



Computational investigation of backward facing step effect on heat transfer from flush mounted electronic chips in turbulent flow

Esra Yalçınsoy¹, Murat Ateş¹, Erhan Pulat^{2*}

¹Institute of Natural Sciences, Mechanical Engineering Department, Bursa Uludağ University, 16059, Görüklü, Bursa, Türkiye

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Bursa Uludağ University, 16059, Görükle, Bursa, Türkiye

Highlights:

- 2-D flush mounted chips located downstream of a BFS
- Flow separation on flush mounted chips downstream of BFS
- The effects of step height on heat transfer from chips downstream flow of BFS

Keywords:

- Flush mounted chips
- Backward Facing Step effect
- CFD
- Turbulent flow
- Heat transfer

Article Info:

Research Article

Received: 05.09.2022

Accepted: 03.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1171341

Correspondence:

Author: Erhan Pulat

e-mail: pulat@uludag.edu.tr

phone: +90 224 294 1982

Graphical/Tabular Abstract

This study aims to investigate computationally the effect of the backward-facing step (BFS) on the heat transfer from flush-mounted three electronic chips located downstream of the backward step (Figure A). Heat transfer is compared for two different step heights and two distances of chips from backward facing step. Heat transfer is also compared with the case without backward facing steps. For this purpose, conservation, and Std. $k-\omega$ model equations considering two-dimensional, incompressible flow are solved by CFD method using ANSYS-Fluent. Presence of backward-facing step decreases the heat transfer according to base case without backward-facing step, and high step height and short distance of chips from backward-facing step also increases this negative effect. When all chips' average Nu numbers are examined, the average Nu number decreases by 12,32%, 14,76%, 22,28%, and 22,69%, respectively in the 2nd, 3rd, 4th, and 5th geometries. So possible BFS effect of other circuit elements during placement of electronic chips on circuit boards must be accounted in the thermal design of printed circuit boards.

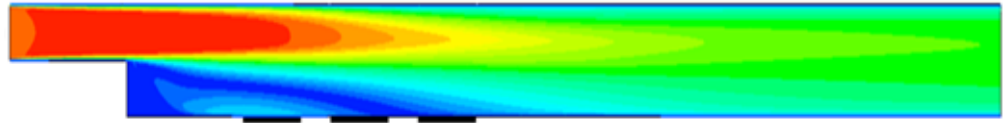


Figure A. Velocity contours for $Re_H = 9000$ on the flush mounted electronic chips downstream of a BFS

Purpose:

In this study, it is aimed to investigate the effects of the presence of backward facing step on flow characteristics and heat transfer from electronic chips mounted flush with the surface in a turbulent flow.

Theory and Methods:

CFD method has been used in this study. Firstly, geometry and boundary conditions have been presented, and then a mesh independency study has been performed by considering y -plus values. A standard $k-\omega$ model with shear flow corrections among the two equation $k-\omega$ models with low Re corrections and the Reynolds Stress Models (RSM) has been chosen as a result of the validation study. Results for the standard $k-\epsilon$ model from literature has also been given for comparison purpose. Two-dimensional conservation and standard $k-\omega$ turbulence model equations have been solved by using ANSYS-Fluent 18.2 code. Well known SIMPLE algorithm has also been used for velocity-pressure coupling. Finally, from the reliability point of view, computed velocity contours have been compared with the results from literature studies.

Results:

Velocity, temperature, pressure, and kinetic energy contours have been computed for all five geometries. Local and average heat transfer coefficients have also been computed. Contours and heat transfer coefficient values have been presented in a comparable manner with each other. Heat transfer coefficients have been discussed under the light of velocity, temperature, pressure, and kinetic energy contours. Both the effects of the distances of chips from backward facing step, and the effects of backward facing step height on heat transfer have been determined.

Conclusion:

In all cases, the presence of the backward facing step reduces the heat transfer from the chips.

This reduction is most effective on the first chip. The heat transfer drop from the chips is caused by the separated flow region that occurs after the step and causes the pressure gradient. As the distance of the chips to the back step increases, the chips move away from the effect of the separated flow region, and the heat transfer drop decreases. An increase in the backward step height means an increase in the channel expansion ratio that causes an increase in the reattachment length, and in this way, the chips are affected by the separated flow region that causing a decrease in heat transfer.



Türbülanslı akışta yüzeye aynı hizada monte edilmiş elektronik yongalardan olan ısı transferi üzerine geri basamak etkisinin hesaplamalı olarak araştırılması

Esra Yalçınsoy¹, Murat Ateş¹, Erhan Pulat^{2*}

¹Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 16059, Görükle, Bursa, Türkiye

²Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 16059, Görükle, Bursa, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Bir Geri Basamak Adımının (GBA) arkasındaki yüzeye aynı hizada monte edilmiş 2-Boyutlu yongalar
- GBA arkasındaki akışta yüzeye aynı hizada monte edilmiş yongalar üzerinde akış ayrılması
- GBA arkasındaki akışta yongalar üzerinden olan türbülanslı ısı transferi üzerine basamak yüksekliğinin etkisi

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 05.09.2022

Kabul: 03.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1171341

Anahtar Kelimeler:

Yüzeye aynı hizada monte edilmiş yongalar, geri basamak etkisi, HAD, türbülanslı akış, ısı transferi

ÖZ

Bu çalışmanın amacı, geri basamak arkasına yerleştirilmiş ve yüzeye aynı hizada monte edilmiş üç adet elektronik yongada olan ısı transferi üzerine geri basamak etkisini hesaplamalı olarak araştırmaktır. İki farklı basamak yüksekliği ve yongaların geri basamaktan olan iki farklı uzaklığı için ısı transferi, hem kendi aralarında hem de geri basamaksız durumla karşılaştırılmıştır. Bu amaçla iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve türbülanslı durum incelenerek korunum ve Std. k- ω türbülans model denklemleri ANSYS-Fluent yazılımı kullanılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle çözülmüştür. İncelenen beş farklı durum için hız, sıcaklık ve basınç dağılımları elde edilerek karşılaştırılmıştır. Geri basamak, baz duruma yani geri basamaksız duruma göre ısı transferini düşürmekte olup, yüksek basamak yüksekliği ve az da olsa geri basamağa yakınlık ısı transferi üzerine olan olumsuz etkiyi daha da arttırmaktadır. Tüm yongaların ortalama Nusselt (Nu_{ort}) sayısı dikkate alındığında baz geometriye göre ortalama Nusselt sayısındaki yüzde azalmalar 2., 3. ve 5 geometri için sırasıyla %12,32, %14,76, %22,28 ve %22,69 olarak bulunmuştur. Elektronik yongalar devre üzerine monte edilirken diğer devre elemanlarının muhtemel geri basamak etkisi elektronik devre kartlarının ısı tasarımında dikkate alınmalıdır.

Computational investigation of backward facing step effect on heat transfer from flush mounted electronic chips in turbulent flow

HIGHLIGHTS

- 2-D flush mounted chips located downstream of a BFS
- Flow separation on flush mounted chips downstream of BFS
- The effects of step height on heat transfer from chips downstream flow of BFS

Article Info

Research Article

Received: 05.09.2022

Accepted: 03.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1171341

Keywords:

Flush mounted chips, backward facing step effect, CFD, turbulent flow, heat transfer

ABSTRACT

This study aims to investigate computationally the effect of the backward-facing step on the heat transfer from flush-mounted three electronic chips located downstream of the backward step. Heat transfer is compared for two different step heights and two distances of chips from backward facing step. Heat transfer is also compared with the case without backward facing steps. For this purpose, conservation, and Std. k- ω model equations considering two-dimensional, incompressible flow are solved by Computational Fluid Dynamics (CFD) method using ANSYS-Fluent software. Velocity, temperature and pressure distributions are obtained and compared for five different cases. Presence of backward-facing step decreases the heat transfer according to base case without backward-facing step, and high step height and short distance of chips from backward-facing step also increases this negative effect. When all chips' average Nusselt numbers are examined, the average Nusselt number decreases by 12,32%, 14,76%, 22,28%, and 22,69%, respectively in the 2nd, 3rd, 4th, and 5th geometries. So possible backward-facing step effect of other circuit elements during placement of electronic chips on circuit boards must be accounted in the thermal design of printed circuit boards.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : esrayalcinsoy83@gmail.com, mates@gmka.gov.tr, *pulat@uludag.edu.tr / Tel: +90 224 294 1982

1. Giriş (Introduction)

Günümüzde sağlık sektöründen savunma sanayiine, online alışveriş ve fatura ödemelerimizden bilgisayarlara ve kolumuzdaki saatlere kadar birçok elektronik cihazla iç içe yaşamımızı sürdürmekteyiz. Artan bu dijitalleşmenin sonucu olarak elektronik cihazların günlük hayatımızın her alanına girmiş bulunması artık bize çok da şaşırtıcı gelmemektedir.

Elektronik endüstrisindeki gelişmelere paralel olarak elektronik cihazlardaki gelişmeler de özellikle son yıllarda hızlanarak artış göstermektedir. Bu gelişmelere bağlı olarak elektronik cihazlar gün geçtikçe küçülmekte, fakat monte edildiği yere bağlı olarak yerine getirmesi gereken fonksiyonlarını artık daha küçük boyutlarda gerçekleştirmeleri gerekmektedir. Dolayısıyla sürekli küçülen ancak bu küçülmeye rağmen kapasitede ve hızda sürekli bir artış meydana gelmektedir. Kapasitedeki ve hızdaki artışa bağlı olarak elektronik devre elemanlarının fonksiyonlarını yerine getirirken etkin bir biçimde soğutulmaları güvenilirlikleri ve performansları açısından son derece önemli bir konudur. Bu durum elektronik sistemleri en rekabetçi sektörlerden biri haline getirmektedir. Elektronik sistemler tek bir yongadan oluşabileceği gibi birden çok yongadan da oluşabilir. Yongalar baskı devre elemanı ile aynı hızda ya da baskı devre elemanı üzerinde çıkıntı olacak şekilde monte edilebilirler. Elektronik yongalar donanımlar arasındaki veri akışını denetler. Bir elektronik cihazın güvenilir ve sorunsuz bir şekilde çalışabilmesi yongaların uygun bir soğutma yöntemi seçilerek soğutulmasına bağlıdır. Elektronik sistemlerin soğutulması ısı transfer mekanizması ve ısı transfer ortamına göre iki başlık altında incelenebilir. Isı transfer mekanizmasına göre taşınım, iletim, kaynama ve ısı transfer ortamına göre de hava, su, nano akışkanlar kullanılarak soğutulabilir. En çok tercih edilen soğutma ortamı havadır ve atmosferde bol miktarda bulunması ve bu bakımdan ekonomik olması ilk tercih sebebidir. Türbülanslı akıştaki çalkantılı akış yapısı enerji alışverişini açısından avantaj sağlar ve elektronik yongaların soğutulmasında da türbülans istenen bir durumdur. Türbülanslı akıştaki çalkantıdan dolayı yonga üzerinden olan ısı transferi laminar akışa göre hızlı ve daha fazla olur. Yonga performansları her geçen gün artmakta ve işlemler hızlanmakta ancak boyutları küçülmektedir. Moore kanununa göre yonga performansı her on sekiz ayda iki misli artmaktadır [1]. Bu yüzden yonga üzerinden olan ısı transferinin mümkün olduğunca etkin olması gerekmektedir.

Karabulut ve Alnak [2] bilgisayarda kullanılan mikroçiplerin soğutulması için bir iyileştirme çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada üç tarafı kapalı bir tarafı açık bir kanal içerisindeki iki farklı desene sahip, sabit ısı akılı bakır plaka yüzeylerin hava jeti ile soğutulması, üç boyutlu olarak k-ε türbülans modeli ile ANSYS Fluent ortamında analizi gerçekleştirilmiştir. Su bazlı nano akışkanların suya göre yüzey sıcaklığını, güç tüketimini ve elektronik çipin ısıl direncini düşürdüğü gözlemlenmiştir. Nano akışkanların kullanıldığı elektronik yonganın güvenilirliğinin soğutucu olarak sudan % 70 daha fazla olduğu belirtilmiştir.

Bhowmik ve Tou [3] dikey bir dikdörtgen kanalın bir duvarına gömme montajlı, sıralı dört adet simüle edilmiş elektronik yongadan tek fazlı geçici doğal konveksiyon ısı transferini incelemek için akışkan olarak su kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Isı akısı 1 kW/m^2 ile 6 kW/m^2 arasında değişmektedir. Sonuçlar, ısı transfer katsayısının yonga sayısından büyük ölçüde etkilendiğini göstermektedir. Alami Nia ve Campo [4] dikdörtgen bir kanalın zeminine gömme montajlı olarak yerleştirilmiş ve ısı kaynağını temsil eden şeritlerden olan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Akış hem laminar hem türbülanslı koşullar altında incelenmiştir. Bu

çalışma elektro hidro dinamik yöntemin gömme montajlı şerit yüzeylerden ısı transferini iyileştirme yöntemini içermektedir. Pulat [5] yüzeyle aynı hızda ısı kaynağı olarak devre kartlarını modellemiş ve bu devre kartları üzerinden zorlanmış taşınım ile olan ısı transferini incelemiştir. Geometri İki boyutlu olarak modellenmiş olup, akışkan olarak hava kullanılmış ve k-ε türbülans modeli ile sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Bu makalede giriş türbülans şiddetinin ve eşlenik (conjugate) durumun dikkate alınmasının yongalardan olan ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir. Giriş türbülans şiddetinin artmasıyla ısı transferinin arttığı ve devre kartı malzemesinin ısı iletim katsayısının artmasıyla da ısı transferinin devre kartından iletimle olan kısmının arttığı belirtilmiştir.

