



Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Periyodik Oluklu bir Kanalda Laminer Pulsatif Akışın Isı Transferi Karakteristiğinin Sayısal Analizi

 Selma AKÇAY^{a,*}

^a Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Çankırı Karatekin Üniversitesi, Çankırı, TÜRKİYE

* Sorumlu yazarın e-posta adresi: selmaakcay@karatekin.edu.tr

DOI: <https://doi.org/10.29130/dubited.1110551>

ÖZ

Bu çalışmada, periyodik oluklu bir kanalda laminar pulsatif akışın hidrolik ve ısıl davranışları üzerindeki etkileri sayısal olarak analiz edilmiştir. Sayısal çözümler, sonlu hacim yaklaşımı ile analiz yapan FLUENT programı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, pulsatif genlik (A), Strouhal sayısı (St), Reynolds sayısı (Re) değiştirilmiş ve diğer parametreler sabit tutulmuştur. Oluklu kanalın alt ve üst yüzeyleri $T_w=350K$ sıcaklığında korunmuştur. Sayısal sonuçlar, Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f) ve termo-hidrolik etkinlik (THE) açısından sürekli akış şartları ile karşılaştırılarak sunulmuştur. Pulsatif parametrelerin ve Reynolds sayısının kanal içindeki davranışını gözlemlemek için anlık akış ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Çalışma sonuçları, kanal içindeki akışın kanal geometrisinden, pulsatif parametrelerden ve Reynolds sayısından önemli derecede etkilendiğini göstermiştir. Artan Re ve pulsatif parametreler ile hafif bir basınç düşüşü ile ısı transferinde kayda değer bir iyileşme sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, Oluklu kanal, Pulsatif akış, Sürtünme faktörü

Numerical Analysis of Heat Transfer Characteristic of Laminar Pulsating Flow in a Periodical Corrugated Channel

ABSTRACT

In this study, the effects of laminar pulsating flow on hydraulic and thermal behaviors in a periodical corrugated channel are numerically analyzed. Numerical solutions are realized with the FLUENT software, which analyzes with a finite volume approach. In the study, the pulsating amplitude (A), Strouhal number (St) and Reynolds number (Re) were changed and other parameters were kept constant. The lower and upper surfaces of the corrugated channel are preserved at $T_w = 350$ K. Numerical results are presented in terms of Nusselt number (Nu), friction factor (f), and thermo-hydraulic efficiency (THE) by comparing them with steady flow conditions. Instantaneous flow and temperature distributions are obtained to observe the behaviors of the pulsating parameters and Reynolds number in the channel. The results of the study show that the flow in the channel is significantly affected by the channel geometry, pulsating parameters and Reynolds number. With increasing Re and pulsating parameters, a significant improvement is achieved in heat transfer with slightly pressure drop.

Keywords: Heat transfer, Corrugated channel, Pulsating flow, Friction factor

I. GİRİŞ

Dalgalı ve oluklu yüzey geometrilerinin, ısı transferi iyileştirme çalışmalarında uzun süredir kullanıldığı bilinmektedir. Dalgalı/oluklu yüzeyler hem kendi kendine akış salınımına neden olduğu hem de ısı transfer alanını artırdığı için pek çok mühendislik uygulamalarında tercih edilen pasif ısı transfer yöntemidir. Bu yöntemler, ısıtma ve soğutma sistemleri, hava şartlandırma, ısı değiştiricileri, ulaştırma sektörü, güneş hava ısıtıcısı, kimya ve gıda prosesleri gibi pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır [1-7]. Bugüne kadar dalgalı/oluklu kanalların akış ve ısı transferini inceleyen pek çok deneysel ve sayısal çalışma yapılmış ve bu çalışma sonuçları ile dalgalı/oluklu yüzeylerin, düz kanallarla karşılaştırıldığında basınç düşümünde bir miktar artışla birlikte ısı transferi iyileşmesinde önemli bir potansiyele sahip olduğu bildirilmiştir [8-13].

Kurtulmus ve Sahin [14] oluklu kanallarda akış ve ısı transfer davranışını inceleyen bir derleme çalışması sunmuşlardır. Çalışmalarında, akış ve ısı transferini iyileştirmek amacıyla oluklu kanallarda uygulanan aktif ve pasif metodlar üzerine odaklanmışlardır. Ayrıca oluklu kanalların dizayn parametrelerini, enerji sistemlerindeki sonuçlarını ve uygulamalarda karşılaşılan zorlukları araştırmışlar ve tartışmışlardır. Zontul vd. [15] yaptıkları deneysel ve sayısal çalışma ile dikdörtgen oluklu bir kanalda akış ve ısı transferini inceleyerek anlık akış görüntülerini elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda, Reynolds sayısı (Re) ile Nusselt sayısının (Nu) ve sürtünme faktörünün (f) arttığını, termohidrolik performansın (THP) ise azaldığını rapor etmişlerdir. Brodnianská ve Kotšmíd [16] farklı dalga şekline sahip bir kanalda ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve artan Re ve azalan kanal yükseliği ile ısı transferinin iyileştiğini bildirmişlerdir. Mehta vd. [17] asimetrik dalgalı kanallarda duvar dalga genliğinin akış ve ısı performansına etkilerini laminar akış koşullarında sayısal olarak analiz etmişler ve artan Re ve duvar dalga genliklerinde Nu'nun arttığını bildirmişlerdir.

Doğal taşınımın kullanıldığı pasif yöntemler, her ne kadar ekonomik ve güvenli olsa da bu yöntemle elde edilen taşınım ısı transfer hızı oldukça düşüktür. Daha yüksek ısı transfer hızı gereken uygulamalarda, bu yöntem yetersiz kalmaktadır. Özellikle elektronik cihazlar gibi hassas parçaların etkin bir şekilde çalışabilmesi için uygun sıcaklık koşullarının sağlanması gerekmektedir. Bu nedenle daha yüksek ısı transferi gereken uygulamalarda aktif tekniklerden yararlanılmaktadır. Aktif teknikler, akış ve yüzey salınımları, jet çarpması, manyetik ve elektrik alan uygulamaları, temel akışkana nano boyutlu parçacıkların ilavesi gibi uygulamaları içermektedir. Bu konuda yapılan araştırmalar, bu uygulamaların daha yüksek ısı transferi sağladığını bildirmiştir [18-20].

Sürekli akış yerine pulsatif akışın kullanılması ısı transferi iyileştirmede etkili bir yaklaşımdır. Pulsatif akış, periyodik salınımlar ile homojen bir akış karışımı sağlayarak ısı ve kütle transferini artırmaktadır. Pek çok araştırmacı bu konuda değerli çalışmalar sunmuştur. Bu çalışmaların sonucunda, bir miktar basınç düşüşü ile pulsatif parametrelere bağlı olarak ısı transferinde önemli iyileşme elde edildiği bildirilmiştir [21, 22]. Ye vd. [23] yaptıkları kapsamlı bir derleme çalışmasında, ısı transferi iyileştirmede pulsatif akışın kullanıldığı çalışmaları incelemişlerdir. Esfe vd. [24] ısı transferi içeren ve içermeyen durumlar için pulsatif akış kullanılan uygulamaları kapsayan bir derleme çalışması sunmuştur. Munoz-Camara vd. [25] yaptıkları çalışma ile akışkan olarak propilen glikol kullanıldığı delikli bölmeler içeren dairesel bir kanalda laminar akış şartlarında, salınımlı akışın ısı transfer oranını 3-5 kat artırdığını bildirmişlerdir.

Aktif ve pasif ısı transferi iyileştirme tekniklerinin birlikte kullanılması sistemin termal performansını artırmada daha etkili olabilir. Birleşik teknikler olarak adlandırılan bu yöntem, aktif ve pasif yöntemlerden daha yüksek ısı transfer artışına sahiptir. Son yıllarda, ısı transferi iyileştirme konusunda birleşik yöntemlere olan ilgi artmıştır. Dalgalı/oluklu kanallarda pulsatif akış şartlarında akış ve ısı transferi davranışları incelemek için pek çok araştırma yapılmış ve pulsatif parametrelerin kanal geometrisine ve diğer akış özelliklerine bağlı olarak ısı performansını arttırdığı kanıtlanmıştır [26-33]. Akdag vd. [34-36] yaptıkları üç ayrı çalışma ile sinusoidal, trapezoidal ve üçgen dalgalı kanallarda laminar pulsatif akış şartlarında akış ve ısı transferini araştırmışlar ve artan pulsatif parametreler ve Re

