

AÇILI TÜRBÜLATÖRLE PÜRÜZLENDİRİLMİŞ AKI GEÇİMLİ KANALIN ÜÇ BOYUTLU HADİNCİLEMEKİ

Bekir Berdan Aksoy¹
TUSAİ Motor Sanayi,
Eskişehir

Tolga Yasa²
Anadolu Üniversitesi,
Eskişehir

Sinan Eyi³
ODTÜ,
Ankara

ÖZET

60° açılı türbülatorlerin bulunduğu u-dönümlü bir iç kanal soğutma modeline ait akış alanları hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak tahmin edilmeye çalışılmıştır. Çalışmalarda Reynold-Average-Navier-Stokes (RANS) denklemleri üç boyutlu model için farklı türbülans modelleri kullanılarak çözülmüştür. Çözümlemeler $Re=30000$ ve $Re=15000$ olmak üzere iki farklı akış koşulu için yapılmıştır. Çözümlemelerde elde edilen ısı transferi performansları literatürden alınan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan değerlendirmelere göre giriş kanalı ve u-dönümlü bölgesinde k-e ve SST türbülans modellerinin genel olarak iyi performans gösterdiği belirlenmiştir. Kullanılan modellerin hepsi dönül sonrasındaki akış tahmininde başarılı olamamıştır. Ayrıca türbülator arası akış alanlarında sayısal modeller akış yüzeye yapıldığı ve tekrar gelirdiği bölgeyi deneysel çalışmaya göre daha önce olarak hesaplamaktadır.

GİRİŞ

Turbo makinelerde verim, yanma odası sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Türbinli motorlarda sabit kompresör basıncı oranında türbine giren havanın sıcaklığının yükseltilmesi gaz türbininin termal verimini arttıracaktır [Diez, P.Q., Eslava, G.T., Francis, J.A., Martínez, F.R., Martínez, A.R. ve Velázquez M.T, 2011]. Ancak yüksek sıcaklık, metallerin akma mukavemetini ve sürünme ömrünü düşürür. Sıcaklık ve stres arttıkça sürünme gerilimi artar ve sonunda türbin palesinin kopmasına sebep olur [Razak, A.M.Y., 2007]. Bu durum özellikle motorun sıcak bölge parçalarının ömürlerinin düşmesi açısından kritiktir. Soğutmasız pale sistemlerinde malzemenin izin verdiği en yüksek sıcaklık 1250-1300 K iken, soğutma sistemine sahip palelerde bu değer 1800K ve hatta, soğutma sisteminin özelliğine göre, daha yüksek olabilmektedir [Dixon, S.L., 1998]. Yüksek sıcaklık ve yüksek dönme hızlarında çalışan türbin palelerinin yüksek gerilme streslerine dayanabilmeleri ve sürünme ömürlerinin uzun olabilmesi için metal sıcaklıklarının belli bir seviyenin altında tutulması gerekir. Bu sebepten dolayı gaz türbinli motorların kritik parçalarının sıcaklıklarını düşürmek için soğutma yöntemleri ile düşürülür.

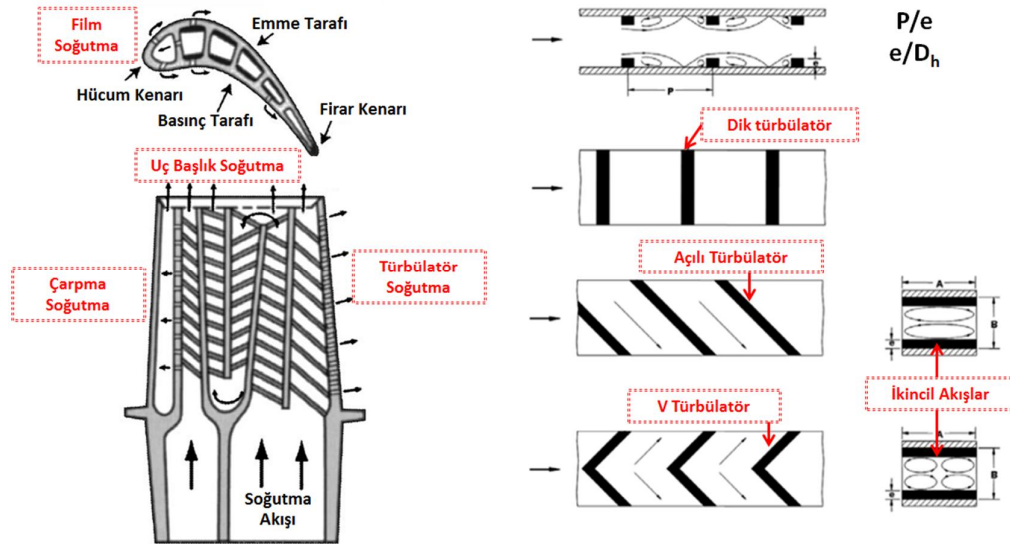
Türbin pale soğutması için itli i ekollerde yapılmaktadır. Bunlar; film soğutması jet çarptırma soğutması ve iç kanal soğutmasıdır (Şekil 1). Film soğutmasında amaç; pale yüzeyindeki küçük deliklerden püskürtülen soğuk havanın palenin yüzeyinde ince bir tabaka oluşturarak sıcak akış havasıyla pale metali arasında izolasyon katmanının oluşturulmasıdır. Bu katman ile pale yüksek ısıdan korunmaktadır. Jet çarpma soğutmasıyla soğutulması istenen yüzey üzerine küçük hava jetleri gönderilir. Jetin yüzeye çarptığı bölgede hem türbülans seviyesinin yüksek olmasından hem