Etemoğlu vd. [6] elektronik yongayı temsil eden tek bir blok yüzeyindeki sabit ısı akısı sınır şartı durumu için yerel ısı transfer katsayılarını laminar ve türbülanslı akış için sayısal çalışma yaparak incelemişlerdir. Blok arkasındaki yeniden birleşme uzunluklarını türbülanslı ve laminar durum için karşılaştırmışlardır. Sonuçta türbülanslı akış durumunda laminar akış durumuna göre yeniden birleşme uzunluğunun daha kısa olduğu ve yüksek sıcaklığın olduğu bölgenin blok arka yüzü dibinde olduğu sonuçlarına varmışlardır. Türbülanslı akışta Reynolds sayısının artmasıyla yeniden birleşme uzunluğunun azaldığını fakat belli bir Reynolds sayısından sonra sabit kaldığı gözlenmiştir. Beklenildiği gibi laminar akışa göre türbülanslı akış durumunda ısı taşınım katsayısının daha yüksek olduğu ve buna bağlı olarak blokta yüzey sıcaklığının daha düşük çıktığı gözlenmiştir. Kılıç [7] elektronik ekipmanların ısı yük problemini çözmek amacıyla, ısı akılı bir yüzeyin farklı nano akışkanlar ve çarpan jet tekniği kullanılarak gerçekleştirilen ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışma türbülanslı ve zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi için k-ε türbülans modeli kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada Cu-H₂O nano akışkanının farklı hacim oranlarında kullanılması durumunun en yüksek sabit ısı akılı durum olduğu değerlendirilmiştir. Hacimsel oran %2'den %8'e çıkarıldığında ısı transferinde %15,2 oranında bir iyileşme sağlanmıştır. Farklı tipteki nano akışkanlar değerlendirildiğinde ise (CuO-H₂O, TiO₂-H₂O, Al₂O₃-H₂O, Cu-H₂O) ve saf su) Cu-H₂O nano akışkanı ile en iyi ısı transferi değeri elde edilmiştir. Farklı ısı akısı değerleri için ise, ısı akısı iki kat artırıldığında yüzeydeki sıcaklık değişimleri düşük ısı akısı değerlerindeki duruma göre daha belirgin olmuştur. Isı akısı değeri 2 kat artırıldığında yüzey sıcaklıkları artmıştır ancak bu artışa bağlı olarak sıcaklık farkı arttığından Nusselt sayısında belirgin bir değişim gözlenmemiştir.

Gupta vd. [8]'nin çalışmasında geometri ICEM CFD kullanarak modellenmiş ve Fluent kullanılarak analiz yapılmıştır. Zorlanmış taşınım ile ısı transferini daha verimli yapabilmek amacıyla fanların uygun yerleştirilmesi gerekmektedir. Üç durum için inceleme yapılmıştır. Birinci durumda fan tek çıkış ve devre elemanlarına göre yan konumda monte edilmiştir. İkinci konumda ise iki çıkış vardır. Üçüncü durum ise fanın devre kartlarının üstüne monte edildiği durumdur. Analiz de geometriler iki boyutlu modellenmiştir. Fanın yongaların üstüne monte edildiği durumda ısı transfer katsayısının ilk iki duruma göre yüksek olduğu görülmüştür.

Demircan ve Özdemir [9] askeri sistemlerde kullanılan elektronik devre elemanlarının soğutulması için çalışma yapmışlardır. Elektronik devre elemanını temsil eden bir adet blok bir kanal içine yerleştirilerek modelleme yapılmıştır. Bu çalışmada soğutma çapraz ve jet akış yöntemi kullanılarak soğutma yapılmıştır. Dört farklı Reynolds sayısı ve laminar durum için analiz gerçekleştirilmiştir. Jet hava giriş hızının kanal girişindeki çapraz akış hava hızına oranı değiştirilerek analizler tekrarlanmıştır. Bu oranın ve Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı sonucuna varılmıştır.

Gül vd. [10] dikdörtgen kesitli bir kanalın içerisinde, ısıtma bölgesi önüne, akışa dik ve kanal tabanına paralel olarak yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme kayıp karakteristikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engelin konumunun ve boyutlarının ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve maksimum ısı transferinin elde edildiği optimum parametreler tespit edilmiştir.

Abu-Nada [11] çeşitli kanal genişleme oranlarına sahip bir geri basamak akışında laminer rejimi ikinci kanun analiziyle araştırmışlardır. Reynolds sayısının artmasıyla entropi üretim sayısı artmıştır. Ayrıca kanal genişleme oranının artışıyla da Bejan sayısının arttığını belirtmişlerdir.

Gholami vd. [12] yonga şeklinin mikro kanalda laminer akış ve ısı transferi üzerine etkilerini oil/MWCNT nano akışkanını kullanarak sayısal olarak araştırmışlardır. Parabolik geometrinin ısı transferi artırımı için en iyi seçenek olduğu sonucuna varmışlardır.

Maithani vd. [13] ise yarı küresel çıkıntılar üzerine çarpan jetlerdeki akışı ve ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda 2000-20000 Reynolds sayısı aralığında Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonlarını çıkarmışlardır. Ayrıca ekserjetik performans analizi de yaparak maksimum ekserjetik verimin 3,85 olduğu sonucuna varmışlardır.

Geri basamak geometrisinde akış, geometri yüzeyinde akış ayrılması ve yeniden birleşme oluşmasına sebep olan karmaşık bir akış yapısına sahiptir. Akış ayrılmasının nedenleri ters basınç gradyeni oluşması ve geometrinin şekli olarak sıralanabilir. Giriş bölgesindeki kesit alanı keskin köşeden sonra genişleyen kesit alanına göre küçük olduğundan hız fazladır basınç düşüktür. Kesit alanının artmasıyla hız azalır ve basınç artar. Pozitif basınç gradyenlerinin etkili olması ve geometride bulunan keskin köşe nedeniyle akış yüzeyde tutunamaz ve ayrılır. Pozitif basınç gradyeni akış yönünü tersine çevirir. Bu ters akış nedeniyle girdaplar oluşur. Akış ayrılmasının yeniden birleşme ile sonuçlanması geometrinin şekline bağlıdır. Şekil 1’de tipik bir geri basamak geometrisi üzerinden akış gösterilmiştir.

Geri basamak ile ilgili literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Pulat ve Diner [14] geri basamak akışını nümerik olarak araştırmışlardır. Akış sürekli, iki boyutlu, laminer olup akışkan olarak hava kullanılmıştır. Analizde kanal genişleme oranı ile Reynolds sayısının yeniden birleşme uzunluğu üzerine etkisi araştırılmıştır. Reynolds sayısı basamak yüksekliğine göre tanımlanmış olup iki farklı kanal genişleme oranları ve iki farklı Reynolds sayısına göre ANSYS-FLOTRAN kodu kullanılarak Galerkin sonlu elemanlar metodu ile çözümler yapılmıştır. Bu method ile elde edilen çözümler deneysel ve sayısal çözümlerle karşılaştırılarak Reynolds sayısının artmasıyla yeniden birleşme uzunluğunun arttığı fakat aynı Reynolds sayılarında kanal genişleme oranının artmasıyla yeniden birleşme uzunluğunun azaldığı gözlenmiştir.

Kim vd. [15] geri basamak akışını türbülanslı durumda ANSYS Fluent yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında k-ε, k-ω modelleri ile Reynolds gerilme (RSM) türbülans modellerini kullanmışlardır. Bu çalışmada, kullanılan türbülans modellerinin standard duvar fonksiyonu, dengesiz (nonequilibrium) duvar fonksiyonu ve iki tabakalı model (two-layer model) gibi duvar yaklaşımlarıyla kullanımları karşılaştırılmış ve üst duvarın 0° ve 6° eğimli olduğu durumlar için yeniden birleşme uzunlukları, sürtünme ve basınç katsayıları elde edilmiştir. Deneysel verilerle en uyumlu sonuçların std. k-ε ve realizable k-ε modellerinin dengesiz duvar fonksiyonuyla beraber alındığını bildirmişlerdir.

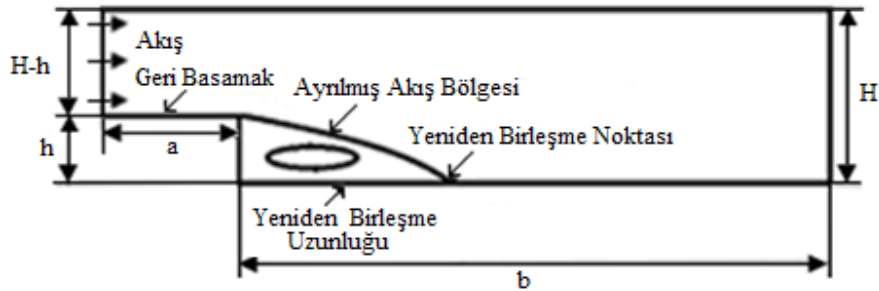
Karasu [16] geri basamak akışını iki boyutlu, türbülanslı akış için incelemiştir. Sonlu hacimler yöntemine göre SIMPLE algoritmasına dayanan bilgisayar programı kodu kullanılmıştır. Üç farklı Reynolds sayılarında k-ε türbülans modeli kullanarak geri basamak akışlarında bu türbülans modelinin performansı sayısal bir çalışma yapılarak incelenmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Geri basamak akışındaki çevrimsel akış bölgesinin uzunluğu ve genişliği std. k-ε türbülans modelinde daha küçük olduğu ortaya konmuştur.

Bayraktar [17] bu çalışmada ters basamak üzerine konumlandırılmış farklı geometrik şekillerdeki (kare, daire, eşkenar üçgen) engellerin akış alanına etkilerini incelemiştir. Akış sıkıştırılmaz, türbülanslı ve üç boyutlu olarak ve düzenlenmiş k-ω türbülans modeli kullanılarak araştırılmıştır. Akış önünde engel teşkil eden şekillerin yüksekliklerinin, basamak yüksekliği ile boyutsuzlaştırılarak analiz gerçekleştirilmiştir. Üzerinde hiçbir engel bulunmayan ters basamak için elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Ters basamak üzerine konulan engellerin geometri şeklinden bağımsız olarak herhangi bir engel bulunması durumunun ayrılmış akış bölgesi uzunluğunun arttırıldığı sonucuna varılmıştır. Ters basamak geometrisi üzerine eşkenar üçgen kesitli engelin konulması durumunda en uzun akış ayrılması bölgesi oluşturmuştur.

Zhang ve Song [18] STAR CCM+ yazılımını kullanarak geri basamak akışının pasif kontrolü için dik açılı (the right angle step), kavisli (fillet step) ve düz olmayan kavisli (nonsmooth fillet step) geri basamak geometrilerini incelemişlerdir. Aynı akış şartları için düz olmayan kavisli geri basamak geometrisinin yeniden birleşme uzunluğunda %17,5 oranında önemli bir düşüş ve basamaktan sonra cidar basınç katsayısında da düşüş olduğunu belirtmişlerdir.

McQueen vd. [19]’de geri basamak akışını kontrol etmek için tam basamak köşesinden jet akışı göndererek aktif bir sistem kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarında jet akışının taban basıncında %16’lık, yeniden birleşme uzunluğunda ise %3’lük bir artışa sebep olduğunu bildirmişlerdir.

Banait vd. [20], Driver ve Seigmiller [21]’ın geri basamak geometrisini biri dik açılı diğeri de dar açılı (25° ve 45°) iki basamağa bölerek modifiye etmişler ve modifiye geometrinin yeniden birleşme



Şekil 1. Geri basamak geometrisi ve akış ayrılması (Backward facing step geometry and flow separation)

uzunluğu ve türbülans kinetik enerji üzerine etkisini ANSYS CFD yazılımı yardımıyla SST k- ω türbülans modelini kullanarak analiz etmişlerdir. Yeniden birleşme uzunluğundaki azalma ile türbülans kinetik enerjideki artış arasında ters bir ilişki olduğu sonucuna varmışlardır.

Mehrez vd. [22] ise geri basamak ayrılmış akışındaki ısı transferini yerel zorlamayla Büyük Girdap Simülasyonu (LES) metodolojisini kullanarak sayısal olarak araştırmışlardır. Bütün Richardson sayılarında ısı transferindeki en büyük artışı 0,25 Strouhal sayısında elde etmişlerdir. Ekiciler vd. [23] geri basamağa sahip bir kanalda Al_2O_3/Su nanoakışkanını kullanarak nano parçacık hacim oranını %1-%5 aralığında değiştirerek ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Isı transferinin nano parçacık hacim oranının ve Reynolds sayısının artmasıyla arttığını belirtmişlerdir.