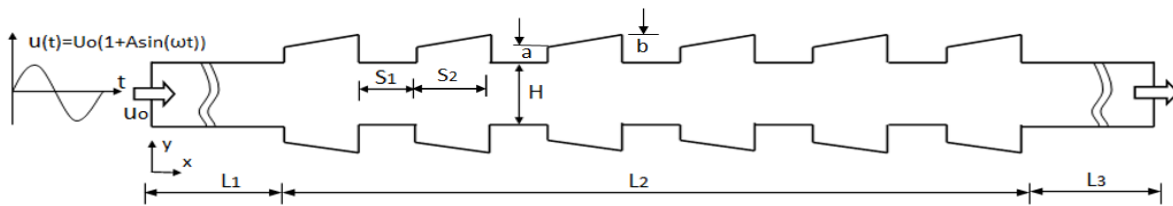
ile ısı performansının arttığını belirterek sürtünme kaybının da bir miktar yükseldiğini bildirmişlerdir. Pan vd. [37] deneysel ve sayısal çalışmaları ile kare oluklu bir kanalda pulsatif akışın, akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişler ve artan genlikle birlikte ısı iyileşmenin arttığını bildirmişlerdir. Kurtulmus ve Sahin [38] sinusoidal dalgalı bir kanalda, türbülanslı pulsatif akış şartlarında $0,11 \leq St \leq 2,07$ aralığı için hidrolik ve ısı davranışlarını deneysel ve sayısal olarak araştırmışlar ve en yüksek ısı transferi iyileşmesinde optimum bir St olduğunu ve artan Re ile pulsatif frekansın etkilerinin azaldığını rapor etmişlerdir. Hoang vd. [39] V-şeklinde oluklu bir kanalda pulsatif akış şartlarında basınç düşüşü ve ısı transfer özelliklerini, farklı Reynolds sayılarında, pulsatif genlik ($A \leq 1,0$) ve pulsatif frekans değerlerinde ($0,0 \leq St \leq 0,79$) sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, pulsatif akışın sürekli akış koşullarına göre ısı transferini önemli derecede iyileştirdiğini ve ısı performansının 1,4 kat arttığını bildirmişlerdir. Aslan vd. [40] üçgen oluklu bir kanalda akış salınımlarının ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini türbülanslı akış için sayısal olarak analiz etmişlerdir. Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının azaldığını, sürtünme faktörünün ise arttığını, ayrıca artan salınım frekansı ile Nusselt sayısının, sürtünme faktörünün ve termo-hidrolik performansın arttığını bildirmişlerdir.

Mevcut literatür araştırmasına göre, farklı geometriye sahip oluklu kanallarda sürekli ve pulsatif akış şartlarında akış ve ısı transferini inceleyen pek çok çalışmaya rastlanmaktadır. Bu çalışmaların temel amacı, en yüksek ısı transferini mümkün olan en az basınç düşüşü ile sağlayan kanal geometrisini ve akışla ilgili diğer parametreleri belirlemektir. Bu şartları sağlayan uygun ısı transfer teknolojisi halen araştırılmaktadır ve bu konuda yeni çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma, farklı geometriye sahip periyodik oluklu bir kanalda akış ve ısı transferi üzerindeki pulsatif akışın etkilerini araştırmaya odaklanmıştır. Yapılan çalışmada periyodik oluklu bir kanalda pulsatif parametrelerin ve Reynolds sayısının hidrolik ve ısı performans üzerindeki etkileri sürekli akış şartları ile karşılaştırılarak sayısal olarak incelenmiştir.

II. SAYISAL ÇALIŞMA

A. SAYISAL MODELİN GEOMETRİSİ

Bu bölümde, sayısal modelin geometrisi detaylı olarak açıklanmıştır. Şekil 1, çalışmada kullanılan periyodik oluklu bir kanalın geometrisini göstermektedir. Kanal yüksekliği $H=12$ mm'dir. Kanalın giriş ve çıkışında ısıtılmamış düz bölümlerin uzunluğu sırasıyla $L_1=5H$ ve $L_3=10H$ olarak düşünülmüştür. Oluklu bölümler arasındaki mesafe $S_1=H$ olarak alınmıştır. Kanalın periyodik genişleyen bölümleri ile ilgili ölçüler $S_2=1,5H$, $a=2$ mm ve $b=5$ mm olarak alınmıştır. Kanalın L_2 uzunluğu altı adet oluklu bölümleri içermektedir. Zontul vd. [15] dikdörtgen oluklu bir kanalın 2B ve 3B simülasyonlarından elde edilen sonuçları, deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve 2B modelin kabul edilebilir doğruluk sağladığını bildirmişlerdir. Bu nedenle, sunulan çalışmada kanalın genişliğinin diğer boyutlara göre yeterince uzun olduğu kabul edilerek simülasyonlar iki boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada tüm geometrik parametreler sabit tutulmuştur.



Şekil 1. Sayısal modelin geometrisi

B. KORUNUM DENKLEMLERİ VE KULLANILAN EŞİTLİKLER

Sayısal çalışmada, akışkan sıkıştırılmaz, tek fazlı ve Newton tipi olup akışkan özelliklerinin değişmediği kabul edilmiştir. Akış, zamana bağlı laminar akış şartlarında gerçekleşmektedir. Yerçekimi ve radyasyonla ısı transferi ihmal edilmiştir. Bu kabuller doğrultusunda korunum denklemleri aşağıda verilmiştir [41, 42].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \nabla^2 u_j \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{1}{RePr} \nabla^2 T \quad (3)$$

Çalışmada ilgili parametreler, Reynolds sayısı (Re), pulsatif frekansı temsil eden Strouhal sayısı (St), pulsatif genlik (A), sürtünme faktörü (f), Nusselt sayısı (Nu) ve termo-hidrolik etkinlik (THE) olarak belirlenmiş ve bu parametreler ile ilgili eşitlikler aşağıda verilmiştir.

Re ve hidrolik çap (D_h) sırasıyla Eşitlik 4 ve Eşitlik 5 ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (4)$$

$$D_h = \frac{4HW}{2(H+W)} \quad (5)$$

Burada, H ve W , sırasıyla kanalın yüksekliğini ve genişliğini, ρ akışkan yoğunluğunu, μ dinamik viskoziteyi, u ise kanal girişinde akışkanın ortalama hızını temsil etmektedir.

Boyutsuz pulsatif frekans olarak kabul edilen Strouhal sayısı Eşitlik 6 ile elde edilmiştir.

$$St = \frac{\omega D_h}{u} \quad (6)$$

Burada, $\omega (=2\pi f)$ radyan cinsinden açısal hızı, f ise frekansı göstermektedir.

Isı transfer miktarı, Nusselt sayısı ile hesaplanmış ve ortalama Nusselt sayısı Eşitlik 7 ile verilmiştir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (7)$$

burada k_f akışkanın ısı iletkenlik katsayısını gösterir, h ise taşınım ile ısı transfer katsayısını temsil etmekte olup Eşitlik 8 ile hesaplanmıştır.

$$h = \frac{Q_{conv}}{A_L \Delta T_{lm}} \quad (8)$$

$$Q_{conv} = mC(\bar{T}_{i,b} - \bar{T}_{o,b}) \quad (9)$$

burada, Q_{conv} , A_L , m ve C sembolleri sırasıyla taşınım ısı transfer hızını, toplam ısı transfer alanını, kütleli debiyi ve özgül ısıyı göstermektedir. Kanaldaki logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_{lm}) Eşitlik 10 ile bulunmuştur.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\bar{T}_{i,b} - \bar{T}_{o,b})}{\ln\left(\frac{T_w - \bar{T}_{i,b}}{T_w - \bar{T}_{o,b}}\right)} \quad (10)$$

Burada, $T_{i,b}$, $T_{o,b}$, ve T_w sırasıyla kanal giriş ve çıkışındaki akışkanın ortalama yığın sıcaklığını ve kanal yüzey sıcaklığını temsil etmektedir.

Çevrim ortalamalı Nusselt sayısı (Nu_p) Eşitlik 11 ile hesaplanmıştır. Nu_p için önce kanal uzunluğu boyunca ortalama Nu değerleri elde edilmiş ve daha sonra bu değerlerin bir çevrim boyunca zaman ortalaması hesaplanmıştır.

$$Nu_p = \frac{1}{\tau L} \int_0^{\tau} \int_{x_o}^L Nu(x, t) dx dt \quad (11)$$

Burada, τ çevrimin zaman periyodunu, L ısıtılmış kanal uzunluğunu, x_o kanal girişindeki adyabatik uzunluğu göstermektedir.

Nusselt sayısına göre hesaplanan ısı transfer performansı (η) Eşitlik 12 ile verilmiştir.

$$\eta = \frac{Nu_p}{Nu_s} \quad (12)$$

Burada, Nu_p ve Nu_s sırasıyla pulsatif akış ve sürekli akış şartlarında hesaplanan Nusselt sayılarını temsil etmektedir.

Yüzey alanının artması ve pulsatif parametreler, her ne kadar ısı transfer hızını artırırsa da kanal içindeki sürtünmeler nedeniyle basınç düşüşünü de yükseltecektir. Bu nedenle ısı transferi iyileştirme çalışmaları, basınç düşüşü ile birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir.

Sürtünme faktörü (f) ve boyutsuz sürtünme faktörü (Γ), sırasıyla Eşitlik 13 ve 14 ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho u^2 L} \quad (13)$$

$$\Gamma = \frac{f_p}{f_s} \quad (14)$$

burada ΔP kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı, f_p ve f_s ise sırasıyla pulsatif akış ve sürekli akış için hesaplanan sürtünme faktörlerini göstermektedir.

Pulsatif akışın sürekli akışa göre performansı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne bağlı olarak hesaplanan termo-hidrolik etkinlik (THE) ile analiz edilmektedir (Eşitlik 15).