¹ Bekir Berdan Aksoy, TUSAİ Motor Sanayi, bekir.aksoy@tei.com.tr

² Yard. Doç. Dr.Tolga Yasa, Makine Müh. Böl., tyasa@anadolu.edu.tr

³ Doç. Dr.Sinan Eyi, Havacılık ve Uzay Müh. Böl., seyi@metu.edu.tr

de s^hñ tabaka kalıñıñ inceliñi ile şeğeciñ iñ iyileñ tirilmiñ olur. ıç kanal soñutma yönteminde ise pale içine açılmañ kanallardan soñuk hava dolal t^hñarak pale yüzeyinden soñuk akış kana şeğeciñ iñ saklanış. Bu yöntemde şeğeciñ performansñı iyileñ tirmek için iç yüzeylere mekanik engeller yerleñ tirilir. Bu engeller hem iç kanalda geliñ en s^hñ tabakay^hñarak s^hñ tabakanıñ izolasyon özelliğini ortadan kaldırış hem de toplam şeğeciñ yüzeyini büyüt^herek daha fazla ş^hñ yüzeyden çekilmesine olanak verir. Akış türbül^hatör denen bu engeller ile önce yüzeyden ayrış, türbül^hatör arkasında ise tekrar yüzeye yapışmaktadır. Bu sebeple türbin pale iç kanal soñutmasında türbül^hatörler tercih edilmektedir. Akış türbül^hatörden geçtikten hemen sonra yüzeyden ayrış, akabinde tekrar yüzeye yapışmaktadır. Türbül^hatör yüksekliği, türbül^hatörler arasındaki mesafe ve türbül^hatörün akışa göre konumu ş^hñtransferi katsayışñı etkileyen parametrelerdir. Türbül^hatörler ş^hñ transferine olumlu yönde etki ederlerken kanal içindeki akışın basıñcına olumsuz etki etmektedir. Kanal boyunca akışın basıñcıtürbül^hatörlerle etkileñ imi sebebiyle düñmektedir.



Ėekil 1: Tűrbin Palesi Soęutma Tűrleri

Gaz türbini motor tasarımı da türbülantörli bir kanal için akış ve ışırtıtransferi karakterleri hakkında detaylı bilgi çok önemlidir. Han and Park [Han, J. C. ve Park, J. S., 1988] 30°, 45°, 60° ve 90° türbülantör açılarının ışırtıtransferi karakterleri üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bonhoff [Bonhoff, B., Bolcs, A., Johnson, B.V., Leusch, J., Parneix, S. ve Schabacker, J., 1999] ve Schabacker [Boelcs, A., Johnson, B.V. ve Schabacker, J., 1999] 45° türbülantör açılı kare kanalların akış karakteri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Ekkad ve Han [Ekkad, S.V. ve Han, J.C., 1997] geçici likit kristal tekniğini kullanarak yaptıkları deneysel çalışmalar türbülantörli ve türbülantörsüz iki geçitli kare kanallar için en detaylı ışırtıtransferi katsayıları hakkında sonuçlandırmıştır. Bu çalışmalar gelecekteki nümerik çalışmalar için bir temel oluşturmuş ve aynı zamanda yapılan hesaplamaların doğrulanmasında da kullanılmıştır.