Sadece elektronik yongaların soğutulmasının ve sadece geri basamağın tek başına incelendiği çalışmalar yukarıda da özetlendiği gibi literatürde mevcuttur; fakat geri basamağın elektronik yongalara olan etkisinin birlikte olduğu çalışmalar oldukça azdır ve mevcut çalışmada da sadece laminar akış şartları incelenmiştir (Kırt vd. [24] 2019). Bu yüzden bu çalışmada daha önce araştırılmayan türbülanslı akışta yüzeyle aynı hizada monte edilmiş elektronik yongalardan olan ısı transferine geri basamağın etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Burada geri basamak, elektronik yongaların önüne farklı bir devre elemanın geldiği durumu ifade etmektedir (Şekil 2). Bu durumla elektronik devrelerde de sıklıkla karşılaşılabileceği için ısı transferine etkisinin araştırılması elektronik sistemlerin soğutulmasında önem arz etmektedir. Bu çalışmada geri basamak oluşturan yonga arkasında kalan üç adet elektronik yonga üzerindeki türbülanslı akış durumu basamak yüksekliğinin ve yongaların geri basamağa olan uzaklığının yongalardan olan ısı transferi üzerine etkileri açısından incelenmiştir.

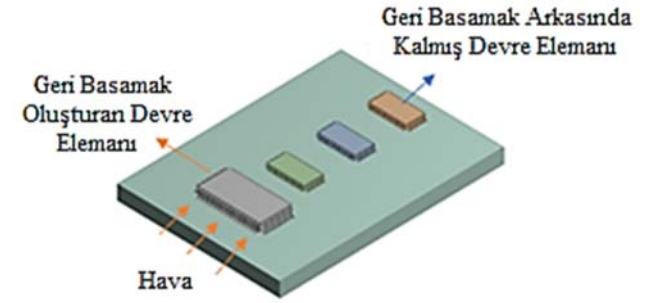
2. Materyal ve Yöntem (Material and Method)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi özellikle parametrik termoakışkan çalışmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. HAD yöntemi, modeli değerlendirmek ve genellikle

kısmi diferansiyel denklem şeklindeki korunum denklemlerini çözmek için sayısal hesaplamalar kullanır [25]. Yöntem ön işleme (preprocessing), çözüm (solving) ve son işleme (postprocessing) olmak üzere üç aşamadan oluşmaktadır [25, 26]. Bu çalışmada ANSYS-Fluent 18.2 yazılımı kullanılmış olup beş farklı geometri için yüzeyle aynı hizadaki yongaların basamak yüksekliği ve yongaların basamak geometrisine uzaklığı değiştirilerek ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Analizde iki boyutlu türbülanslı durum incelenmiş ve soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır.

2.1. Geometri (Geometry)

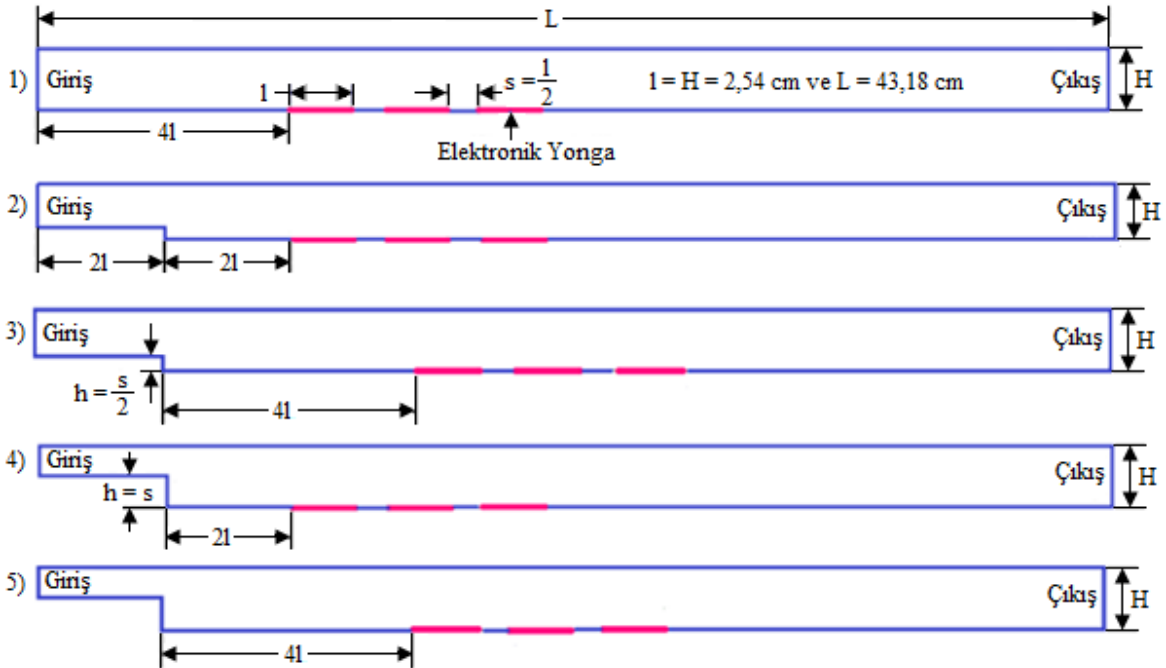
Şekil 2’de geri basamak arkasında kalmış elektronik devre elemanları şematik olarak gösterilmiştir. Bu çalışmada



Şekil 2. Devre kartı üzerinde geri basamak akışı oluşumu (Formation of backward facing step flow on circuit board)

Şekil 2’den esinlenen ancak devre elemanlarının yüzeyle aynı hizada monte edilerek incelendiği geometriler ve ölçüleri Şekil 3’de verilmiştir.

1. Geometri geri basamağın olmadığı baz (referans) geometrisidir. Geri basamağın olduğu geometriler için tipik bir geri basamak geometrisi ve bu geometrideki akış ayrılması Şekil 1’de gösterilmiştir. Tüm geometrilerde kanal çıkış yüksekliği $H = 2,54$ cm olarak sabittir.



Şekil 3. İncelenen geometriler ve ölçüleri (Considered geometries and dimensions)

Yongaların geri basamağa uzaklığı sabit tutularak baz geometrisi üzerine geri basamak etkisi iki farklı basamak yüksekliği için 2. geometri (Basamak yüksekliği $h = 0,635$ cm) ve 4. geometri ($h = 1,27$ cm) araştırılmıştır (1, 2 ve 4. geometriler). Geri basamak yüksekliği sabit tutularak baz geometrisi üzerine yongaların geri basamağa uzaklığının etkisi iki farklı uzaklık için 2. ve 4. Geometri (5,08 cm) ve 3. ve 5. Geometri (10,16 cm) araştırılmıştır (1, 2 ve 3. geometriler) ve (1, 4 ve 5. geometriler). İki farklı basamak yüksekliğine karşılık gelen kanal genişleme oranları 1,33 ve 2,00 olarak Tablo 1’de verilmiştir. Tüm analizler giriş hızı 5,42 m/s için yapılmıştır. Genellikle devre kartlarının havayla soğutulmasında sabit devirli fanların kullanıldığı göz önüne alınırsa fandan sabit hızda hava üfleceğinden giriş hızının sabit alınması mantıklıdır. Ancak üç farklı kanal giriş yüksekliği bulunduğu için (1. Geometride 2,54 cm, 2. ve 3. Geometrilere 1,905 cm ve 4. ve 5. Geometrilere 1,27 cm) ve Re sayısı da kanal giriş yüksekliğine göre tanımlanırsa üç farklı Re sayısının elde edileceğine dikkat edilmelidir. Geri basamak yüksekliğinin azalmasıyla kesit alanı azalacağından giriş havası debisinin de azalacağı açıktır. Eğer kanal giriş yüksekliğine göre tanımlanmış sabit Re sayısında (yani sabit debide) basamak yüksekliğinin etkisi incelenmek istenirse kanal girişi yerine çıkış yüksekliği artırılarak basamak yüksekliği değiştirilmelidir. Bu çalışmada sabit giriş hızı ve sabit kanal çıkış yüksekliğinde basamak yüksekliğinin etkisi incelenmiştir. Dolayısıyla çıkış yüksekliğine göre tanımlanmış Re sayısı sabit ve $Re_H = 9000$ ’dir. Chen vd. [27] geri basamak akışında basamak yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkilerini inceledikleri çalışmalarında da benzer bir yol izlemişler ve üç farklı basamak yüksekliği için giriş hızını sabit tutarak yeniden birleşme bölgesinde hız ve sıcaklık alanlarını araştırmışlardır.

2.2. Korunum Denklemleri ve Türbülans Modeli (Conservation Equations and Turbulence Model)

Bu çalışmada akışın türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. ANSYS-Fluent yazılımı türbülans modellemesinde Eddy viskozitesi yaklaşımıyla, değişkenlerin ortalama değeriyle salınım değerlerinin toplamı olarak göz önüne alındığı Reynolds ortalama Navier-Stokes (RONS) denklemlerini kullanmaktadır. Bu yaklaşımda hız bileşenleri aşağıdaki gibi ortalama değerleriyle salınım değerlerinin (çalkantı) toplamı şeklinde Eş. 1’de verilmiştir.

$$u = \bar{u} + u' \text{ ve } v = \bar{v} + v' \quad (1)$$

Hızların bu şekilde ifade edilmesiyle Reynolds gerilme terimleri ilaveli RONS denklemleri elde edilir. Bu gerilme terimleri de Boussinesq yaklaşımı ile türbülans viskozitesi adı verilen bilinmeyen bir katsayıya sahip basit bir denkleme dönüştürülür. Türbülans viskozitesi de türbülans kinetik enerjisi k ve onun yayılma hızı ϵ kullanılarak hesaplanır. Ortalama hız \bar{u} , üzerindeki çizgi işaretini kaldırarak iki-boyutlu, sürekli ve sıkıştırılmaz türbülanslı akış için RONS tabanlı süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda sırasıyla Eş. 2, Eş. 3, Eş. 4 ve Eş. 5’deki gibidir:

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

x-Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(v + v_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(v + v_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] \quad (3)$$

y-Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(v + v_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(v + v_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(v + v_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] \quad (4)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (5)$$

Burada, ν kinematik viskozite, $\nu_t = \frac{k}{\epsilon}$ olarak kinematik türbülans viskozitesi, Pr Prandtl sayısı ve Pr_t de türbülanslı Prandtl sayısıdır ve türbülanslı Prandtl sayısı 0,85 olarak alınmıştır. Bu çalışmada Wilcox’un std. $k-\omega$ türbülans modeli “shear flow corrections” ve “production limiter” opsiyonlarıyla birlikte kullanılmıştır. Bu modelde $\omega = \frac{\epsilon}{k}$ olarak birim türbülans kinetik enerji başına yayılma hızı olarak tanımlanır ve korunum denklemlerine ek olarak türbülans kinetik enerjisi k ve özgül yayılma hızı ω (specific dissipation rate) denklemleri olmak üzere iki ayrı denklemle hesaplanır [28, 29].

2.3. Sayısal Yöntem ve Sınır Şartları (Numerical Procedure and Boundary Conditions)

Tüm geometriler için çözüm alanı kaba, orta ve sık ağlara bölünerek ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Çalışılan ağlar Tablo 1’de verilmiştir. Geri basamağın ısı transferine etkisi incelendiğinden ve bu bölgede basınç gradyeni oluşacağından basınç, sıcaklık, türbülans kinetik enerji ve hız dağılımının doğru sonuçlar verebilmesi amacıyla ağlar oluşturulurken geri basamak çevresi ve cidarlar sık ağlara bölünmüş olup 4. Geometrinin sık ağ yapısı Şekil 4’de, yüzey ısı taşınım katsayıları üzerinden ağdan bağımsızlık çalışması ise Şekil 5’de gösterilmiştir.

Bu geometride ağ yapıları için ortogonalite ve keskinlik (Skewness) değerleri kaba ağ için 1 ve $7,8296 \times 10^{-5}$, orta ağ için 1 ve $6,535 \times 10^{-5}$ ve sık ağ için de 1 ve $2,4121 \times 10^{-5}$ olarak bulunmuştur. Diğer geometrilerin ağ kaliteleri de benzer mertebelindedir. Türbülans modeli ve kullanılan ağın uygunluğu için tüm geometrilerde y^+ değerleri de elde edilmiştir. Park vd. [30] ve Jaramillo vd. [31], $k-\omega$ ve $k-\omega$ tabanlı modellerde y^+ değerinin 2,5’ün altında olması gerektiğini önermişlerdir. Tablo 2’de elde edilen ortalama, minimum ve maksimum y^+ değerleri verilmiştir. Şekil 5’den görüldüğü gibi orta ve sık ağlarda elde edilen sonuçlar birbirlerine çok yakın olmasına rağmen ortalama y^+ değerlerinin (maksimum y^+ değerleri de göz önünde bulundurularak) sık ağda en uygun sonucu vermesi üzerine sık ağda çözümler alınmıştır.