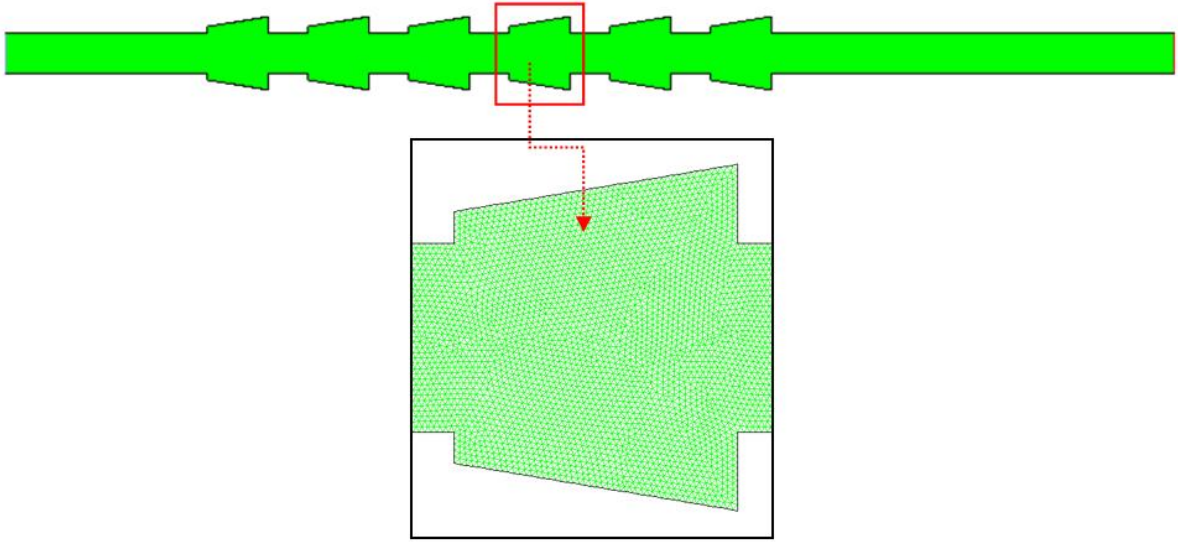
$$THE = \frac{(Nu_p/Nu_s)}{(f_p/f_s)^{1/3}} \quad (15)$$

C. SAYISAL METHOD

Sayısal modelin geometrisi ve ağ yapısı, Gambit programı ile oluşturulmuştur. Şekil 2'de, oluşturulan sayısal modelin ağ yapısı detayı ile birlikte verilmiştir. Farklı eleman yapılarında ağ yapısı oluşturulmuş ve yüksek ağ kalitesi (0.95) nedeniyle üçgen elemanlar tercih edilmiştir. Sayısal

çözümler, FLUENT 15.0 [41] programı yardımıyla gerçekleştirilmiş ve iterasyonlarda hız/basınç eşleşmesi için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Uzamsal ayrıklaştırma için ikinci dereceden ileri fark (upwind) şeması kullanılmıştır. Yakınsama kriteri olarak tüm eşitlikler için 10^{-7} değeri ayarlanmıştır.

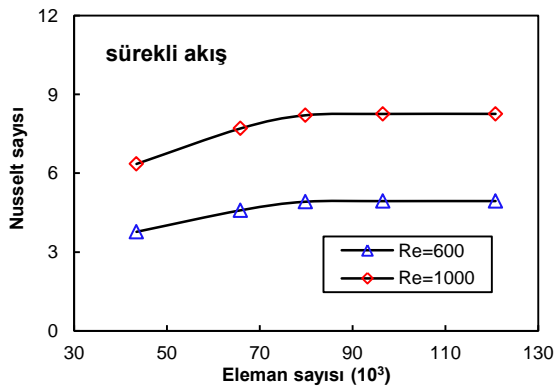
Sayısal çalışma, farklı pulsatif genlikler (A : 0.5, 1 ve 1.5), Strouhal sayıları (St : 2, 5, 8) ve Reynolds sayıları (Re : 200, 600, 1000) için gerçekleştirilmiştir. İş yapan akışkan olarak su kullanılmış ve kanal malzemesi alüminyum seçilmiştir.



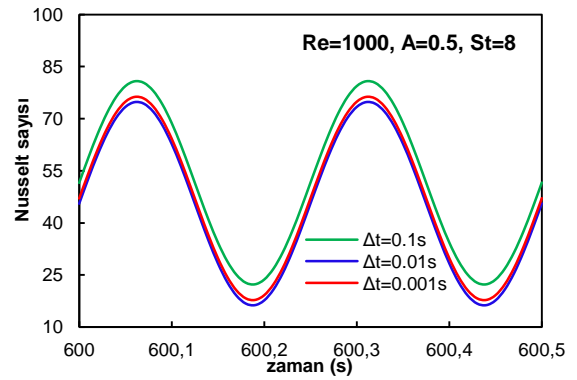
Şekil 2. Sayısal modelin ağ yapısı

D. AĞ ve ZAMAN ADIMI BAĞIMSIZLIK TESTLERİ

Sayısal çalışmada, çözümlerin ağ yapısından bağımsız olduğunu belirlemek için çeşitli eleman sayılarında Nusselt sayıları hesaplanmış ve 125596 eleman sayısından sonra Nusselt sayısındaki değişiminin %1'in altında olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle, sayısal modele 125596 eleman sayısındaki ağ yapısı uyarlanmıştır. Sürekli akış şartları için farklı Reynolds sayılarında hesaplanan eleman sayısı ile Nusselt sayısının değişimi Şekil 3a'da sunulmuştur. Çözümlerin zaman adımından (Δt) bağımsız olduğu en uygun zaman adımı boyutunu belirlemek için farklı zaman adımlarında Nusselt sayıları hesaplanmış ve $\Delta t=0,01s$ zaman adımından sonra Nusselt sayısındaki değişiminin oldukça küçük olduğu tespit edilmiştir (Şekil 3b). Bu nedenle, iterasyonlar $\Delta t=0,01s$ zaman adımında 3600s'ye kadar devam etmiş ve daha sonra akış ve ısı transfer hesaplamaları elde edilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3. (a) Eleman sayısı ile Nusselt sayısının değişimi, (b) Farklı zaman adımları için Nusselt sayısının değişimi

E. SINIR ŞARTLARI

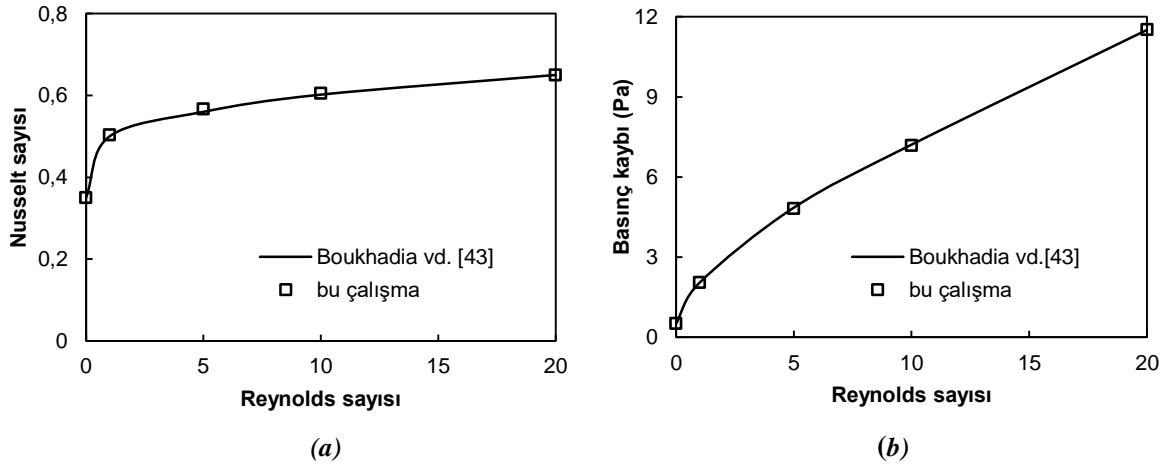
Akışkanın kanala $T_i=293\text{K}$ sıcaklığında uniform olarak girdiği kabul edilmiştir. Kanal girişinde “hız giriş” sınır şartı uygulanmış ve sinusoidal hız profili Eşitlik 16 ile tariflenmiştir.

$$u_{in} = u[1 + A\sin(\omega t)] \quad (16)$$

Burada, u akışkanın kanal girişindeki ortalama hızı, A pulsatif genlik, ω ise açısal hızdır. Açısal hıza bağlı olarak hesaplanan pulsatif frekans, Strouhal sayısı (St) olarak tariflenmiştir. Kanal çıkışında “dışa akış” sınır şartı uygulanmıştır. Bu sınır şartının uygunluğunu kontrol etmek amacıyla orta ekseninde kanal boyunca hızların konuma göre türevi çizdirilmiş ve türev büyüklüklerinin sıfıra eşit olduğu kontrol edilmiştir. Kanalin oluklu alt ve üst yüzeyleri $T_w=350\text{K}$ sıcaklığında sabit tutulmuştur. Kanal giriş ve çıkışındaki düz bölümler için adyabatik sınır şartı ve tüm yüzeyler için kaymaz sınır şartı tariflenmiştir.