Önceki hesaplamalarda malarda türbülantörli iç kanal soğutma analizleri genellikle iki boyutla sınırlıydı. Ancak son zamanlarda üç boyutlu çalışmalar da ortaya çıkmıştır. Prakash and Zerkle [Prakash, C. ve Zerkle, R., 1995] türbülantörli dikdörtgen kanalda, k-epsilon ve duvar fonksiyonunu birleştirerek türbülans modelleyip, akış ve ısı transferi hesaplamaları yapmışlardır. Çalışmalarının sonunda daha iyi sonuçlar elde edilebilir için düşük Reynold sayı modelinin ve izotropik olmayan etkileri yakalayabilmek için Reynold stress modelinin gerekli olduğunu belirtmişlerdir. Stephens and Shih [Civinskas, K.C., Shih, T.I.P. ve Stephens, M.A., 1995] 5 adet eksenit aralıklı 90° türbülantörli tek geçitli dikdörtgen kanalda üç boyutlu akış ve ısı transferi üzerine çalışmışlardır. Düşük Reynold sayısındaki bir k-epsilon türbülans modelini kullanmışlardır ve sonuçlarını Ekkad ve Han [Ekkad, S.V. ve Han, J.C., 1997] deneysel çalışmalarıyla karşılaştırmışlardır. Bu model ile türbülantörler arasındaki ısı transferi katsayıları deneysel veri ile uyum gösterirken türbülantörler üzerindeki ısı transferi katsayıları testten daha düşük tahmin edilebilmiştir. Bonhoff [Bonhoff, B., Jennions, I.,

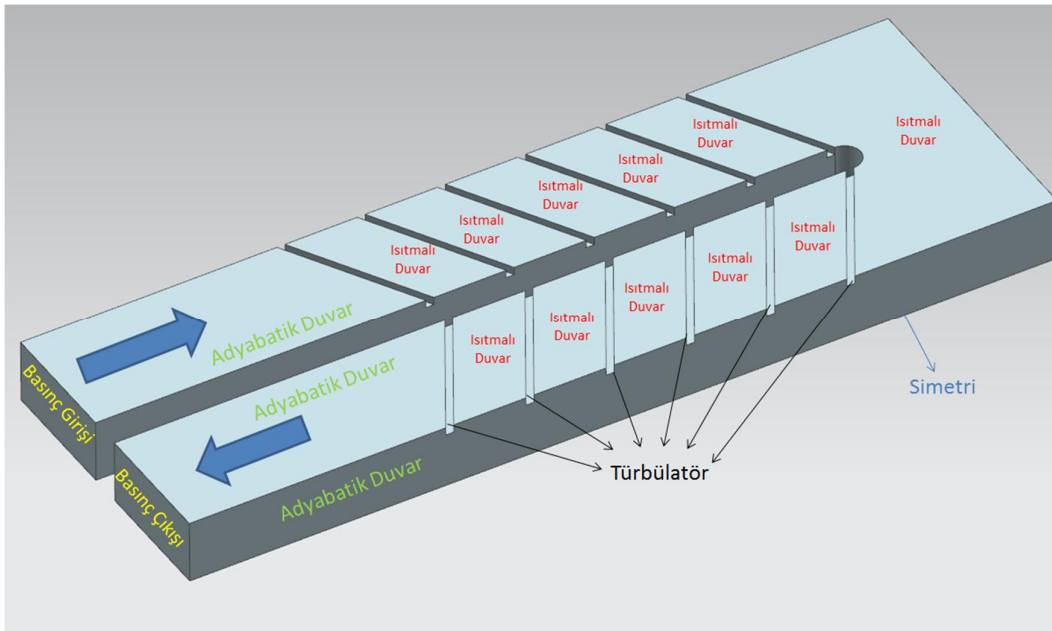
Johnson, B.V. ve Tumm, U., 1997] Reynolds stress modeli kullanarak U dönüşlü ve 45° türbülantör açışkanallar için ışıetransferi hesaplamalarında bulunmuştur.

Bu çalışmalarda turbo makinelerde türbin soğutmasında kullanılan türbülantör pürüzlü iç kanal soğutması tasarlanırken teste olan bakışmla azaltarak üç boyutlu HAD analizleri ile iç kanal soğutma verimliliğinin doğru sayısal tahminin yapılması amaçlanmıştır.