Tablo 1. Tüm geometriler için eleman sayıları (Element numbers for all geometries)

Kanal Genişleme Oranı ve Ağ Yapısı	Geometri (Baz Geometri)	2. Geometry	3. Geometri	4. Geometri	5. Geometri	
Kanal genişleme oranı	H/(H-h)	-	1,33	1,33	2,00	2,00
	Kaba	16474	24448	24092	26025	22624
Ağ Yapısı	Orta	21324	32918	30917	33767	29534
	Sık	26414	36925	37387	39378	34124

Sürekli rejimde, türbülanslı, sıkıştırılmaz ve iki boyutlu korunum denklemleri ANSYS Fluent 18.2 kullanılarak çözülmüştür. Tüm geometrilerde giriş hızı 300 K sıcaklıkta düzgün hız profilinde ve sabit 5,42 m/s olarak tanımlanmıştır. Isı kaynakları üzerinde $T_s = 342,1$ K sabit yüzey sıcaklığı alınmıştır. Çıkışta basınç sıfırdır. Basınç ve hız birleştirilmesinde (coupling) SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Gradient için hücre tabanlı en küçük kareler (least squares cell based), basınç için ikinci derece, momentum ve enerji için ikinci derece upwind, türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı için birinci derece upwind ayrıklaştırma (spatial discretization) kullanılmıştır. İterasyonlara hassasiyet süreklilik, momentum, k ve ω denklemleri için 10^{-3} , enerji denklemi için 10^{-6} 'ya ulaştığında son verilmiştir. Sınır şartları Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 2. Tüm geometriler için y^+ değerleri (y^+ values for all geometries)

1. Geom.	y^+ ort.	y^+ min.	y^+ maks.
Kaba ağ	2,7104	0,578309	9,37022
Orta ağ	2,18912	0,373298	8,32713
Sık ağ	1,88019	0,215394	7,49123
2. Geom.	y^+ ort.	y^+ min.	y^+ maks.
Kaba ağ	2,00689	0,0077211	8,56357
Orta ağ	1,51794387	0,0031767	8,78869
Sık ağ	1,28123897	0,004077	7,41025
3. Geom.	y^+ ort.	y^+ min.	y^+ maks.
Kaba ağ	2,0861858	0,0066121	8,69761
Orta ağ	1,81212197	0,0027158	8,08811
Sık ağ	1,61504387	0,0019781	6,81918
4. Geom.	y^+ ort.	y^+ min.	y^+ maks.
Kaba ağ	1,4556773	0,0069516	7,39989
Orta ağ	1,04330833	0,0055507	6,61017
Sık ağ	1,01878	0,0036678	6,44468
5. Geom.	y^+ ort.	y^+ min.	y^+ maks.
Kaba ağ	1,88019967	0,0072211	9,72554
Orta ağ	1,56818933	0,0106465	8,64123
Sık ağ	1,36964533	0,0055302	8,11699

2.4. Doğrulama Çalışması (Validation Study)

Gibson vd. [32, 33] ısıtılmış ve geri basamaktan sonra eğri bir yüzey üzerindeki sınır tabakadaki akış ve ısı transferini rüzgar türbininde

deneyssel olarak incelemiş ve Yoder [34] de bu çalışmayı std. k- ϵ modelini kullanarak simüle etmiştir. Bu çalışmada da k- ω ve Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model-RSM) temelli türbülans modelleri Gibson vd. [32, 33]'nin deneyssel çalışması modellenerek Şekil 6'da karşılaştırılmıştır. Gibson vd.'nin deneyssel çalışmasına ve Yoder'in sayısal çalışmasına en uygun sonuç veren türbülans modelinin birbirlerine yakın modeller olmasına rağmen Gibson vd. [32, 33]'nin geometrisindeki düzlem levhadan sonra küçük bir geri basamak ve bu basamaktan sonra eğimin başladığı $x = 1,2$ m'den sonra daha iyi sonuç vermesi nedeniyle k- ω shear flow corrections olduğuna karar verilmiştir. Zaten ters basınç gradyeninin olduğu akışlarda k- ω tabanlı modellerin daha iyi performans sergilediği iyi bilinmektedir [29, 35, 36]. Bu çalışmadaki tüm geometriler sık ağda ve bu türbülans modelinde analiz edilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar bu araştırmacıların deneyssel verileriyle karşılaştırılarak modelleme şartlarıyla birlikte Şekil 6'da verilmiştir. Bu şekilden görüleceği gibi oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Beşinci geometri için elde edilen hız kontürlerinin literatürdeki benzer bir sayısal çalışmayla [37] karşılaştırılması Şekil 7'de, karşılaştırılan çalışmanın özellikleri de Tablo 4'de verilmiştir. Şekil 7'den görüldüğü gibi geri basamak akışının karakteristik akış yapıları elde edilmiştir.

Tablo 4. Hız kontürlerinin karşılaştırıldığı çalışmanın özellikleri (ER: kanal genişleme oranı, $Re_H = uH/v$) (The properties for compared study (ER: Channel expansion ratio, $Re_H = uH/v$))

	Bu çalışma (5. Geometri)	Haque vd. [37]
ER	2,00	1,67
Re_H	9000	8400
Giriş hızı	5,42 m/s	12,41 m/s
Sayısal yöntem	SIMPLE	SIMPLE
Turbulence Model	Std. k- ω	SST k- ω

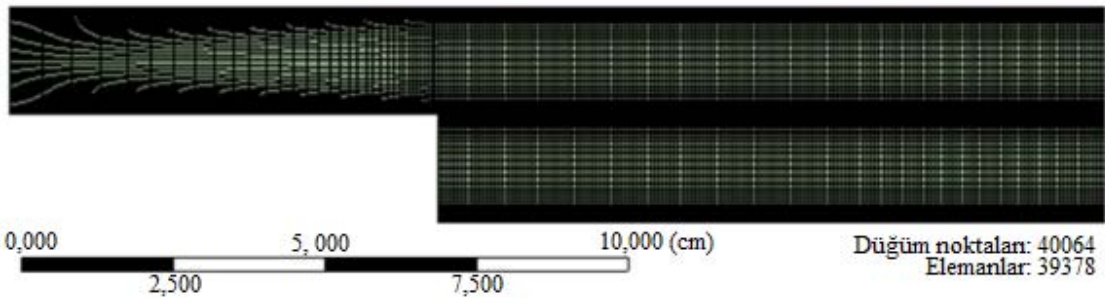
3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

3.1. Hız, Sıcaklık, Basınç ve Kinetik Enerji Dağılımları (Velocity, Temperature, Pressure and Kinetic Energy Contours)

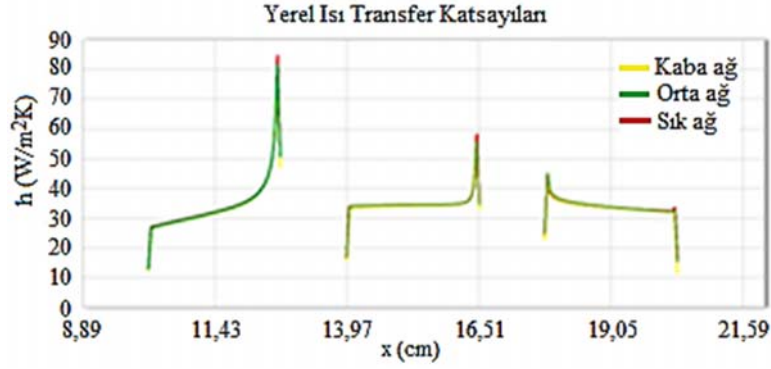
Analiz sonucu elde edilen hız, sıcaklık, basınç ve türbülans kinetik enerji kontürleri sırasıyla Şekil 8, Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11'de gösterilmiştir. Hız kontürleri Şekil 8'a'da görüldüğü gibi baz

Tablo 3. Sınır şartları (Boundary conditions)

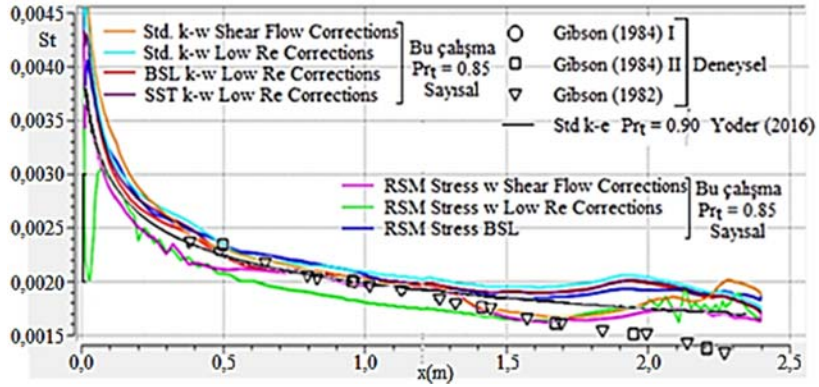
	Giriş	Basamak Üst Yüzeyi	Basamak Yan Yüzeyi	Üst Yüzey	Yonga Yüzeyleri	Alt Yüzey	Çıkış
Hız (m/s)	5,42	0 (No-slip)	0 (No-slip)	0 (No-slip)	0 (No-slip)	0 (No-slip)	-
Sıcaklık (K)	300	Adyabatik	Adyabatik	Adyabatik	342,1	Adyabatik	-
Türbülans Şiddeti (%)	5	-	-	-	-	-	-
Türbülans Viskozite Oranı	10	-	-	-	-	-	-
Basınç (Pa)	-	-	-	-	-	-	0



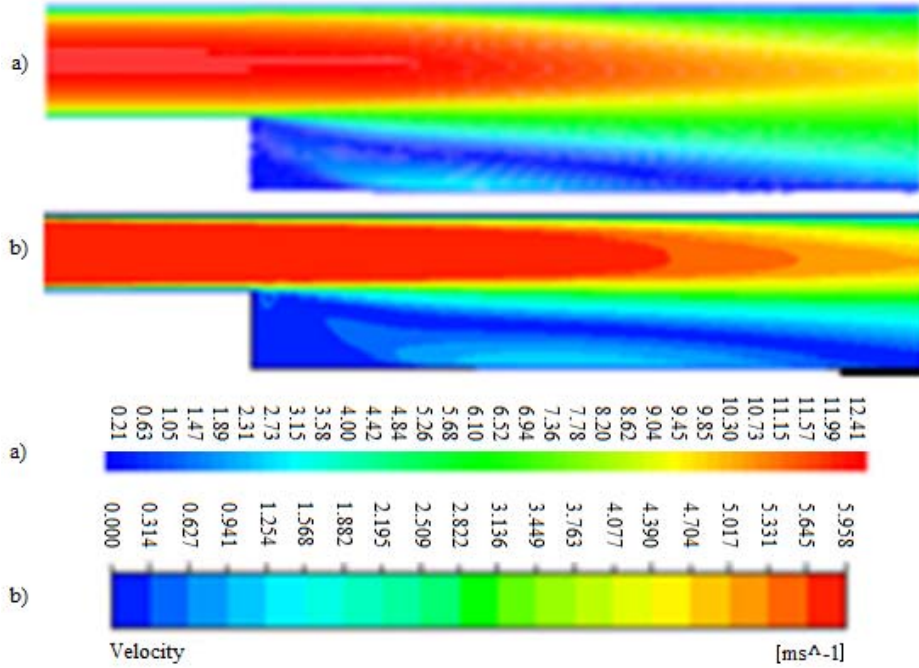
Şekil 4. Geri basamak civarında ağ yapısı detayı (Detail in mesh structure near backward facing step)



Şekil 5. Ağdan bağımsızlık çalışması (4. Geometri) (Mesh independency study (Geometry 4))



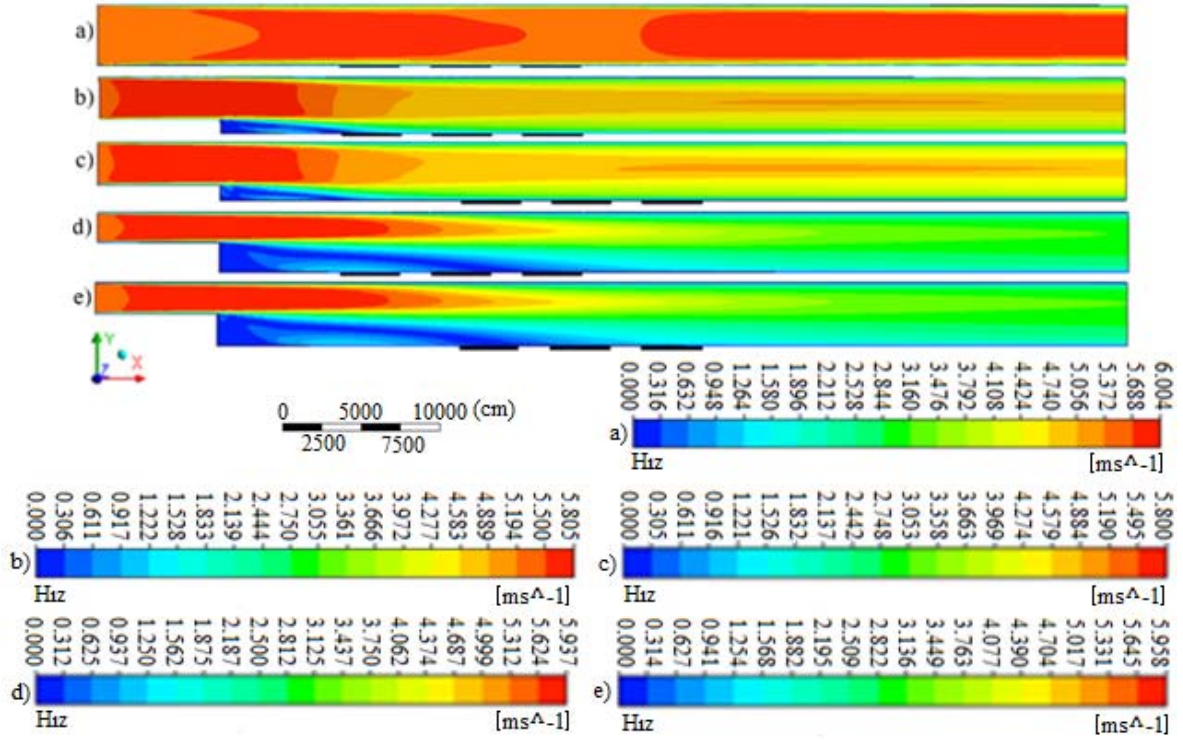
Şekil 6. k- ω ve Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model-RSM) tabanlı türbülans model sonuçlarının Std. k- ϵ ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması
(Comparison of the results of k- ω and Reynolds Stress (RSM) based turbulence Models with the results of Std. k- ϵ model and experiments)