III. TARTIŞMA ve SONUÇLAR

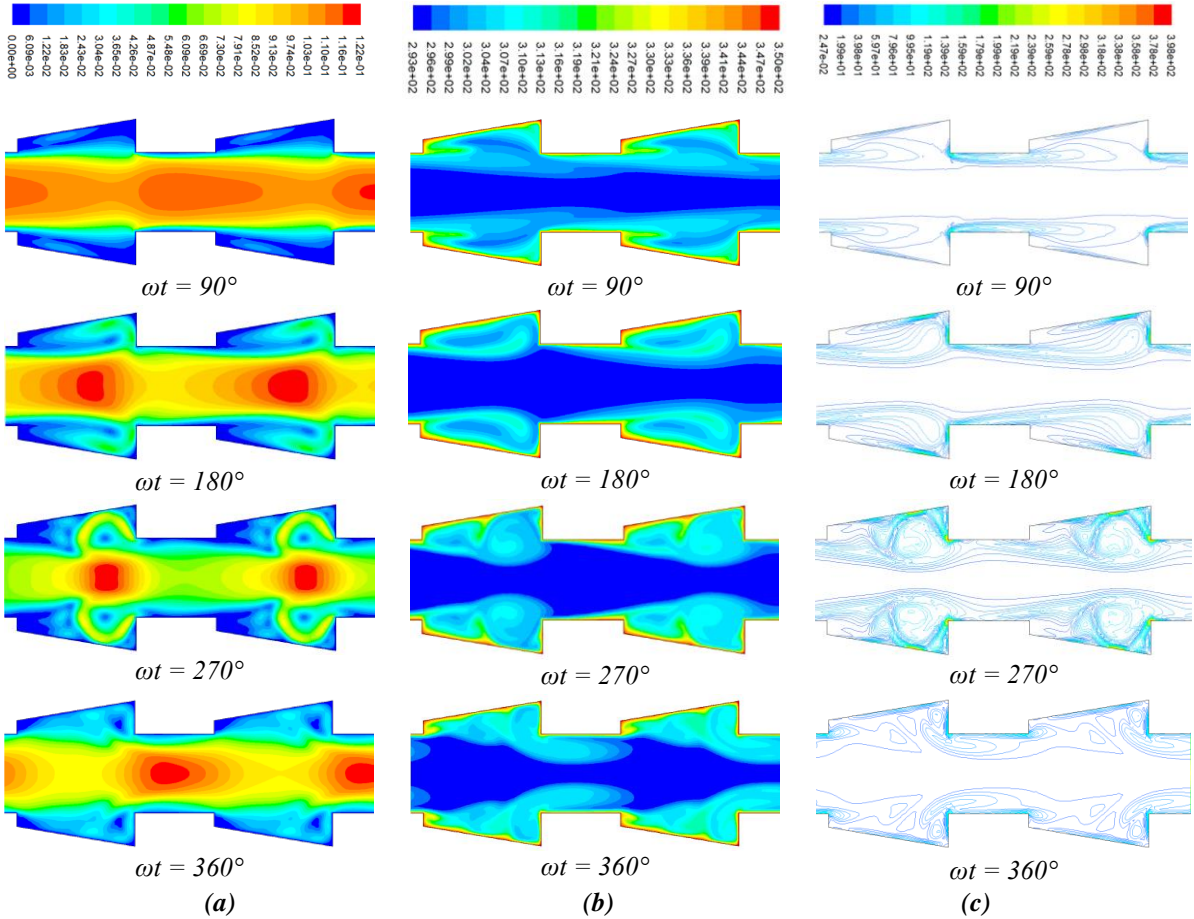
Sayısal çalışmanın doğruluğunu belirlemek için elde edilen çözümler, Boukhadia vd. [43] tarafından yapılan sayısal çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada, 12mm hidrolik çapında bir kanal akışında $0 \leq Re \leq 20$ için Nusselt sayısı (a) ve basınç düşüşü (b) hesaplanmıştır. Her iki çalışma sonucu arasındaki uyum Şekil 4 ile gösterilmiştir. Çalışma, aynı zamanda Akcay [44] tarafından, aynı kanal geometrisi kullanılarak yapılan sayısal çalışma ile de doğrulanmıştır (Bakınız Ref. [44]).



Şekil 4. Sayısal çözümün önceki çalışmalarla karşılaştırılması, (a) Re ile Nu, (b) Re ile basınç kaybı (Pa)

Bu bölümde, periyodik oluklu bir kanalda Re ve pulsatif parametrelerin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri sürekli akış şartları ile karşılaştırılarak tartışılmıştır. Pulsatif akış nedeniyle kanal içinde zamana bağlı periyodik bir akış oluşmaktadır. Bu nedenle, ısı transferi de periyodik olarak değişecektir. Isı transferi ve sürtünme faktörü hesaplamalarında bir pulsatif çevrim dikkate alınarak yapılmıştır. Bir pulsatif çevrim $\omega t=2\pi$ radyan veya 360° olarak kabul edilmiştir. Pulsatif akışta, akış ve ısı transfer davranışını gözlemlemek için kanal içinde farklı parametrelerde anlık akış ve sıcaklık görüntüleri elde edilmiştir.

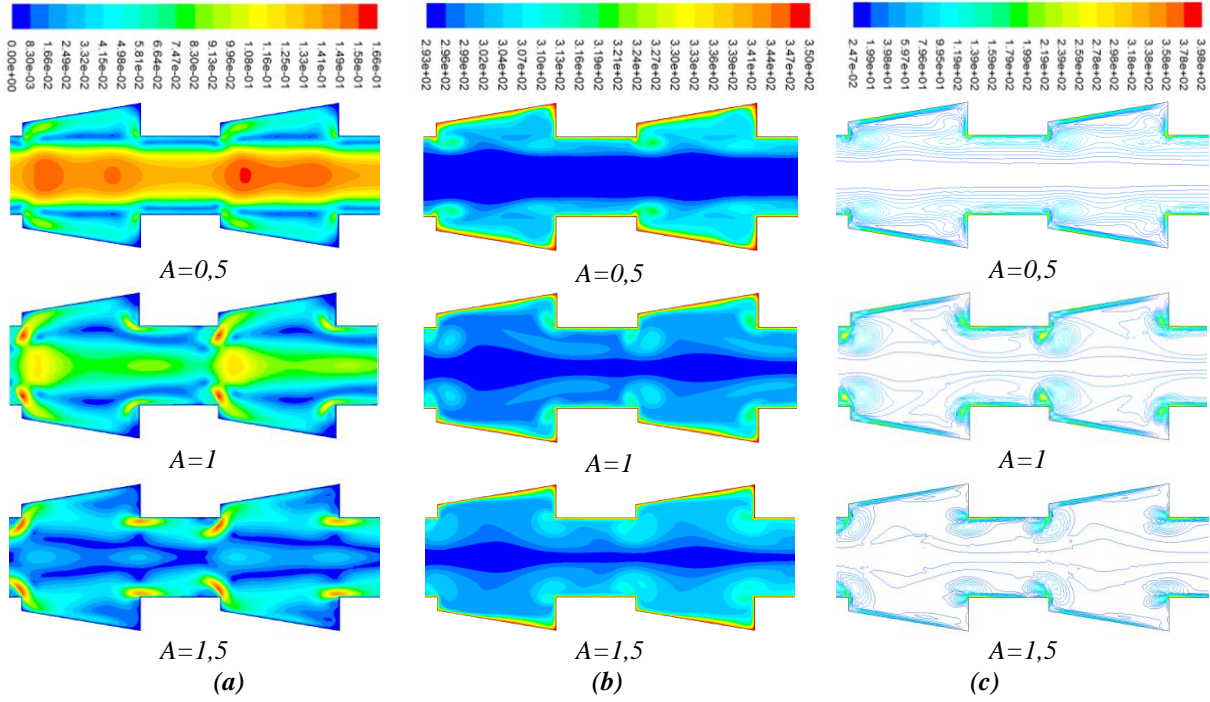
Şekil 5 a, b, c, $Re=1000$, $A=0,5$, $St=2$ için bir pulsatif çevrim boyunca sırasıyla hız, sıcaklık ve vorteks yapılarını göstermektedir. Kanalda bir çevrim boyunca akış ve sıcaklık alanlarının oldukça değiştiği gözlenmektedir. Faz açılarından, $\omega t = 90^\circ$ ve $\omega t = 360^\circ$ 'de akış aşağı yönde hareket ederken, $\omega t = 180^\circ$ ve $\omega t = 270^\circ$ 'de ters yönde yani kanal girişine doğru akmaktadır. $\omega t = 90^\circ$ olduğunda oluklu kanalın genişleyen bölümlerinde yüzeye yakın ve uzunlamasına akış döngüleri oluşmaya başlamıştır ve kanal merkezinde herhangi bir akış çevrimleri oluşmaz. $\omega t = 180^\circ$ faz açısında akış, ters yönde akmaya başlar, ana akış inceler ve akış döngüleri kanalın genişleyen kısmını kaplayarak daha da büyüdüğü görülmüştür, ayrıca bu yapılar kanalın merkezine doğru genişlemiştir. $\omega t = 270^\circ$ 'de akış ters yönde akmaya devam eder, kanaldaki akış yapısı oldukça bozulmuştur. Kanalın genişleyen kısmındaki resirkülasyon bölgeleri oldukça belirgindir. Bu döngüler kanal yüzeylerine yakın sıcak akışkan ile merkezdeki soğuk akışkanı karıştırarak homojen bir akış karışımı sağlamaktadır. $\omega t = 360^\circ$ 'de ise akış, aşağı doğru akmaya başlar ve ters akışta meydana gelen resirkülasyon bölgeleri ana akışa katılmıştır. Pulsatif genlik ve frekans ile her çevrimde bu durum periyodik olarak yinelenir. Akış yapısındaki bu değişiklikler, hız ve ısıl sınır tabakaların gelişimini periyodik olarak engelleyerek ısıl direnci azaltır ve böylece ısı transferi iyileşir. Hız alanındaki bu değişimler, sıcaklık alanlarına da yansır. Şekil 5b'de, sıcaklık alanlarından, kanal yüzey sıcaklığının periyodik olarak değiştiği görülmektedir.