YÖNTEM

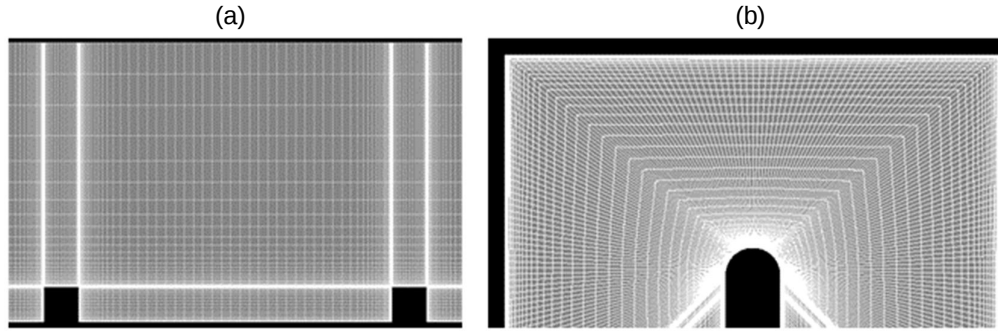
Test Modeli ve Sayısal Yöntem

Çalışmada Chandra ve ekibinin [Chandra, P.R., Han, J.C. ve Lau, S.C. , 1988] deneysel olarak çalışmaları bir serpantin iç soğutma kanalı kullanılmıştır. Modelleme esnasında tünel girişi inde ve çıkışında hidrolik çapın iki katı kadar bir bölge akışın gelişi için düz kanal olarak bırakılmıştır. Bu bölgeden sonra türbülantörler referans yayına uygun olarak yerleştirilmiştir (Şekil 2). Model oluşturulurken hesaplama süresinden avantaj sağlamak adına kanalın yüksekliğın yarıya göz önünde bulundurulmuştur.

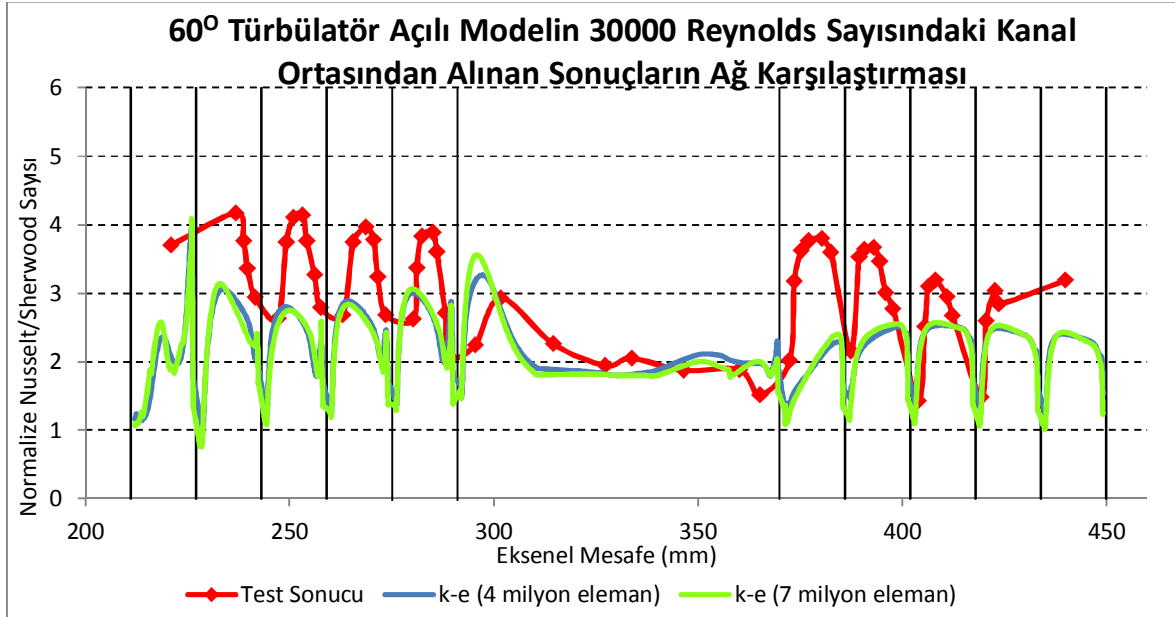


Şekil 2: Analiz Modeli

Kanal geometrisinin akış için CEM CFD yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Akış geometrileri yapılandırılmış akış biçiminde oluşturulmuştur. Analizlerde, ışıetransfer performansının ölçülmesinde kritik bölgeler olan türbülantörler arasında ve U dönüş geometrilerinin akış hücre sayısından diğer bölgelere göre daha sıkı tutulmuştur (Şekil 3). Akış geometrisi tek parçadan oluşturulmuş olup giriş ve çıkış sınırları arasında herhangi bir karışma yüzeyi bulunmamaktadır. Akış geometrisi iki değil iki kalitede oluşturulmuştur. Akışa bakışmla incelenebilmesi için 4 milyon elemanla ve 7 milyon elemanla oluşturulmuştur. İki akış yapıyla elde edilen sonuçlar Şekil-4'te karşılaştırılmış ve 4 milyon elemana sahip akış yapıyla devam edilmesi kararlaştırılmıştır. ışıetransferi problemi sınırlı tabakanın iyi çözülmesini gerektirdiğinden, oluşturulan bütün çözüm akışları için ışıetransferi 1'den küçük olması amaçlanarak duvar kenarındaki akış kalınlığı 7×10^{-3} mm olacak şekilde belirlenmiştir.