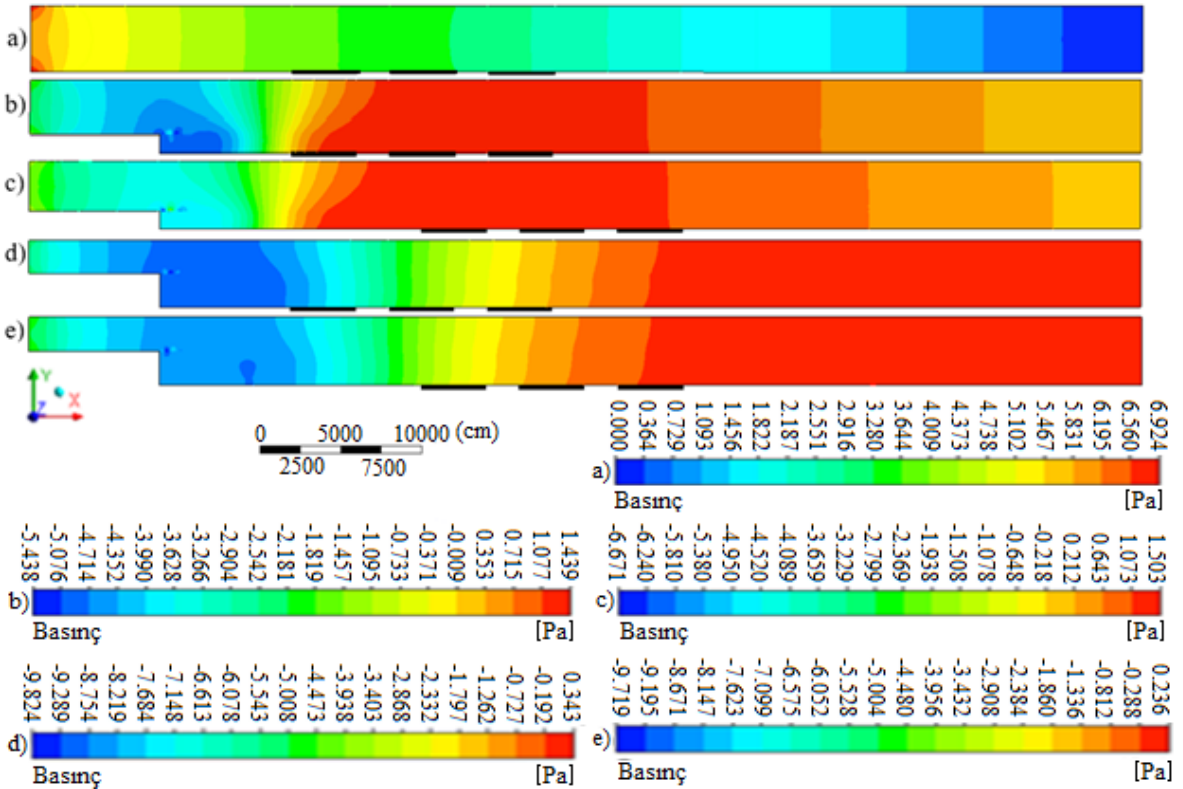
Şekil 7. Hız kontürlerinin karşılaştırılması a) Haque vd. (2007) [37] ve b) Bu çalışma, 5. Geometri
(Comparison of velocity contours a) Haque et al. (2007) [37] and b) This study)

geometride düzlem levha üzerinde akışa uygun çıkmaktadır. Akış, ısı kaynağına olan uzaklığın yaklaşık yarı mesafesinde hemen hemen

parabolik hız profiline ulaşmakta, üçüncü ısı kaynağının başlarına kadar bu profilini korumakta, son ısı kaynağından yaklaşık bir ısı



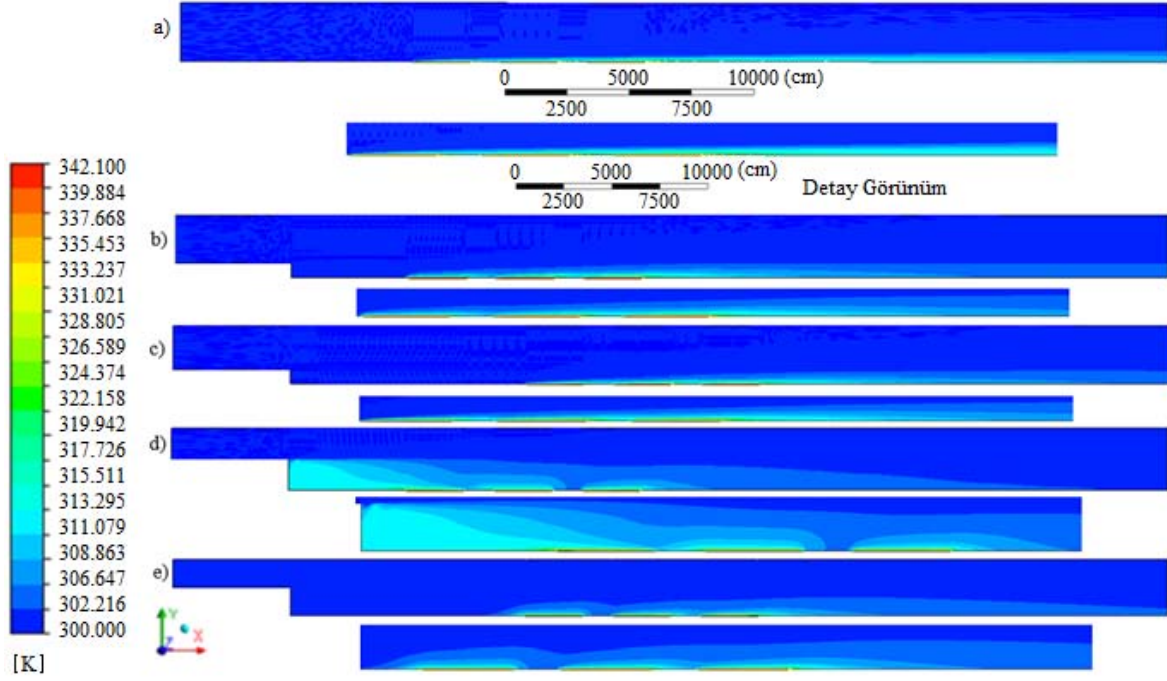
Şekil 8. 5,42 m/s giriş hızı için hız kontürleri ($Re_H = 9000$) (Velocity contours for 5,42 m/s ($Re_H = 9000$))



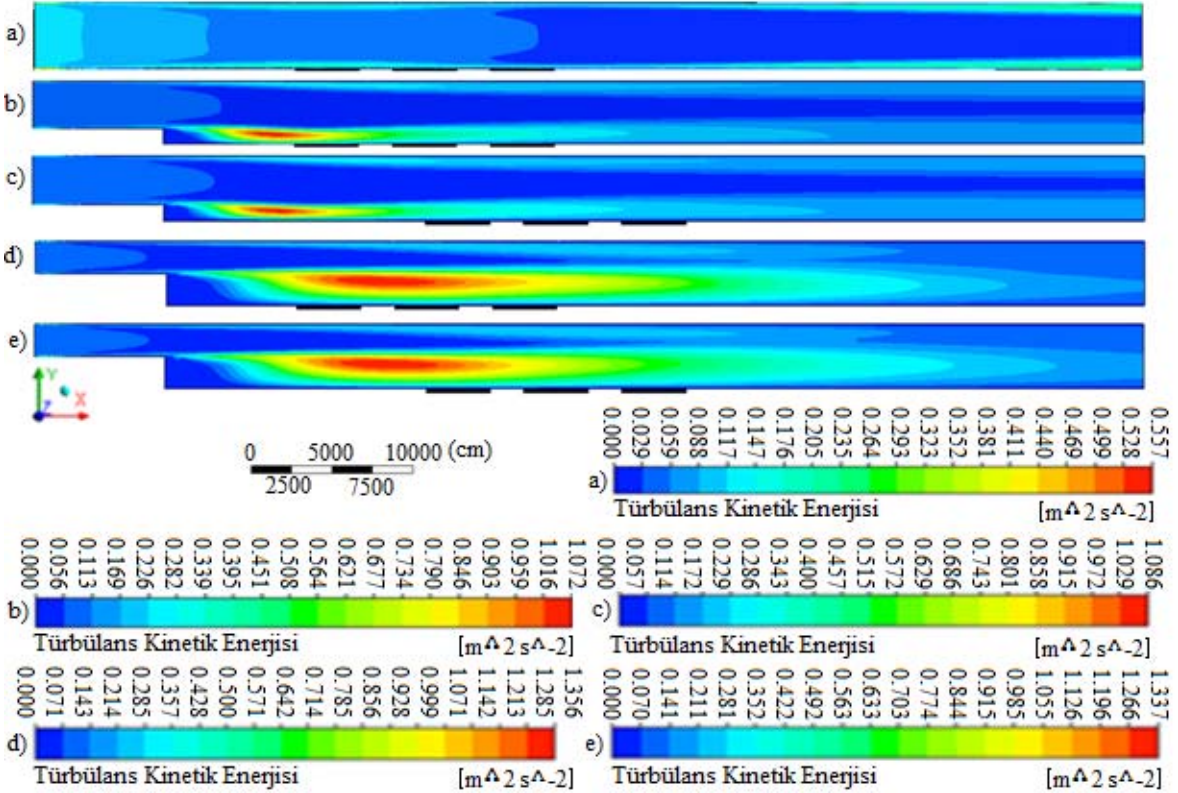
Şekil 9. 5,42 m/s giriş hızı için basınç kontürleri ($Re_H = 9000$) (Pressure contours for 5,42 m/s ($Re_H = 9000$))

kaynağı boyu uzaklıkta da türbülanslı tam gelişmiş hız profiline doğru yönelim başlamaktadır. Son ısı kaynağının başından itibaren hız bir miktar düşmekte fakat tam gelişmiş hız profiline doğru yönelimde

tekrar maksimum değerine ulaşmaktadır. Son ısı kaynağının başından itibaren hızdaki bu küçük düşüş ısı kaynakları üzerindeki sıcaklık yükselmesine yorulabilir. Çevre sıcaklığı ile duvar sıcaklığı



Şekil 10. 5,42 m/s giriş hızı için sıcaklık dağılımı (Alttaiki şekiller yonga etrafının büyütülmüşüdür) ($Re_H = 9000$)
(Temperature contours for 5,42 m/s (Contours under main figures are magnified views of chip's surroundings ($Re_H = 9000$)))



Şekil 11. 5,42 m/s giriş hızı için türbülans kinetik enerji kontürleri ($Re_H = 9000$)
(Turbulence kinetic energy contours for 5,42 m/s ($Re_H = 9000$)))

arasındaki farkın maksimum 10 K gibi küçük olduğu Hisieh ve Chang'ın [38] çalışmasında da akış alanındaki izotermal duruma göre olan bu küçük farklılık küçük de olsa bu sıcaklık farkına yorulmuştur.