Şekil 5. $Re=1000$, $A=0,5$, $St=2$ için bir çevrim boyunca (a) Hız alanları, (b) Sıcaklık dağılımı ve (c) Vorteks yapıları

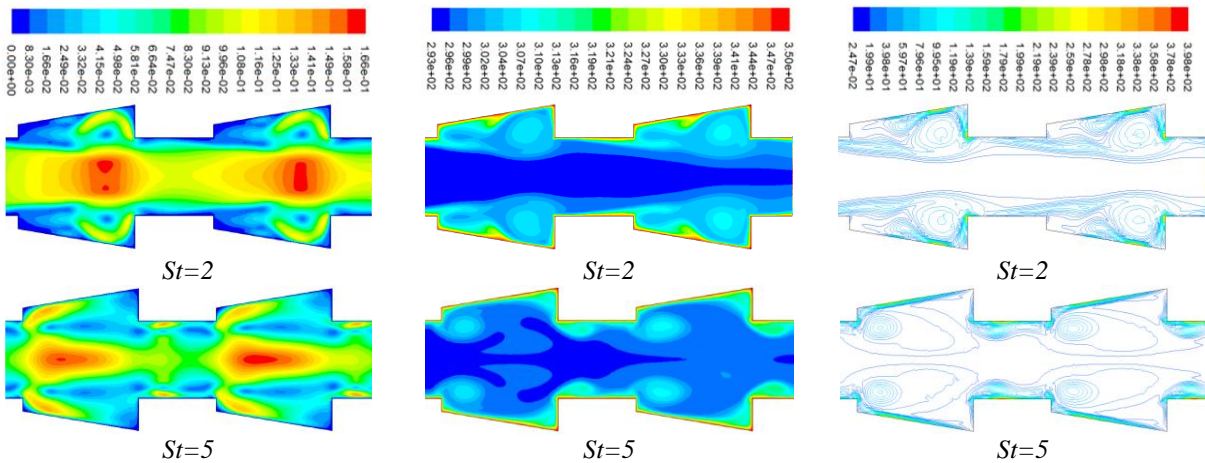
Şekil 6a, b, c'de, $Re=1000$, $St=8$ ve $\omega t=270^\circ$ parametreleri için farklı pulsatif genlikler ile sırasıyla hız, sıcaklık ve vorteks yapıları gösterilmiştir. Düşük genliklerde ($A=0,5$), $\omega t=270^\circ$ faz açısında ana akış, ters yönde hareket ederken kanalın genişleyen bölümlerinde ikincil akış döngülerinin oluştuğu görülmektedir. Artan genlikle birlikte akışta kopmalar meydana gelmiş ve ana akış yapısı tamamen bozulmuştur. Düşük genliklerde, vorteks çizgilerinin daha düz ve kanal yüzeyine yakın olduğu, artan

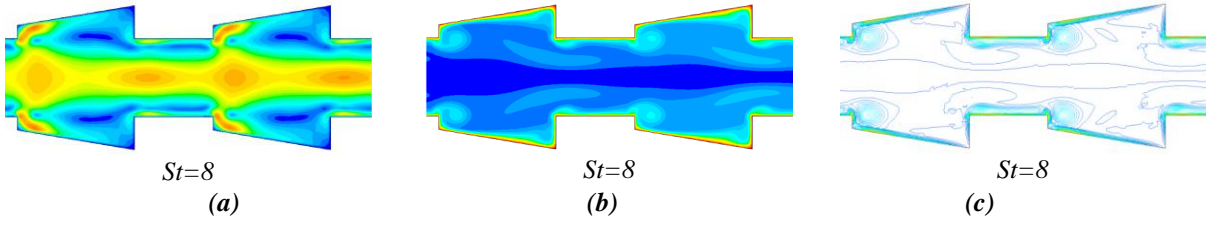
genlikle birlikte kanalın merkezinde ve kanalın genişleyen bölümlerinin başlangıç ve bitimindeki yüzeylerde resikülasyon bölgelerinin yoğunlaştığı gözlenmektedir. Bu durum sıcaklık alanlarını da etkilemekte ve artan genlikle birlikte kanal yüzeyindeki sıcaklık farkı azalmaktadır. $A=1$ durumunda kanal yüzey sıcaklığının $A=0,5$ durumuna göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bu şekillerden, akış ve sıcaklık alanlarının pulsatif genlikten oldukça etkilendiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6. $Re=1000$, $St=8$ ve $\omega t=270^\circ$ 'de farklı pulsatif genlikler ile (a) Hız alanları, (b) Sıcaklık dağılımları ve (c) Vorteks yapıları

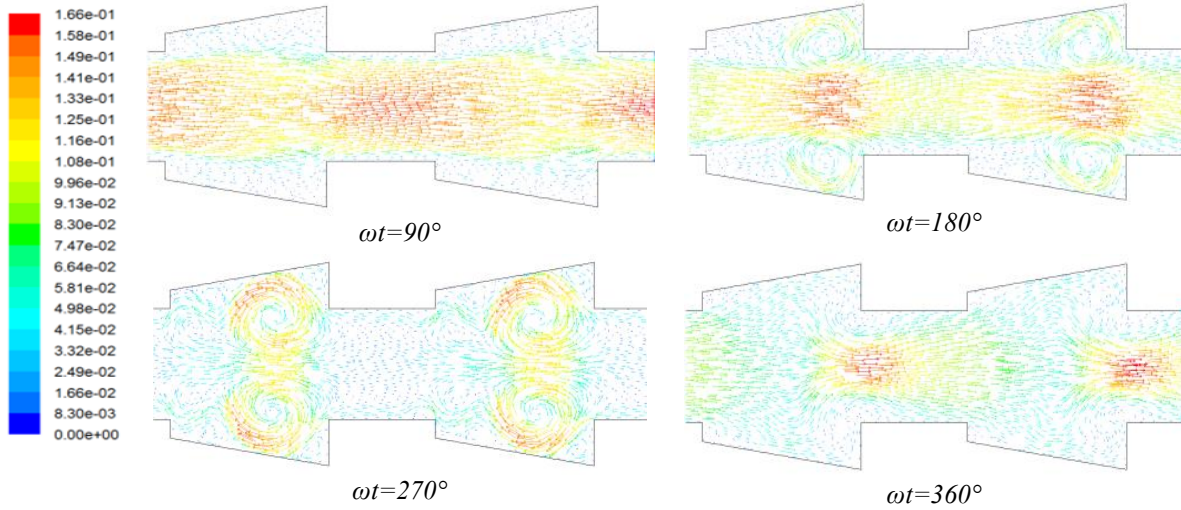
Şekil 7a, b, c ile $Re=1000$ $A=1$, $\omega t=180^\circ$ için farklı Strouhal sayılarında sırasıyla hız, sıcaklık ve vorteks dağılımları verilmiştir. Strouhal sayısı arttıkça ana akış kalınlığı azalarak akışta bozulmaların arttığı görülmektedir. Düşük frekanslarda resikülasyon bölgeleri kanalın genişleyen bölümünde yoğunlaşırken, yüksek frekanslarda kanal içine yayılmıştır. Yüksek Strouhal sayısı, akış içinde pulsatif bileşenlerin sıklığını artırmaktadır, bu durum sıcak olan kanal yüzeylerinin daha hızlı soğumasına neden olacaktır. Yüksek Strouhal sayılarında, kanal yüzeylerinin sıcaklığının daha düşük olduğu görülmektedir. Bu görüntülerden, akış ve ısı transferi iyileştirmede Strouhal sayısının yani pulsatif frekansın önemli bir rolü olduğu söylenebilir.