Şekil 3: Çözüm ağı yapışa)Türbülörler arasına b) U-dönü ağı yapış



Şekil 4: k-epsilon türbülans modeli ağı eleman sayışa sonuç karşılaştırması (Türbülör Açış 60°, Re:30000)

Üç boyutlu HAD analizleri: Geometrilere HAD analizleri ANSYS-FLUENT yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler sabit durumda RANS (reynolds-averaged Navier Stokes) modeli ile üç boyutlu çözüm modelinde ikinci dereceden ve hücre esaslı olarak gerçekleştirilmiştir. Çözümlerde başlangıç ve hız bağlantıları.

Analizler 15000 ve 30000 Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Model giriş şartları olarak tüm alanda eksenel atmosferik basınç ve 300K sıcaklık değeri verilmiştir. Çıkış şartları ise basınç olarak belirlenmiştir. Çıkış basınç hedef Re değeri tutturulacak şekilde ayarlanmıştır. Yan ve orta duvarlara adiabatik şartları uygulanmıştır. Türbülörlerin bulunduğu duvara ise (giriş ve dönüş bölgeleri dahil) 400 W/m^2 ısı akışı olarak uygulanmıştır. Türbülörlerin karşı duvarındaki duvarda ise simetri şartları kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak dört farklı türbülans modeli (k-epsilon, k-omega, Reynolds Stress Model ve Shear Stress Transport) uygulanmış ve performansları değerlendirilmiştir. Analizlerin yakınsama kriteri olarak ortalama yüzeylerde hesaplanan Nusselt sayısının alan ortalamasının değeri kullanılmıştır. Buna göre 1000 öteleme aralığında alınan 100 tane Nusselt sayı ortalamaları fark %0.1'den küçük ise analiz yakınsamış kabul edilmiştir.

SONUÇLAR

Analizler sonucunda elde edilen veriler ANSYS-FLUENT yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Test düzeneğinin soğutma performansı normalize edilmiş Sherwood sayısıyla verilmiştir. Sherwood sayısının yanı sıra kütle transferi Nusselt sayısı olarak da değerlendirilebilir. Çalışmanın sonucunda

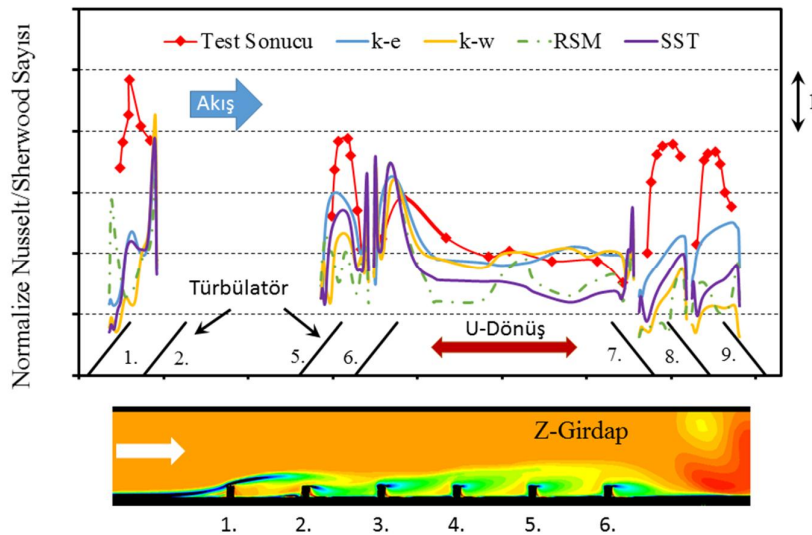
elde edilen normalize Nusselt sayı test sonucunda elde edilmiş olan normalize Sherwood sayı ile karşılaştırılmıştır.

$$Sh = \frac{h_m D_h}{\nu / Sc}$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k}$$