Düşük basamak yüksekliğinde (Kanal genişleme oranı $ER = 1,33$ ve $h = 0,635$ cm) akış tam gelişmiş olamadan basamağa ulaşmakta ve basınç gradyeninin etkisiyle kazanmış olduğu hız profili

bozulmaktadır. Basamaktan sonra akış ayrılmakta ve birinci ısı kaynağının ortalarında yeniden birleşmektedir. Yeniden birleşme uzunluğu ikinci ve üçüncü geometrilerde değişmemektedir. Yani ısı kaynaklarının yeri yeniden birleşme uzunluğunu etkilememektedir. Bu durum yüksek basamak yüksekliğinde (Kanal genişleme oranı ER = 2,00 ve h = 1,27 cm) de tekrar etmekte ancak yeniden birleşme uzunluğu kanal genişleme oranının artmasıyla Chen vd. [27]'nin çalışmasıyla uyumlu olarak artarak üçüncü ısı kaynağının sonlarına kadar uzamaktadır. Düşük basamak yüksekliğinde akış üzerine basamak etkisi daha az olduğundan kanal ortalarından itibaren kanal merkezinde baz geometrideki akışa benzer olarak hız yükselmekte ve Şekil 8b'den görüldüğü gibi ısı kaynakları basamağa daha yakın olduğunda hava daha çabuk ısınmaya başlamakta ve yeniden ulaşılan yüksek hız bölgesine (yaklaşık basık bir elips şeklinde) hem geç varılmakta hem de küçülmektedir. Şekil 8d ve e'den görüldüğü gibi yüksek basamak yüksekliğinde ise ikinci ısı kaynağının ortasından itibaren bir daha yüksek hız bölgesi oluşmamaktadır.

Tüm geometriler için basınç kontürleri Şekil 9'da verilmiştir. Şekil 9a'da baz geometri için basınç kontürlerinin dağılımı iki paralel levha akışına benzer olarak girişten çıkışa doğru düşmekte ve y-ekseni yönünde basınç gradyeni oluşmamaktadır. Basınç gradyeni üzerine sıcaklık etkisi çok hafif olarak ikinci ısı kaynağından sonra göze çarpmakta sonra hemen kaybolmaktadır. Geri basamağın basınç gradyeni üzerine etkileri düşük kanal genişleme oranında (ER = 1,33, 2. ve 3. Geometriler) ve daha yüksek kanal genişleme oranında (ER = 2,00, 4. ve 5. Geometriler) Şekil 9b, Şekil 9c, Şekil 9d ve Şekil 9e'den görülebilir. Her iki kanal genişleme oranlarında tüm kanallarda basamak çevresindeki, özellikle yeniden birleşmenin yakınındaki, düşük basınç gradyeni giriş basıncının da düşmesine sebep olmaktadır. Isı kaynaklarının basamağa yakın olması yani sıcaklık etkisi basamak çevresindeki basıncı düşürmektedir. Düşük kanal genişleme oranında, hemen basamak yakınında düşük basınç bölgesi akış yönünde artmaya ve y-ekseni yönünde değişmemeye başlamakta ve maksimum değerine ulaştıktan sonra basamak etkisi kaybolmakta ve basınç tekrar yavaş yavaş düşmeye başlamaktadır. Yüksek kanal genişleme oranında bu basınç artışı daha yavaş düzgün olmakta ve maksimum değerini kanal çıkışına kadar muhafaza etmektedir. Sonuç olarak Tüm ısı kaynakları basınç gradyeninden etkilenmekte, her iki kanal genişleme oranında da basınç yükselmesinin önemli bir kısmı Driver ve Seegmiller [21]'in deneysel çalışmasında da gösterdiği gibi yeniden birleşmeden sonra meydana gelmekte ve sınır tabaka kabullerine uygun olarak gelişmektedir.

Tüm geometriler için sıcaklık değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Baz geometri (1. Geometri), 2. ve 3. geometriler (ER = 1,33) için ısı kaynakları yeniden birleşmeden sonraya denk geldikleri için sıcaklık gradyeni ince sınır tabaka boyunca meydana gelmektedir. Ancak 3. ve 4. geometriler (ER = 2,00), özellikle de 3. geometri tam yeniden birleşme noktası üzerine denk gelmekte ve ısı kaynakları üzerindeki sıcaklık gradyeni büyümekte ve ısınan akışın girdap yüzünden basamağa doğru yönelmesi yüzünden basamağa bitişik sıcak bir bölge oluşmaktadır. 4. geometrinin birinci ısı kaynağı basamaktan uzak olduğu ve yeniden birleşme bölgesinin içine denk gelmediği için ısı kaynağının sıcaklığı yeniden birleşme bölgesini etkilememekte basamak bitişliğinde sıcak bir bölge oluşmamaktadır. Tüm geometriler için türbülans kinetik enerji dağılımı Şekil 11'de verilmiştir. Baz geometri için akış kanal boyunca ilerledikçe beklendiği gibi kinetik enerjisini kaybetmektedir. Maksimum kinetik enerjiler kanal girişinde alt ve üst köşelerde oluşmakta ve akış ilerledikçe kanal cidarlarında da artarak devam etmektedir. Geri basamağın olduğu diğer tüm geometrilerde basamağın hemen arkasında ani bir artış sergilemektedir ve 2. ve 3. geometriler (ER = 1,33) için ayrılan kayma tabakasında ~6,67h uzaklığında, 4 ve 5. geometriler (ER = 2,00) için ise ~7,00h uzaklığında maksimum değerine ulaşmaktadır. Kasagi ve Matsunaga [39]'nin suyla yapmış olduğu ve Re_H sayısının yaklaşık

14363 olduğu deneysel çalışmada (ER = 1,504) maksimum kinetik enerjinin basamağın 4,5h uzaklığında çıktığı rapor edilmiştir ve bu çalışmadaki kinetik enerji dağılımının kalitatif olarak bu deneysel çalışmayla uyumlu olduğu söylenebilir.

3.2. Yerel ve Ortalama Isı Transfer Katsayıları (Local and Average Heat Transfer Coefficients)

Isı kaynakları üzerinden olan taşınım ısı transfer katsayısı Newton'un soğuma kanunundan bulunur ve Eş. 6'yerel ısı taşınım katsayısı:

$$h = \frac{q}{(T - T_s)} \quad (6)$$

Yerel ısı akısı q, ısı kaynakları üzerindeki ilk ağ tabakasına Fourier'in ısı iletim kanunu uygulanarak Eş. 7'den bulunur:

$$q = -k \frac{\Delta T}{\Delta y} \quad (7)$$

Ortalama ısı transfer katsayısı ise ısı kaynakları üzerinde yüzeye en yakın x-yönünde ağ noktalarındaki yerel ısı taşınım katsayılarının ağ noktası sayısına (n) bölünmesiyle Eş. 8'den elde edilir. Her bir ısıtılmış yüzey için:

$$h_{ort} = \frac{\sum_i^n h}{n} \quad (8)$$

Kanal yüksekliğine göre tanımlanmış ortalama Nusselt sayıları da ortalama ısı taşınım katsayıları kullanılarak bulunur. Hem her bir ısıtılmış yüzey hem de her bir geometrideki tüm ısıtılmış yüzeyler için ortalama Nusselt sayıları Eş. 9'dan aynı şekilde hesaplanır.

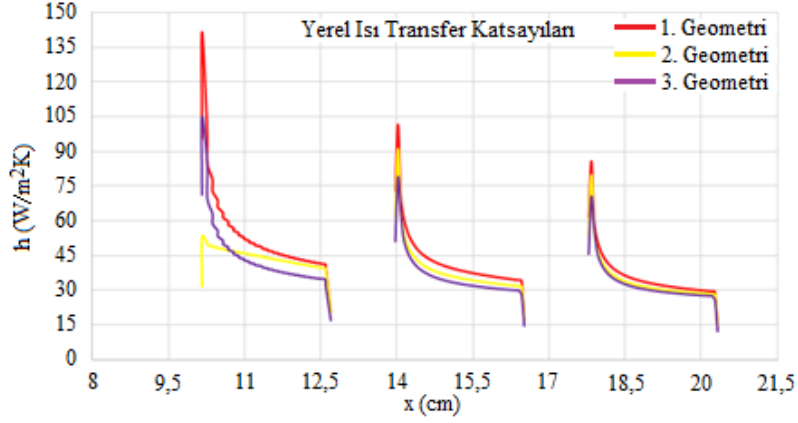
$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} H}{k} \quad (9)$$

3.3. Yongaların Geri Basamağa Uzaklığının Isı Transferi Üzerine Etkisi (The Effects of the Distances of Chips from Backward Facing Step on Heat Transfer)

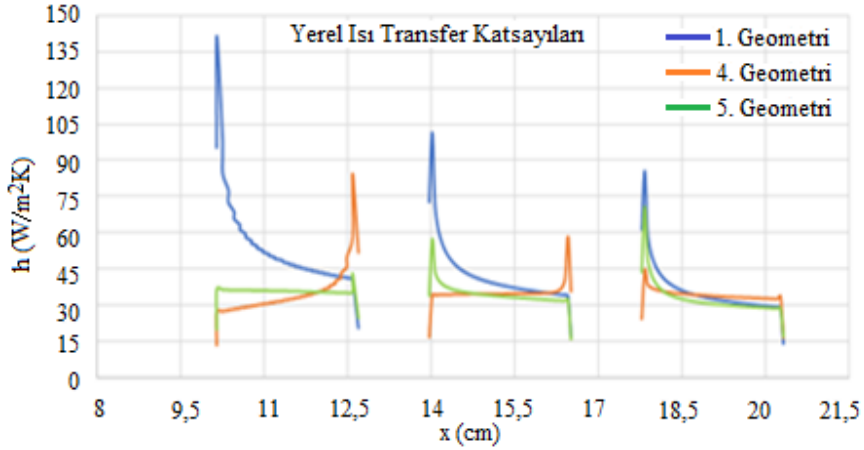
Yongaların geri basamağa olan uzaklığının ısı transferi üzerine etkisini incelemek için her bir kanal genişleme oranı için 2l (5,08 cm) ve 4l (10,16 cm) olmak üzere iki farklı uzaklık incelenmiştir. Hesaplanan yerel ısı taşınım katsayısı değişimleri ER = 1,33 için Şekil 12'de ve ER = 2,00 için de Şekil 12'de karşılaştırma amacıyla baz geometriyle beraber verilmiştir. Şekil 12'den görüldüğü gibi 1. ve 3. geometriler üzerindeki yongalarda yerel ısı taşınım katsayısının değişimi benzer eğilime sahip olmasına rağmen 2. geometrinin 1. yongası üzerinde bariz bir şekilde düşmektedir. Bunun nedeni 2. geometri üzerinde yeniden birleşme noktasının Şekil 8b'den görülebileceği gibi 1. yonganın tam ortasına denk gelmiş olmasıdır. Akışkanın bu noktada hızının düşmesi yerel ısı taşınım katsayısının da düşmesine neden olmaktadır. 3. geometride yongalar yeniden birleşme noktasının uzağında olduğu için baz geometrideki eğilim korunmakta ancak geri basamak yüzünden ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Şekil 13'den görüldüğü gibi kanal genişleme oranının artmasıyla yeniden birleşme uzunluğu da arttığından ve yeniden birleşme bölgesi 4. geometride daha fazla olmak üzere tam yongaların üzerine denk geldiğinden dolayı 4. ve 5. geometrilerde ısı taşınım katsayısı eğilimleri tamamen değişiktir. 5. geometride 1. yonga ve 4. geometride hem 1. ve hem de 2. yonga üzerinde yerel ısı taşınım katsayısı eğilimi tam tersi şekilde olmaktadır. Yani 4. geometride yeniden birleşme noktasından basamağa doğru yönelen akış benzer eğilimi ters yönde ancak ısındığı için daha düşük olarak oluşturmaktadır. Bu durumdan en az son yonga etkilenmekte ve ısı taşınım katsayısı eğilimi düşük olarak ancak baz geometrideki benzer şekilde gelişmektedir.

Yerel ısı taşınım katsayısı üzerine ayrılmış akış etkileri yongalar üzerinde ortalama ısı taşınım katsayılarını da etkilemekte ve bu etkiler 1., 2. ve 3. geometriler için Şekil 14’de, 1., 4. ve 5. geometriler için Şekil 15’de verilmiştir. Şekil 14’den görüldüğü gibi 2. geometrinin 1. yongası üzerinde ortalama ısı taşınım katsayısı 3. geometrinin 1.