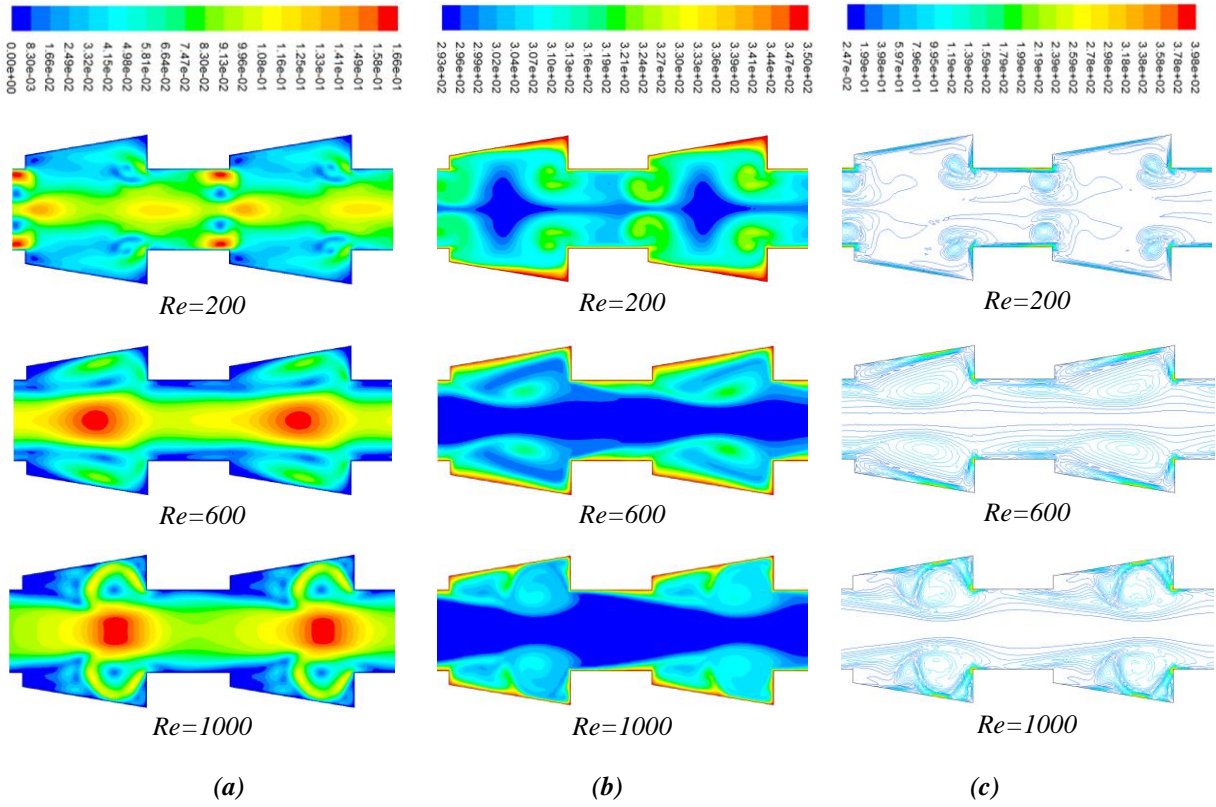
Şekil 7. $Re=1000$ $A=1$, $\omega t=180^\circ$, farklı Strouhal sayıları ile, (a) Hız alanı, (b) Sıcaklık dağılımı ve (c) Vorteks yapıları

Şekil 8 ile $Re=1000$, $A=1$ ve $St=2$ için bir pulsatif çevrim boyunca hız vektörleri sunulmuştur. Her faz açısı ile hız vektörlerinin yapıları da değişmektedir. $\omega t=90^\circ$ faz açısında hız vektörlerinin yönü akış yönünde (kanalın aşağı yönünde) iken, $\omega t=180^\circ$ 'de hız vektörleri ters yöne (kanal girişi yönünde) dönmüştür. Yine bu faz açısında, kanalın genişleyen bölümünde ana akıştan ayrılan ikincil akış döngüleri oluşmaya başlamış ve ana akış incelmıştır. $\omega t=270^\circ$ 'de hız vektörleri yine ters yöndedir, ana akış yapısı tamamen bozulmuştur. Kanalda oluklu kaviteleşmelerin içerisinde, iki büyük resirkülasyon bölgeleri meydana gelmiştir. Kanal yüzeylerine yakın sıcak akışkan tabakası, bu döngüler ile kanal merkezine taşınmaktadır. Kanal merkezindeki daha soğuk akışkan tabakası ile kanal yüzeyine yakın bölgelerdeki sıcak akışkan tabakası karışmaktadır. Bu durum akışın homojen bir şekilde karışmasına neden olarak ısı transfer hızını artırmaktadır. $\omega t=360^\circ$ faz açısında ise hız vektörleri aşağı akış yönüne döner ve böylelikle bir pulsatif çevrim tamamlanmış olur.



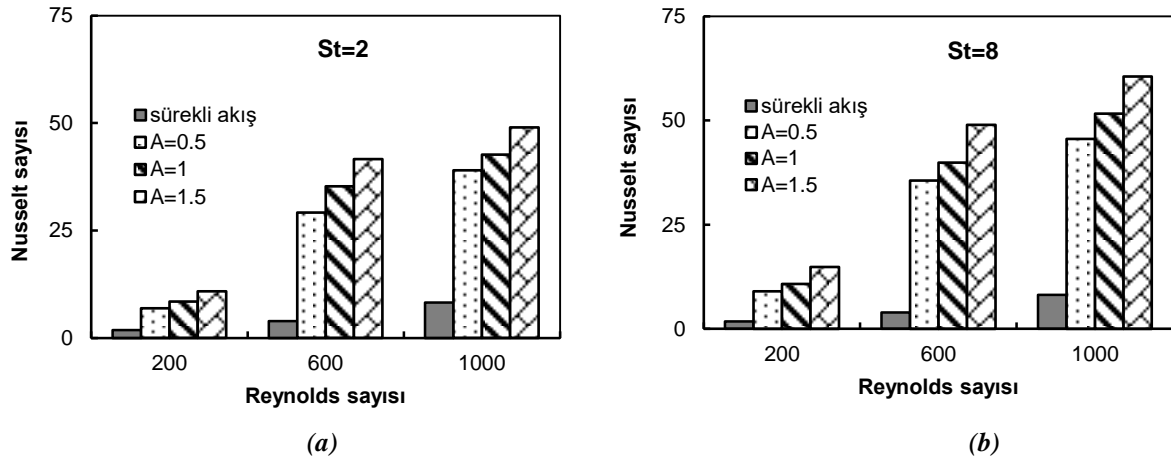
Şekil 8. Bir pulsatif çevrim boyunca hız vektörleri ($Re=1000$, $A=1$ ve $St=2$)

Şekil 9a, b, c'de $A=0,5$, $St=2$ ve $\omega t=270^\circ$ için farklı Reynolds sayılarının hız, sıcaklık ve vorteks alanları üzerindeki etkileri gösterilmektedir. $\omega t=270^\circ$ faz açısında, akış ters yönde akmaktadır. Artan akış hızı, kanaldaki atalet kuvvetlerinin ve kütleleşmenin artmasına neden olur. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında sıcak kanal yüzeylerinin daha fazla miktardaki akışkan kütlesi ile temas etmesi anlamına gelmektedir. Artan atalet kuvvetleri ile pulsatif parametrelerin etkisi kanal içindeki akış ve sıcaklık alanlarını oldukça değiştirmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında, kanal içindeki akış döngülerinin arttığı ve vorteks yapılarının kanalın tamamına yayıldığı görülmektedir. Ayrıca $Re=200$ 'de, kanal yüzeylerine yakın akışkan sıcaklığının daha yüksek olduğu, artan Reynolds sayılarında yüzey sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında kanal yüzey sıcaklığının oldukça düştüğü ve ısı transferinin arttığı gözlenmiştir.



Şekil 9. $A=0,5$, $St=2$ ve $\omega t=270^\circ$ 'de farklı Re ile, (a) Hız alanları, (b) Sıcaklık dağılımları, (c) Vorteks yapıları

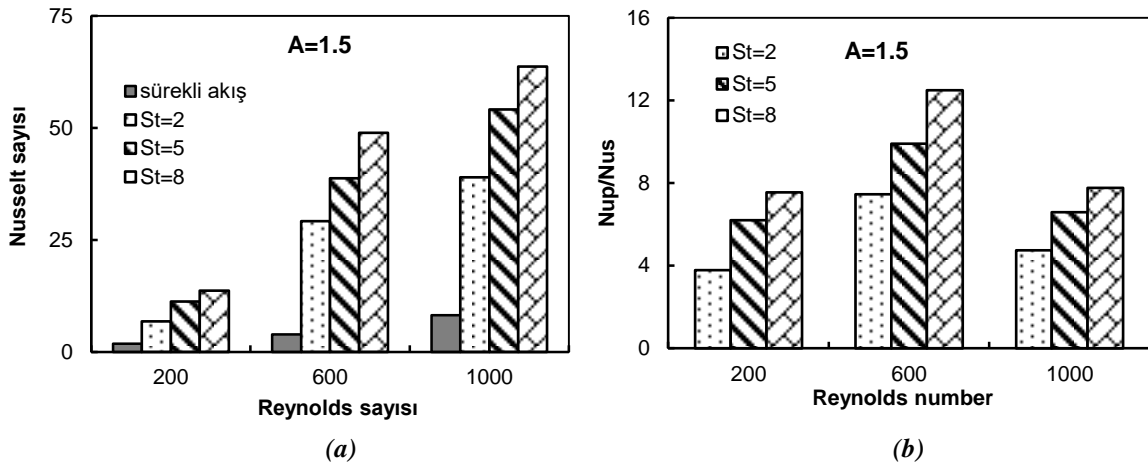
Şekil 10a'da $St=2$ ve 10b'de $St=8$ için A ve Re ile Nu 'nın değişimi sürekli akış şartları ile karşılaştırılarak verilmiştir. Şekillerden, her iki pulsatif frekans için A ve Re ile Nu 'nın arttığı, ancak yüksek Strouhal sayısında bu artışın daha fazla olduğu görülmektedir. En yüksek ısı transferi, $Re=1000$, $A=1,5$ ve $St=8$ parametrelerinde $Nu_p=60,56$ olarak elde edilmiştir.



