23rd Symposium on Theory and Practice of Shipbuilding, 27-29 September 2018, pp. 349–356.
- Magazinović, G. 2018b. "Multi level heating coil bundle". Patent No. WO 2018/234380 A1.
- Magazinović, G. (2019). Vertical arrangement of colls for efficient cargo tank heating. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 11(2): 662-670. doi: 10.1016/j.ijnaoe.2019.02.004.
- Magazinović, G. (2020). Circulation-Enhanced Tank Heating Using Shallew Profile Coil Bundles. *Journal* of Marine Science and Application, 19(2): 234–245. doi: 10.1007/s11804-020-00149-z.
- Magazinović, G. (2021). Multi-level Coil Bundle for Efficient Cargo Tank Heating. *Journal of Marine Science and Application*, 20(3): 467–476. doi: 10.1007/s11804-021-00215-0.
- Maritime Safety Completee (MSC), (2014). Amendments To The International Code For The Construction And Equipment Of Ships Carrying Liquefied Gases In Bulk (Igc Code), Vol. 1, Issue 22 Jan.
- Menter, F.R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8): 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149.
- Mohn, F. 1971. "System for lasting, lossing, sirkulasjon og oppvarming av en flytende last i en skipstank". Patent No. 1211316.
- Ponton, G.E. (1982). Reducing Fuel Consumption for Liquid Cargo Heating Systems. *Marine Technology*,

19(N 4): 377-386. doi: 10.5957/mt1.1982.19.4.377.

- Rodríguez, I., Castro, J., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A. (2009). Unsteady numerical simulation of the cooling process of vertical storage tanks under laminar natural convection. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(4): 708–721. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.06.002.
- Sahin, K., (2015). Analysis of heat transfer in crude oil tanker's cargo tanks and cargo heating system. MSc Thesis, Istanbul Technical University.
- Sahin, K., Ergin S. (2019). Mumerical Study on Natural Convection in a Ship Cargo Tank. Sustainable Development and Innovations in Marine Technologies - Proceedings of the 18th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean (IMAM), pp. 512-519. doi: 10.1201/9780367810085-68.
- Sahin, K., Ergin, S. (2021). Numerical investigation on the effects of different heating systems and coil tube arrangements on the hee convection heat transfer in a confined space filled with high viscosity fluid. *Thermal Science and Engineering Progress*, 26(September), 101099. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101099.
- Sahin, K. (2022). Gemi kargo tanklarında doğal taşınımla olan isı geçişinin sayısal ve deneysel olarak ineelenmesi. PhD Thesis, Istanbul Technical University.
- Sahin, K. (2025). Numerical modeling of natural convection heat transfer from a horizontally positioned tube layer immersed in a tank. *International Journal of Thermal Sciences*, 214: 109853. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2025.109853.
- Sahin, K., Ergin, S. (2025). Experimental investigation of natural convection heat transfer in a ship cargo tank filled with high-viscosity fluid. *Thermal Science and Engineering Progress*, 61: 103596. doi: 10.1016/j.tsep.2025.103596.
- Sapra, R. (2016). Cargo oil heating practices. Standard Safety, Tankers, 16–18 May. https://www.standardclub.com/media/2179911/cargo-oil-heatingpractices.pdf
- Saunders R.J. (1968). Heat Losses from Oil-tanker Cargoes. *Transactions of Institute of Marine Engineering* 90: 405–414.
- Spirax Sarco, Steam Engineering Principles and Heat Transfer, Heating with Coils and Jacket, (2025). Accessed date: 01/02/2025, https://www.spiraxsarco.com/learn-aboutsteam/steam-engineering-principles-and-heattransfer/heating-with-coils-and-jackets#article-top is retrieved.

- Suhara, J., Kato, H., Kurihara, T. (1976). Reports of Research Institute for Applied Mechanics, Experimental Studies on the Rolling Effect on Heat Losses From Oil Tanker Cargoes. Kyushu Univ, 24(76): 1–30.
- Kurihara, T., Amagata, H., (1970). Experimental Studies on Heat Transfer Coefficients and Effective Length of Tank Heating Coils in Vessels. *The Society of Naval Architects of Japan*, 40: 129–144.
- Van der Heeden, D.J., Mulder, L.L. (1965). Heattransfer in cargotanks of a 50,000 DWT tanker1. *International Shipbuilding Progress*, 12(132): 309– 328. doi: 10.3233/isp-1965-1213201.
- Yong, Y., Xinxiang, X., Qing, Y. (2017). "Chemical carrier heating coil arrangement method". Patent No. CN104608900B.
- Zhao, J., Wei, L., Dong, H., Liu, F. (2016). Research on heat transfer characteristic for hot oil spraying heating process in crude oil tank. *Case Studies in Thermal Engineering*, 7(199): 109–119. doi: 10.1016/j.csite.2016.04.001.