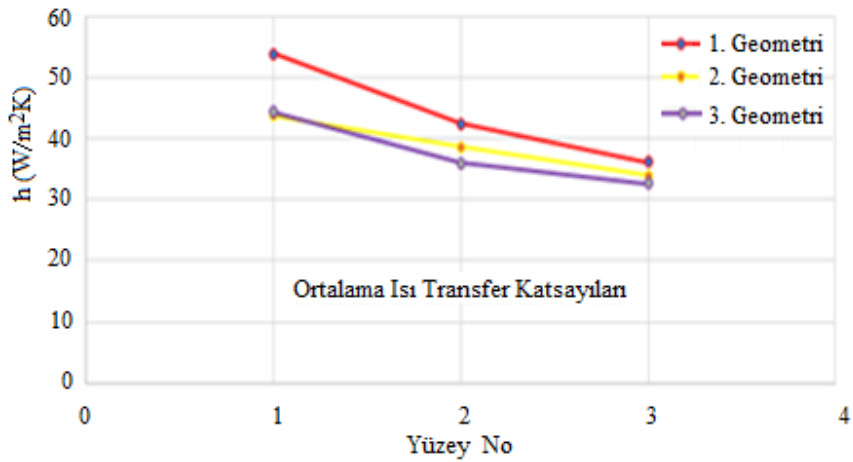
yongası üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı değerine kadar düşmektedir. 1., 4. ve 5. geometrilerde ise tüm yongalar yeniden birleşme bölgesi içinde kaldığından 4. geometrideki tüm yongalar üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayıları 5. geometrideki değerlere düşmekte ve her iki geometrideki ortalama ısı taşınım



Şekil 12. Yongalar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı dağılımları (1, 2 ve 3. Geometriler-Yongaların basamağa uzaklığının etkisi)
(Local heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 2, and 3 – the effects of the distances of chips from backward facing step))



Şekil 13. Yongalar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı dağılımları (1, 4 ve 5. Geometriler-Yongaların basamağa uzaklığının etkisi)
(Local heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 4, and 5 – the effects of the distances of chips from backward facing step))



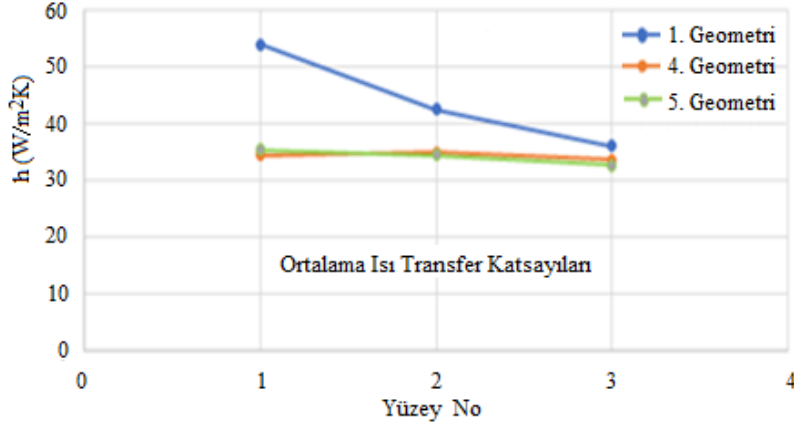
Şekil 14. Yongalar üzerinde ortalama ısı transfer katsayıları (1, 2 ve 3. Geometriler-Yongaların basamağa uzaklığının etkisi)
(Average heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 2, and 3 – the effects of the distances of chips from backward facing step))

katsayısı eğrileri neredeyse birbirine çakışık çıkmıştır. Sonuç olarak geri basamak tüm geometrilerde ısı taşınımını düşürmekte, geri basamağa olan uzaklık sadece 2. geometrinin 2. yongasında bir miktar etkili olmaktadır.

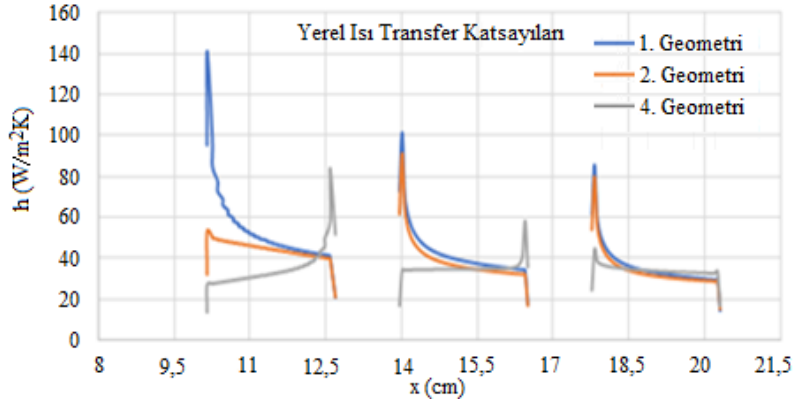
3.4. Geri Basamak Yüksekliğinin Isı Transferi Üzerine Etkisi (The Effects of Backward Facing Step Height on Heat Transfer)

Geri basamak yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkisini incelemek için $h = s/2$ ve $h = s$ olmak üzere sırasıyla kanal genişleme oranı 1,33

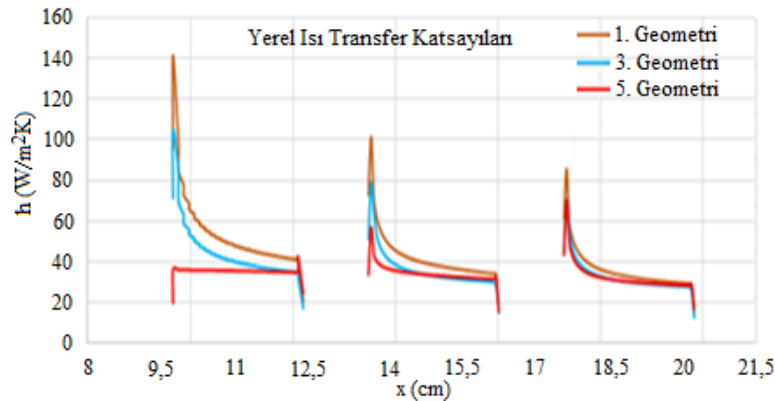
ve 2,00 değerlerine karşılık gelen iki farklı basamak yüksekliğine sahip geometriler incelenmiştir. Bu amaçla yerel ısı taşınım katsayıları yongaların geri basamağa olan uzaklığının değişmediği ve 21 olduğu 1., 2. ve 4. geometriler için Şekil 16'da, 41 olduğu 1., 3. ve 5. geometriler için de Şekil 17'de baz geometriyle beraber verilmiştir. Şekil 16'dan görüldüğü gibi yongaların basamağa yakın olduğu 2. ve 4. geometriler basamaktan sonra ayrılmış akış bölgesine denk geldikleri için akış ayrılmasından geniş ölçüde etkilenmektedirler. Kanal genişleme oranı arttıkça yeniden birleşme uzunluğu arttığı için en fazla 2. geometrinin 1. yongası etkilenirken kanal genişleme



Şekil 15. Yongalar üzerinde ortalama ısı transfer katsayıları (1, 4 ve 5. Geometriler-Yongaların basamağa uzaklığının etkisi)
(Average heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 4, and 5 – the effects of the distances of chips from backward facing step))



Şekil 16. Yongalar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı dağılımları (1, 2 ve 4. Geometriler-Basamak yüksekliğinin etkisi)
(Local heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 2, and 4 – the effects of backward facing step height))



Şekil 17. Yongalar üzerinde yerel ısı transfer katsayısı dağılımları (1, 3 ve 5. Geometriler-Basamak yüksekliğinin etkisi)
(Local heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 3, and 5 – the effects of backward facing step height))

oranının daha yüksek olduğu 4. geometrinin hem 1. hem de 2. geometrisi etkilenmektedirler. Bu etkilenme 2. geometrinin 1. yongasında yerel ısı taşınım katsayısı eğrisi baz geometrideki eğilimi korurken özellikle yonga başlangıcında keskin bir düşüşle kendini göstermektedir. 4. geometride ise ilk iki yonga tamamen ayrılmış akış bölgesinde kaldığından dolayı basamağa doğru olan akış yüzünden hem baz geometrideki eğilim tersine gelişmekte hem de ısı taşınım katsayısı düşmektedir. Şekil 17’de ise yongaların basamağa uzak olduğu 3. ve 5. geometriler üzerindeki yerel ısı taşınım katsayısı değişimi verilmiştir. Burada kanal genişleme oranının düşük olduğu 3. geometride yongalar ayrılmış akış bölgesinin tamamen dışında kaldığı için yerel ısı taşınım katsayısı değişim eğrisi baz geometriye benzer eğilimini korumakta ancak baz geometriye göre azalmaktadır. Kanal genişleme oranının yüksek olduğu 5. Geometride ise sadece 1. yonga ayrılmış akış bölgesinde kaldığı için bu yonga üzerinde yerel ısı taşınım katsayısı baz geometriye göre hem düşmekte hem de eğilim tersine dönmektedir. Yerel ısı taşınım katsayısındaki bu etkilenmeler Şekil 18 ve Şekil 19’da gösterilen ortalama ısı taşınım katsayısı eğrilerine de yansımakta ve en fazla 1. Yongada olmak üzere ortalama ısı taşınım katsayıları düşmektedir. Baz geometriye göre en az düşüş beklendiği gibi son yongada olmaktadır.

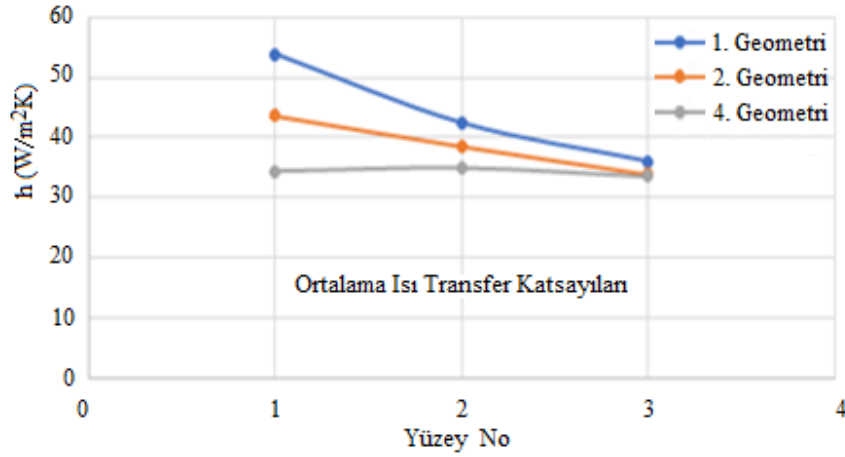
Geometrilerin tümünde tüm yongalar için ortalama Nusselt (Nu_{ort}) sayıları Şekil 20’de gösterilmiştir. Bu şekilde tüm yongalar için ortalama Nusselt sayıları incelendiğinde alçak basamak

yüksekliğindeki 2. ve 3. geometrilerde Nusselt sayısı sırasıyla %12,32 ve %14,76 azalmaktadır. Görüldüğü gibi yongaların geri basamağa olan uzaklığı arttıkça Nusselt sayılarında çok az bir düşüş olmaktadır. Yüksek basamak yüksekliğindeki 4. ve 5. geometrilerde ise Nusselt sayısı sırasıyla %22,28 ve %22,69 azalmaktadır. Bu yükseklikte yongaların geri basamağa olan uzaklığı Nusselt sayısındaki azalmayı neredeyse hiç etkilememektedir. Genel olarak basamak yükseldikçe ortalama Nusselt sayısındaki azalma artmakta ve yongaların basamağa olan uzaklığının etkisi de oldukça azalmaktadır.

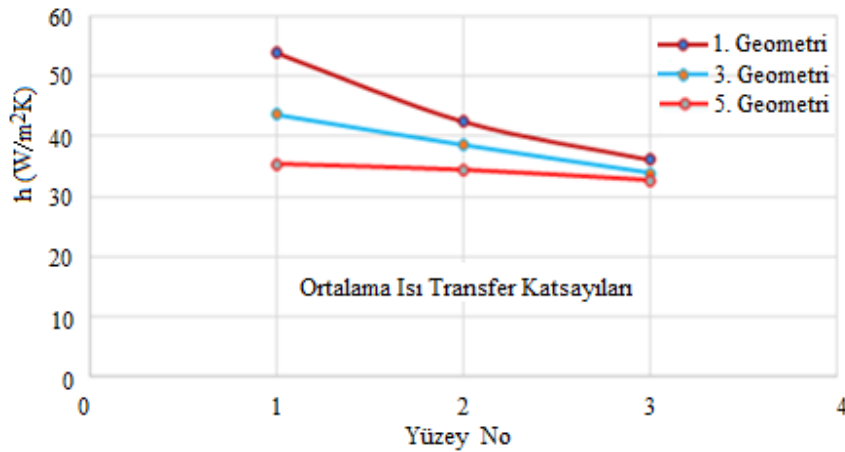
4. Sonuçlar ve Öneriler (Conclusions and Recommendations)

Bu çalışmada, geri basamak arkasına yerleştirilmiş ve yüzeyle aynı hizada monte edilmiş üç adet elektronik yongadan olan ısı transferi üzerine yongaların geri basamağa uzaklığının ve basamak yüksekliğinin etkisi geri basamaksız duruma karşılaştırmalı olarak araştırılmıştır. Böylece geri basamağın ve basamak yüksekliğinin yongalardan olan ısı transferi üzerine etkisi belirlenmiş ve aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

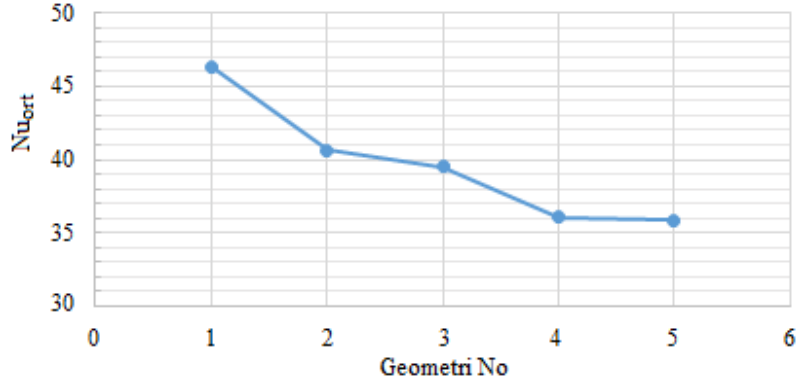
- Tüm durumlarda geri basamak yongalardan olan ısı transferini düşürmektedir. Bu azalma en çok ilk yongada etkili olmaktadır.
- Yongalardan olan ısı transferi düşüşüne basamaktan sonra oluşan ve basınç gradyenine sebep olan ayrılmış akış bölgesi sebep olmaktadır.