Şekil 10. Pulsatif genlik ve Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi, (a) $St=2$, (b) $St=8$

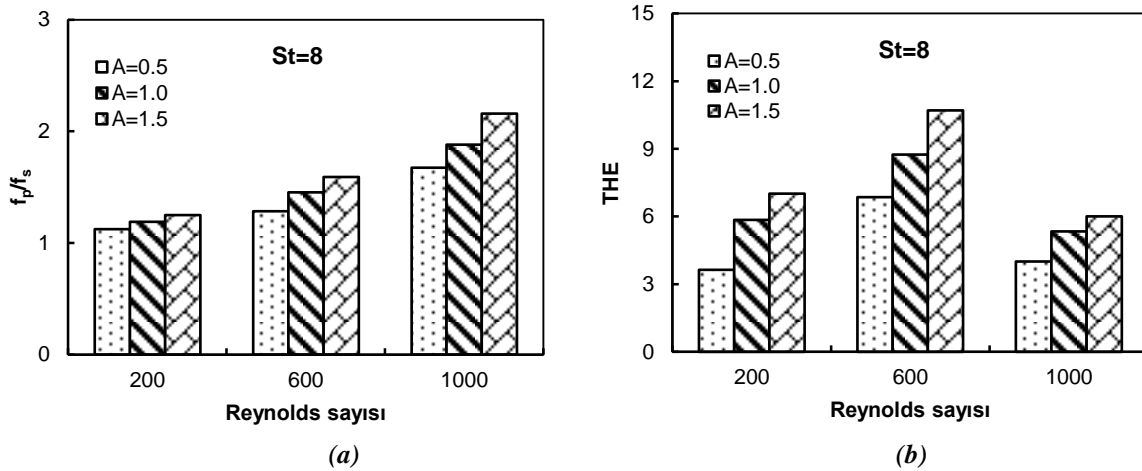
Şekil 11, sabit bir genlik için ($A=1,5$), St ve Re ile Nusselt sayısının değişimini (a) ve ısı transfer performansının (b) değişimi göstermektedir. Şekil 11a'da, artan St ve Re ile Nusselt sayısının sürekli akış şartlarına göre oldukça arttığı gözlenmektedir. Şekil 11b'de St ile ısı transfer performansının yükseldiği, ancak $Re=600$ değerinde bir tepe noktası olduğu görülmektedir. Çünkü $Re=600$ 'de, sürekli akış şartlarında elde edilen Nusselt sayısındaki (Nu_s) artış, $Re=1000$ 'den daha düşüktür ve

dolayısıyla ısı transfer performansındaki artış daha fazla olmaktadır. $Re=1000$ 'de ise Nu_s değeri $Re=600$ 'e göre daha yüksek olması nedeniyle ısı transfer performansındaki artış daha az olmaktadır.



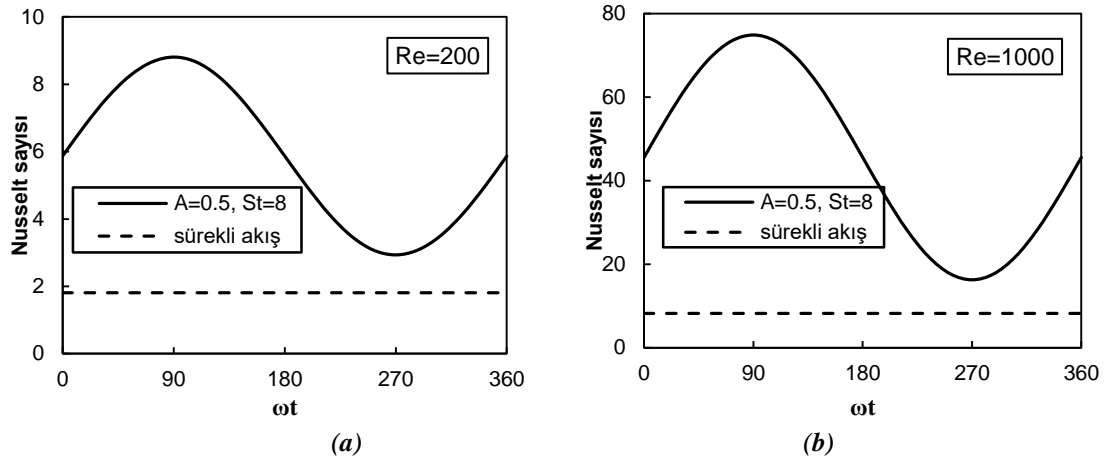
Şekil 11. $A=1,5$ için St ve Re ile, (a) Nusselt sayısı, (b) Isı transfer performansı

Şekil 12'de sabit bir Strouhal sayısı ($St=8$) için A ve Re ile (a) boyutsuz sürtünme faktörünün ve (b) termo-hidrolik etkinliğin değişimi verilmektedir. Artan A ve Re ile boyutsuz sürtünme faktörü artmaktadır (Şekil 12a). En yüksek boyutsuz sürtünme faktörü $Re=1000$, $St=8$ ve $A=1,5$ 'da, $f_p/f_s=2,16$ olarak elde edilmiştir. Şekil 12b'de ise $Re=600$ 'de ısı transfer performansının daha yüksek, boyutsuz sürtünme faktörünün daha az olması nedeniyle THE değeri en yüksek değere ulaşmıştır. En yüksek THE, $Re=600$, $St=8$ ve $A=1,5$ 'de yaklaşık 10,71 olarak bulunmuştur.



Şekil 12. $St=8$ için A ve Re ile, (a) Boyutsuz sürtünme faktörü, (b) Termo-hidrolik etkinlik

Şekil 13'de, $Re=200$ (a) ve $Re=1000$ (b) değerlerinde pulsatif akış ($A=0,5$ ve $St=8$) için bir çevrim boyunca Nusselt sayısının değişimi, sürekli akış şartları ile karşılaştırılarak sunulmuştur. Her iki Reynolds sayısında, bir pulsatif çevrim için Nusselt sayılarının sinusoidal olarak değiştiği görülmektedir. $Re=200$ değerinde pulsatif akışta Nusselt sayısının değişiminin daha küçük bir aralıkta değiştiği, $Re=1000$ 'de ise bu değişimin daha büyük bir aralıkta olduğu gözlenmiştir. Ayrıca her iki Reynolds sayısında, pulsatif akışta sürekli akış şartlarına göre ısı transferinin oldukça yükseldiği, $Re=1000$ 'de bu artışın daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 13. Sürekli akış ve bir pulsatif çevrim için Nusselt sayısının karşılaştırılması, (a) $Re=200$, (b) $Re=1000$

IV. SONUC

Bu çalışmada, periyodik oluklu bir kanalda pulsatif akış şartlarında Reynolds sayısının ve pulsatif parametrelerin, hidrolik ve ısı davranışları üzerindeki etkileri sürekli akış şartlarıyla karşılaştırılarak sayısal olarak analiz edilmiştir. Kanal içinde farklı parametreler için anlık akış ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar, akış ve sıcaklık alanlarının kanal geometrisinden, pulsatif genlik, Strouhal sayısı ve Reynolds sayısından oldukça etkilendiğini göstermiştir. Kanal içinde pulsatif parametrelere ve akış hızına bağlı olarak ısı transferi iyileşmesinde önemli bir rolü olan resirkülasyon bölgelerinin oluştuğu gözlenmiştir. Artan pulsatif genlik, Strouhal sayısı ve Reynolds sayısı ile ısı transferi ve boyutsuz sürtünme faktörü artmıştır. Pulsatif akışta ($Re=1000, A=1,5$ ve $St=8$), sürekli akış şartlarına göre Nusselt sayısının 12 kat, boyutsuz sürtünme katsayısının ise aynı parametrelere göre 2,16 kat arttığı görülmüştür. $Re=600$ 'de THE eğrisi için bir tepe noktası meydana gelmiştir. En yüksek THE ise $Re=600, A=1,5$ ve $St=8$ parametrelerinde 10,71 olarak elde edilmiştir. Bu çalışma ile kanal geometrisine bağlı olarak pulsatif parametrelerin ısı transferi iyileştirmede yüksek bir potansiyele sahip olduğu görülmüştür.

V. KAYNAKLAR

- [1] T. Alam, R.P. Saini, and J.S. Saini, "Use of turbulators for heat transfer augmentation in an air duct –A review," *Renewable Energy*, vol. 62, pp. 689-715, 2014.
- [2] Z. Li, and Y. Gao, "Numerical study of turbulent flow and heat transfer in cross corrugated triangular ducts with delta-shaped baffles," *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 108, pp. 658-670, 2017.
- [3] F. Menasria, M. Zedairia, and A. Moumni, "Numerical study of thermohydraulic performance of solar air heater duct equipped with novel continuous rectangular baffles with high aspect ratio," *Energy*, vol. 133, pp. 593-608, 2017.
- [4] J.A. Modi, and M.K. Rathod, "Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator," *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 310-326, 2019.
- [5] G. Surendhar, G. Srinivasan, P. Muthukumar, and S. Senthilmurugan, "Performance analysis

of arc rib fin embedded in a solar air heater,” *Therm Sci Eng Prog*, vol. 23, no. 100891, 2021.