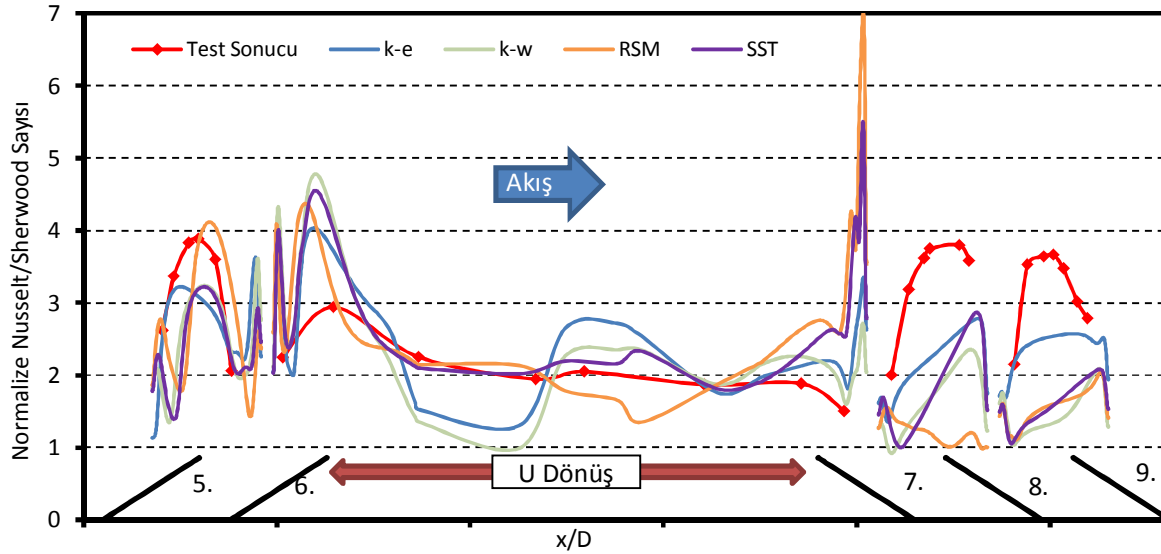
Analizler sonucunda dört farklı türbülans modeli ile 60° türbülantör açısı için 15000 ve 30000 Reynolds sayılarında sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar üç ana bölümde incelenebilir. Birinci bölüm türbülantör giriş kanalı ikinci bölüm U dönüşü ve üçüncü bölüm türbülantör çıkış kanalıdır.

Türbülantör açısı 60° olduğu ve akışın 30000 Re sayısına sahip olduğu durumda farklı türbülans modelleri ile yapılan çözümlere ait sonuçlar Şekil-5'te deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Isı transferi performans değerlerinin karşılaştırıldığı bölgeye ait z yönlü girdap yapısına Şekil-5'te giriş kanalı için verilmiştir. Görüldüğü gibi akış 4. türbülantöre kadar gelişmekte sonrasında ise periyodik bir karakter kazanmaktadır. Deneysel çalışmadaki türbülantör sayısal analiz modelinde göz önüne alındığında çok olduğu için ilk türbülantör bölgelerinde akış deneysel çalışmanın benzer bölgeleri ile 5. ve 6. türbülantör arasında deneysel çalışmanın tam gelişmiş bölgesi ile karşılaştırılmıştır. Isı transferi performans verileri kanal genişliğinin ortasından geçen hat boyunca hesaplanarak grafik oluşturulmuştur. RSM'deki modeller ile elde edilen ısı transferi performans değerleri ilk düz kanal ve U-dönüş bölgesi için deneysel olarak elde edilen veriler ile uyumlu olduğu görülmüştür. Dağılım her ne kadar uyumlu olsa da sayısal çalışmada elde edilen sonuçlar deneysel çalışmadan oldukça düşüktür. Bu iki bölge için de deneysel sonuçlara en yakın değerler k-e modeli ile elde edilmiştir. U-dönüş sonrasındaki bölümde ise RSM modelinin sonuçları diğer modeller ile elde edilen sonuçlardan ciddi olarak ayrılmaktadır. RSM'deki modellerde ise ısı transferi performans önce ani bir artış göstermekte sonrasında ise artıştaki ivme azalmakta ve en üst değerine ulaştıktan sonra aniden tekrar düşmektedir. Deneysel çalışmada ise ısı transferi performansın artış bölgesi farklı olarak gözlenmiştir. Ayrıca deneysel çalışmalarda en üst performans değerine sayısal çalışmalara göre daha önce ulaşılmaktadır. İlk iki bölgede olduğu gibi deneysel çalışmalara en yakın değerler bu bölgede de k-e modeli ile elde edilmiştir. Ayrıca deneysel çalışmada ısı transferi performans dönüşten sonra her türbülantör bölgesinde düşerek devam ederken sayısal çalışmalarda ısı transferi performans ilk türbülantör bölgesinden sonra artmaktadır. Sonuçların kanal orta çizgisi boyunca alındığı düşünüldüğünde bu farkın bu çizgi ile kesilerek en kötü yapıların doğru çözülememesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Daha sağlıklı bir karşılaştırma için ortalama ısı transferi performans değerlerine bakılması gerekmektedir. Lakin deneysel çalışmada ölçüm noktalarının sadece belli bölgelere yerleştirilmesinden dolayı ortalama ısı transferi performansın belirlenmesi mümkün değildir.