Şekil 18. Yongalar üzerinde ortalama ısı transfer katsayıları (1, 2 ve 4. Geometriler-Basamak yüksekliğinin etkisi) (Average heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 2, and 4 – the effects of backward facing step height))



Şekil 19. Yongalar üzerinde ortalama ısı transfer katsayıları (1, 3 ve 5. Geometriler-Basamak yüksekliğinin etkisi) (Average heat transfer coefficients on the chips (Geometry 1, 3, and 5 – the effects of backward facing step height))



Şekil 20. Tüm yongalar üzerinde her bir geometri için ortalama Nusselt sayıları
(Average Nusselt numbers on the all chip surfaces for each geometry)

- Yongaların geri basamağa olan uzaklığı arttıkça yongalar ayrılmış akış bölgesinin etkisinden uzaklaşmakta ve ısı transferi düşüşü azalmaktadır.
- Geri basamak yüksekliğinin artması yani kanal genişleme oranının artması yeniden birleşme uzunluğunu arttırdığından yongaların ayrılmış akış bölgesinin etkisine girmesine ve ısı transferi düşüşüne neden olmaktadır.
- Tüm yongaların ortalama Nusselt (Nu_{ort}) sayısı dikkate alındığında baz geometriye göre ortalama Nusselt sayısındaki yüzde azalmalar 2., 3., 4. ve 5 geometri için sırasıyla %12,32, %14,76, %22,28 ve %22,69 olarak bulunmuştur.

Devre elemanları tasarlanırken ya da devre kartları yerleştirilirken geri basamak etkisi dikkate alınmalı ve yongalar geri basamaktan mümkün olduğunca uzağa yerleştirilmeye çalışılmalıdır, ancak elektronik cihazların gün geçtikçe küçülmesi yongaların basamaktan uzağa yerleştirilmesi imkanını azaltmaktadır. Bu yüzden elektronik yongalar devre üzerine monte edilirken geri basamak etkisi ve geri basamağa uzaklık dikkate alınarak tasarım iyileştirilmeli mümkünse optimum tasarım yapılmalıdır. Ayrıca ileride aynı hızda değil de çıkıntı oluşturacak şekilde yani blok şeklindeki yongalardan olan ısı transferi üzerine geri basamak etkisi araştırılabilir. Bu araştırmalara basınç gradyeninin etkisi de eklenebilir.

5. Simgeler (Symbols)

- a : Basamak boyu [m]
b : Basamaktan sonraki uzunluk [m]
BFS : Geri basamak [Backward facing step]
ER : Kanal genişleme oranı $[H/(H-h)]$
h : Basamak yüksekliği [m], yerel ısı transfer katsayısı $[W/m^2K]$
 h_{ort} : Ortalama ısı transfer katsayısı $[W/m^2K]$
H : Kanal yüksekliği [m]
k : Isı iletim katsayısı $[W/mK]$
l : Isı kaynağı (yonga) boyu [m]
L : Kanal uzunluğu [m]
n : Isıtılmış yüzey üzerindeki ağ noktası sayısı
 Nu_H : Nusselt sayısı $[=hH/k]$
 Nu_{ort} : Ortalama Nusselt sayısı $[=h_{ort}H/k]$
Pr : Prandtl sayısı
 Pr_t : Türbülanslı Prandtl sayısı
RSM : Reynolds gerilme modeli
 Re_H : Reynolds sayısı $[=uH/\nu]$
St : Stanton sayısı
s : Isı kaynakları arasındaki mesafe [m]
u : Düzgün kanal giriş hızı $[m/s]$
v : Kinematik viskozite $[m^2/s]$

- T_s : Isı kaynağı sıcaklığı [K]
 y^+ : Ağ noktasından cidara olan boyutsuz uzaklık

Kaynaklar (References)

1. Voller V.R. ve Porte-Agel F., Moore's Law and Numerical Modeling, J. Computational Physics, 179 (2), 698-703, 2002.
2. Karabulut K. ve Alnak D.E., Değişik Şekilde Tasarlanan Isıtılmış Yüzeylerin Hava Jeti Çarpmalı Soğutulmasının Araştırılması, Pamukkale Üniv. Müh. Bilimleri Dergisi, 26 (1), 88-98, 2020.
3. Bhowmik H. ve Tou K.W., Experimental Study of Transient Natural Convection Heat Transfer from Simulated Electronic Chips, Experimental Thermal and Fluid Science, 29 (4), 485-492, 2005.
4. Alami Nia A. ve Campo A., Experimental Study on EHD Heat Transfer Enhancement from Flush-Mounted Ribbons with Different Arrangements of Wire Electrodes in a Channel, Heat and Mass Transfer, 52 (12), 2823-2831, 2016.
5. Pulat E., Yüzeyle Aynı Hızda Monte Edilmiş Ayrık Isı Kaynakları Üzerinden Olan Akışta Eşlenik Isı Transferinin Hesaplamalı Olarak Araştırılması, Dokuz Eylül Üniv. Müh. Fak. Müh. Bilimleri Dergisi, 2, 175-182, 2000.
6. Etemoğlu A.B., İşman M.K., Pulat E., Can M., Tek Yongalı Elektronik Cihazların Laminer ve Türbülanslı Akışta Soğutulmasının Analizi, Mühendis ve Makina, 45 (535), 18-28, 2004.
7. Kılıç M., Elektronik Sistemlerin Soğutulmasında Nanoakışkanlar ve Çarpın Jetlerin Müşterek Etkisinin İncelenmesi, Çukurova Üniv. Müh. Mimarlık Fak. Dergisi, 33 (3), 121-132, 2018.
8. Gupta S.K., Rawat M.K., Kukreja N., Analysis Of Heat Transfer Enhancement Of Electronic Chip Using CFD, International Journal of Scientific and Technology Research, 8 (12), 2277-8616, 2019.
9. Demircan T., ve Özdemir E., Askeri Sistemlerin Yüksek Sıcaklıklara Çıkan Devre Elemanlarının Etkin Olarak Soğutulması, Savunma Bilimleri Dergisi, 18 (1), 27-54, 2019.
10. Gül, H., Evin, D., Tanyıldızı, V., Experimentally Investigation of the Effect of a Square Cross-Sectional Obstacle Located in a Channel on Heat Transfer, Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 41 (3), 65-73, 2006.
11. Abu-Nada, E., Entropy Generation Due to Heat and Fluid Flow in Backward Facing Step Flow with Various Expansion Ratios, Int. J. Exergy, 3 (4), 419-435, 2006.
12. Gholami, M.R., Akbari, O.A., Marzban, A., Toghraie, D., Shabani, G.A.S., Zarringhalam, M., The Effect of Rib Shape on the Behavior of Laminar Flow of Oil/MWCNT Nanofluid in a Rectangular Microchannel, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 134 (3), 1611-1628, 2018.
13. Maithani, R., Kumar, A., Raghav, G., Nagpal, M., Kumar, B., Thermal Analysis of Jet Impingement on Hemispherical Protrusion on Heated Surface, Experimental Heat Transfer, 34 (7), 662-677, 2021.
14. Pulat E. ve Diner M., Geri Basamak Akışının Nümerik Analizi, Pamukkale Üniv. Müh. Fak. Müh. Bilimleri Dergisi, 7 (1), 29-34, 2001.
15. Kim, J.Y., Ghajar, A.J., Tang, C., Foutch, G.L., Comparison of Near-Wall Treatment Methods for High Reynolds Number Backward-Facing Step Flow, International Journal of Computational Fluid Dynamics, 19 (7), 493-500, 2005.

16. Karasu, T., Geriye Doğru Basamaklar Arkasında Kompleks Çevrintili Türbülanslı Akışın Sayısal Hesaplanması, II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, İzmir, 383-394, 2001.
17. Bayraktar S., Numerical Investigation of Flow Over Obstacles on a Backward-Facing Step, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 36 (2), 1145-1158, 2021.
18. Zhang, M., Song, X., Research on the Effects of Nonsmooth Surfaces on Backward-facing Step Flow, ICAMMT 2019, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 631, 022019, 2019.
19. McQueen, T., Burton, D., Sheridan, J., Thompson, M.C., High-Reynolds Number Backward-Facing Step Flow Control, AFMC 2020, 22nd Australasian Fluid Mechanics Conference, Brisbane, Australia, 7–10 December 2020.
20. Banait, H., Bais, A., Khondekar, K., Choudhary, R.K., Bhambere, M.B., Numerical Simulation of Fluid Flow over a Modified Backward-Facing Step using CFD, International Research Journal of Engineering and Technology, 07 (09), 2686-2692, 2020.
21. Driver, D.M. and Seegmiller, H.L., Features of Reattaching Turbulent Shear Layer in Divergent Channel Flow, AIAA Journal, 23, 163-171, 1985.
22. Mehrez, N., Bouterra, M., El Cafsi, A., Belghith, A., Le Quere, P., Heat Transfer Control of Separated and Reattaching Flow by Local Forcing – Effect of Richardson Number, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, 4 (1), 1-6, 2010.
23. Ekiciler, R., Aydeniz, E., Arslan, K., A CFD Investigation of Al₂O₃/Water Flow in a Duct Having Backward-Facing Step, Journal of Thermal Engineering, 5 (1), 31-41, 2019.
24. Kırt, Ç., Geçgel U.C., Pulat, E., Yüzeyle Aynı Hizada Monte Edilmiş Elektronik Yongalardan Olan Isı Transferi Üzerine Geri Basamak Etkisinin Araştırılması, ULIBTK'19 22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kocaeli-2019.
25. Thabet, S., Thabit, T.H., Jasim, Y.A., CFD Analysis of a Backward Facing Step Flows, International Journal of Automotive Science and Technology, 2 (3), 10-16, 2018.
26. Kumar, A.S., Singh, A., Thiagarajan, K.B., Simulation of Backward Facing Step Flow Using OpenFOAM®, AIP Conference Proceedings, 2204, 1, 2020.
27. Chen, Y.T., Nie, J.H., Armaly, B.F., Hsieh, H.T., Turbulent Separated Convection Flow Adjacent to Backward-Facing Step-Effects of Step Height, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49 (19-20), 3670-3680, 2006.
28. Tu, J., Yeoh, G.-H., Liu, C., Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Temelleri ve Uygulamaları, Palme Yayınevi, Ankara, Türkiye, (Çeviri Editörü: Tahsin Engin), 2020.
29. Wilcox, D.C., Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., Glendale, CA, A.B.D., 1994.
30. Park, T.H., Choi, H.G., Yoo, J.Y., Kim, S.J., Streamline Upwind Numerical Simulation of Two-Dimensional Confined Impinging Slot Jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46 (2), 251-262, 2003.
31. Jaramillo, J.E., Perez-Segarra, C.D., Oliva, A., Claramunt, K., Analysis of Different RANS Models Applied to Turbulent Forced Convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 3749-3766, 2007.
32. Gibson, M., Verriopoulos, C., Nagano, Y., Measurements in the Heated Turbulent Boundary Layer on a Mildly Curved Convex Surface, Turbulent Shear Flows 3, editörler: Bradbury L.J., Durst F., Launder B.E., Schmidt F.W., and Whitelaw J.H., Springer, Berlin Heidelberg, 80–89, 1982.
33. Gibson, M., Verriopoulos, C., Vlachos, N., Turbulent Boundary Layer on a Mildly Curved Convex Surface. Part 1: Mean Flow and Turbulence Measurements, Experiments in Fluids, 2 (1), 17–24, 1984.
34. Yoder, D.A., Comparison of Turbulent Thermal Diffusivity and Scalar Variance Models, NASA Technical Reports Server, AIAA paper, 1-22, <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20160010069/downloads/20160010069.pdf>, Erişim tarihi 31.05.2021, 2016.
35. Menter, F.R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32 (8), 1598-1605, 1994.
36. Merci, B., De Langhe, C., Vierendeels, J., Dick, E., A Quasi-Realizable Cubic Low-Reynolds Eddy-Viscosity Turbulence Model with a New Dissipation Rate Equation, Flow, Turbulence and Combustion, 66 (2), 133-157, 2001.
37. Haqua, A.-u., Ahmad, F., Yamada, S., Chaudhry, S.R., Assesment of Turbulence Models for Turbulent Flow Over Backward Facing Step, WCE Proc. of the World Congress on Engineering Vol. II, London, 1340-1345, 2007.
38. Hisieh, W.D. and Chang, K.C., Calculation of Wall Heat Transfer in Pipe Expansion Turbulent Flows, International Journal of Heat and Mass Transfer, 39 (18), 3813-3822, 1996.
39. Kasagi, N. and Matsunaga, A., Three-Dimensional Particle-Tracking Velocimetry Measurement of Turbulence Statistics and Energy Budget in a Backward-Facing Step Flow, International Journal of Heat and Fluid Flow, 16, 477-485, 1995.