[6] R.K. Ajeel, K. Sopian, and R. Zulkifli, “Thermal-hydraulic performance and design parameters in a curved-corrugated channel with L-shaped baffles and nanofluid,” *Journal of Energy Storage*, vol. 34, no. 101996, 2021.

[7] A.A. Sertkaya, M. Ozdemir, and E. Canli, “Effects of pin fin height, spacing and orientation to natural convection heat transfer for inline pin fin and plate heat sinks by experimental investigation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 177, no. 121527, 2021.

[8] A.H. Altun, H. Nacak, and E. Canli, “Effects of trapezoidal and twisted trapezoidal tapes on turbulent heat transfer in tubes,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 211, no. 118386, 2022.

[9] M.E. Nakhchi, M. Hatami, and M. Rahmati, “Experimental investigation of performance improvement of double-pipe heat exchangers with novel perforated elliptic turbulators,” *Int J Thermal Science*, vol. 168, no. 107057, 2021.

[10] P. Naphon, and K. Kornkumjayrit, “Numerical analysis on the fluid flow and heat transfer in the channel with V- shaped wavy lower plate,” *Int Commun Heat Mass Transfer*, vol. 35, pp. 839-843, 2008.

[11] H.M. Deylami, N. Amanifard, M. Sanaei, and R. Kouhikamali, “Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a corrugated channel,” *Int J Engineering Transactions A: Basics*, vol. 26, no. 7, pp. 771-780, 2013.

[12] N.E. Davkhar, and N.K. Deshmukh, “Review on analysis of heat transfer and fluid flow characteristics in corrugated duct,” *International Journal of Research Publication and Reviews*, vol. 2, no. 1, pp. 262-268, 2021.

[13] X. Liu, Y. Fu, J. Wang, H. Zhang, and J. Zhu, “Investigation on flow and heat transfer in rectangular cross-section sinusoidal channels,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 176, no. 107490, 2022.

[14] N. Kurtulmus, and B. Sahin, “A review of hydrodynamics and heat transfer through corrugated channels,” *Int Commun Heat Mass Transf*, vol. 108, no. 104307, 2019.

[15] H. Zontul, H. Hamzah, N. Kurtulmuş, and B. Şahin, “Investigation of convective heat transfer and flow hydrodynamics in rectangular grooved channels,” *Int Commun Heat and Mass Transfer*, vol. 126, no. 105366, 2021.

[16] Z. Brodnianská, and S. Kotšmíd, “Intensification of convective heat transfer in new shaped wavy channel configurations,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 162, no. 106794, 2021.

[17] S.K. Mehta, S. Pati, and L. Baranyi, “Effect of amplitude of walls on thermal and hydrodynamic characteristics of laminar flow through an asymmetric wavy channel,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 31, no. 101796, 2022.

[18] M. Kilic, and A. Abdulvahitoğlu, “Numerical investigation of heat transfer at a rectangular channel with combined effect of nanofluids and swirling jets in a vehicle radiator,” *Thermal Science*, vol. 23, no. 6A, pp. 3627-3637, 2019.

[19] F. Selimefendigil, and H.F. Oztop, “MHD pulsating forced convection of nanofluid over parallel plates with blocks in a channel,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 157–158,

pp. 726–740, 2019.

[20] S.M. Jalil, “Experimental and numerical investigation of axial heat transfer enhancement by oscillatory flows,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 137, pp. 352-364, 2019.

[21] I.A. Davletshin, A.N. Mikheev, N.I. Mikheev, and R.R. Shakirov, “Heat transfer and structure of pulsating flow behind a rib,” *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 160, no. 120173, 2020.

[22] D. Duan, Y. Cheng, M. Ge, W. Bi, P. Ge, and X. Yang, “Experimental and numerical study on heat transfer enhancement by flow-induced vibration in pulsating flow,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 207, no. 118171, 2022.

[23] Q. Ye, Y. Zhang, and J. Wei, “A comprehensive review of pulsating flow on heat transfer enhancement,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 196, no. 117275, 2021.

[24] M.H. Esfe, M. Bahiraei, A. Torabi, and M. Valadkhani, “A critical review on pulsating flow in conventional fluids and nanofluids: Thermo-hydraulic characteristics,” *Int Commun Heat and Mass Transfer*, vol. 120, no. 104859, 2021.

[25] J. Munoz-Camara, D. Crespi-Llorens, J.P. Solano, and P. Vicente, “Baffled tubes with superimposed oscillatory flow: Experimental study of the fluid mixing and heat transfer at low net Reynolds numbers,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 123, no. 110324, 2021.

[26] T. Nishimura, N. Oka, Y. Yoshinaka, and K. Kunitsugu, “Influence of imposed oscillatory frequency on mass transfer enhancement of grooved channels for pulsatile flow,” *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 43, no. 13, pp. 2365-2374, 2000.

[27] C. Herman, and E. Kang, “Experimental visualization of temperature fields and study of heat transfer enhancement in oscillatory flow in a grooved channel,” *Heat Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, pp. 87-99, 2001.

[28] D.X. Jin, Y.P. Lee, and D.Y. Lee, “Effects of the pulsating flow agitation on the heat transfer in a triangular grooved channel,” *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 50, no. 15–16, pp. 3062-3071, 2007.

[29] D.X. Jin, Y.P. Lee, and D.Y. Lee, “Effects of the pulsating flow agitation on the heat transfer in a triangular grooved channel,” *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 50, pp. 3062-3071, 2007.

[30] M. Jafari, M. Farhadi, and K. Sedighi, “Pulsating flow effects on convection heat transfer in a corrugated channel: A LBM approach,” *Int Commun Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 146-154, 2013.

[31] F. Selimefendigil, and H.F. Oztop, “Forced convection and thermal predictions of pulsating nanofluid flow over a backward facing step with a corrugated bottom wall,” *Int J Heat Mass Transfer*, vol. 110, pp. 231-247, 2017.

[32] H. Huang, Y. Bian, Y. Liu, F. Zhang, H. Arima, and Y. Ikegami, “Numerical and experimental analysis of heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of laminar pulsatile flow in grooved channel with different groove lengths,” *Appl Therm Eng*, vol. 137, pp. 632–643, 2018.

[33] N.F. Okechi, and S. Asghar, “Oscillatory flow in a corrugated curved channel,” *European Journal of Mechanics/B Fluids*, vol. 84, pp. 81-92, 2020.

[34] U. Akdag, S. Akcay, and D. Demiral, “Heat transfer enhancement with laminar pulsating

nanofluid flow in a wavy channel,” *Int Commun Heat Mass Transfer*, vol. 59, pp. 17–23, 2014.

[35] U. Akdag, S. Akcay, and D. Demiral, “Heat transfer enhancement with nanofluids under laminar pulsating flow in a trapezoidal-corrugated channel,” *Progress in Computational Fluid Dynamics*, vol. 17, no. 5, pp. 302-312, 2016.

[36] U. Akdag, S. Akcay, and D. Demiral, “Heat transfer in a triangular wavy channel with CuO-water nanofluids under pulsating flow,” *Thermal Science*, vol. 23, no. 1, pp. 191-205, 2019.

[37] J. Pan, Y. Bian, Y. Liu, F. Zhang, Y. Yang, and H. Arima, “Characteristics of flow behavior and heat transfer in the grooved channel for pulsatile flow with a reverse flow,” *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 147, no. 118932, 2020.

[38] N. Kurtulmus, and B. Sahin, “Experimental investigation of pulsating flow structures and heat transfer characteristics in sinusoidal channels,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 167, no. 105268, 2020.

[39] V.Q. Hoang, T.T. Hoang, C.T. Dinh, and F. Plourde, “Large eddy simulation of the turbulence heat and mass transfer of pulsating flow in a V-sharp corrugated channel,” *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 166, no. 120720, 2021.

[40] E. Aslan, M. Ozsaban, G. Ozçelik, and H.R. Guven, “A numerical analysis of convection heat transfer and friction factor for oscillating corrugated channel flows,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 42, no. 3-4, pp. 181-190, 2021.

[41] ANSYS Inc. ANSYS Fluent user guide & theory guide- Release 15.0, USA, 2015.

[42] E. Canlı, A. Ates, and S. Bilir, "Derivation of dimensionless governing equations for axisymmetric incompressible turbulent flow heat transfer based on standard k-ε model", *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, vol. 20, no. 6, pp. 1096-1111, 2020.

[43] K. Boukhadia, H. Ameer, D. Sahel, and M. Bozit, “Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger,” *Int J Therm Sci*, vol 126, pp. 172-180, 2018.

[44] S. Akcay, “Numerical analysis of heat transfer improvement for pulsating flow in a periodic corrugated channel with discrete V-type winglets,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 134, no. 105991, 2022.