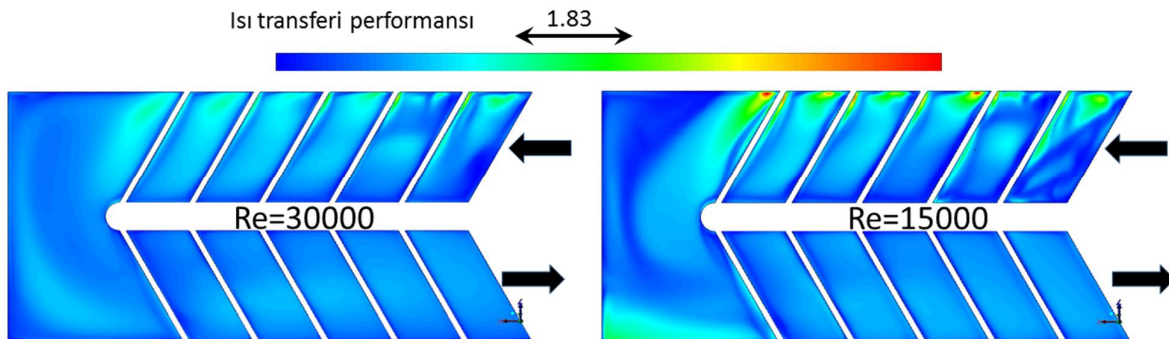
Şekil 5: Kanal Ortasından Alınan Sonuçlar (Türbülantör Açısı 60°, Re:30000)

İkinci çalışmada kanal içindeki hız $Re = 15000$ olacak şekilde ayarlanmıştır. Benzer şekilde analiz sonuçları değerlendirilmiş ve Şekil-6'da sunulmuştur. Re sayısının artırıldığında RSM modelinin balı arşegirili kanala ve U-dönü bölgesinde ciddi şekilde artmıştır. Fakat dönü sonrasında akış tahmininde RSM modeli yine balı arşegirili olmuştur. $Re=15000$ için k-e modeli türbülantör bölgelerinde balı arşegirilirken U-dönü bölgesinde SST türbülantör modeli deneysel sonuçlara yakın değerler vermiştir. U-dönü öncesindeki bölümde bütün modeller deneysel sonuçlardan yüksek ısı transferi performans değerleri göstermektedir. Yine U-dönü sonrasında kanalda ise analiz sonuçları beklenen değerleri ve dakikaları yakalamada balı arşegirilememektedir.



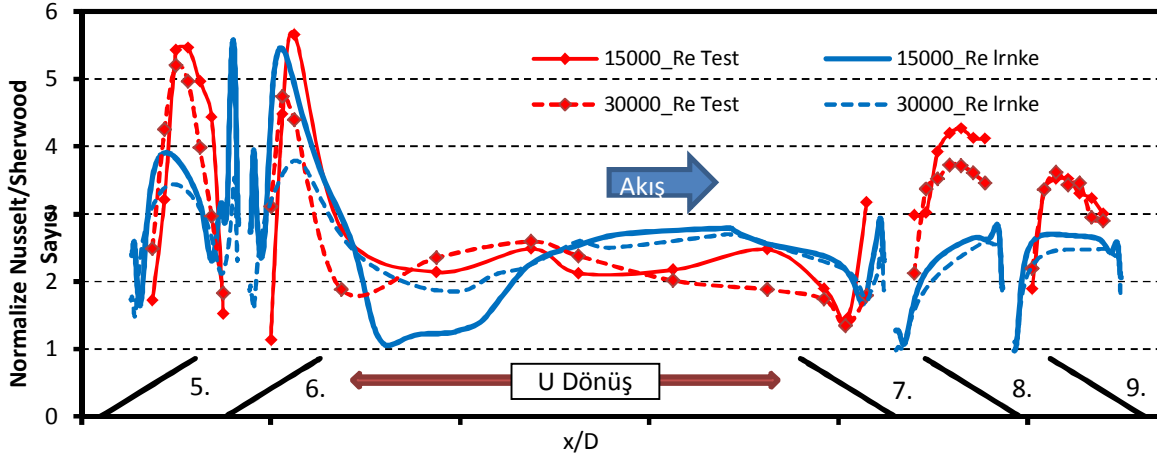
Şekil 6: Kanal Ortasından Alınan Sonuçlar (Türbülantör Açısı 60° , $Re:15000$)

Türbülantörlerin akışa 60° dik açıyla yerleştirilmesinden dolayı bu tip kanallarda akış üç boyutlu olarak gerçekleşmektedir. Bu sebeple kanal ortasından geçen çizgideki performans ile beraber alt yüzeydeki performans da dikkate alınmalıdır. Şekil-7'de her iki Reynolds sayısı için alt yüzeydeki ısı transferi performansları gösterilmiştir. Akış kanala girdikten sonra dördüncü türbülantöre kadar gelişmektedir. Sonrasındaki iki bölgede ise birbirine yakın sonuçlar alındığından periyodik bir karakter yakalandığı söylenebilir. Isı transferi performansı birinci kanalın duvarlarına yakın bölgelerde kanal ortasındaki değerlerin üstünde görülmektedir. Bunun sebebi akışın öncelikle türbülantörlerin duvarına yakın kesimleriyle karşılaşmasıdır. Bu bölgede türbülantörü alan akış kan türbülantör arkasında bir girdap bölgesi oluşur. Oluşan girdap bölgedeki türbülantör seviyesini artırdığından daha iyi bir ısı transferi performansı elde edilmesine sebep olur. Sonrasında ise bu girdap türbülantöre paralel olarak kanal ortasına doğru ilerlerken, türbülantörün üstünden gelen akış ile de etkileşime girmektedir. Akışın bu karmaşık yapısı ve kanal orta bölgesindeki ısı transferi performans değerlerinin deneysel değerlerin altında çıkması sayısal analiz çalışmalarında bu bölgede gerçekleşen akışın doğru hesaplanamadığı düşünülmektedir.



Şekil 7: 60° türbülantörlü kanal için alt yüzeydeki ısı transferi performansları

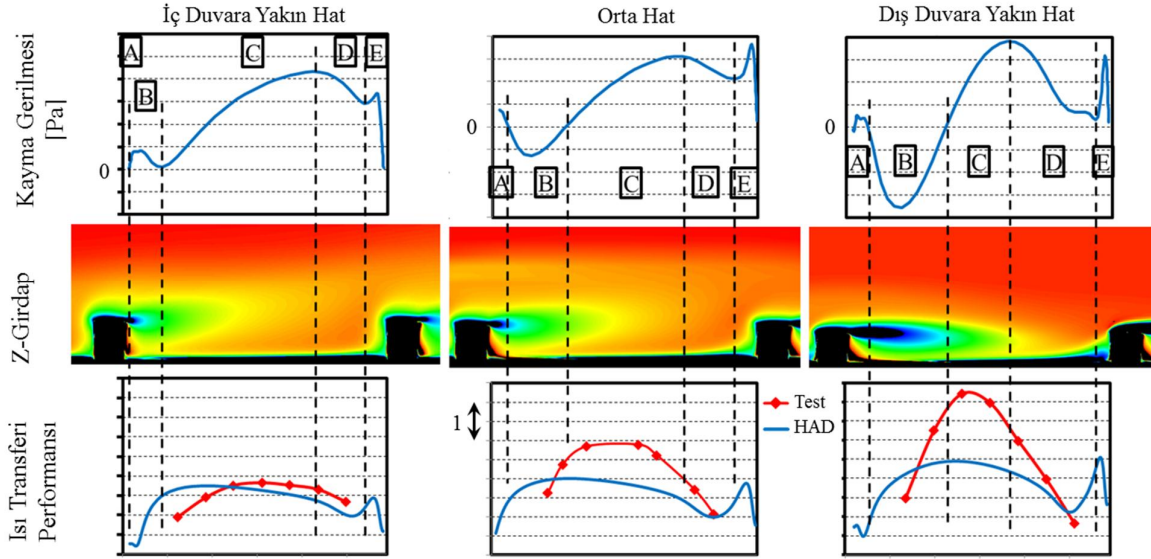
60° türbülator açışve 15000 ve 30000 Re sayışlarına sahip akış olduğu durumlarda da k-e türbülans modeli ile yapılan çözümde kanal de duvarına yakın hatta ait sonuçlar L ekil-8 ile deneysel veriler ile karışıl tēmē tē. 5 ve 6. türbülatorlerden sonra analiz یشtransferi performansē en yüksek seviyeye deneysel sonuçlardan daha önce ulal mē tē ancak yine de deneysel sonuçların altında kalmē tē. Analiz یشtransfer performansē sonuçları türbülatorlere çok yakın mesafelere kadar alēnabildiđi için deneysel sonuçlarda görülemeyen türbülator öncesi یشtransfer performansēani artē larē kaydedilebilmiş tir. U-dönöl sonrasında 15000 Re sayışē için olan analiz sonuçları bal larda deneysel sonuçlara yaklal mē tē ama sonrasında analiz ve deneysel یشtransfer performans sonuçları birbirlerinden ayrılmē tē. 30000 Re sayışē akış یشtransfer performansē analiz sonuçları deneysel sonuçlara çok yakın olmasa da benzer dağışın göstermiş tir. U-dönöl içinde analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki fark değil kendir. Yer yer analiz sonuçları یشtransfer performansēdaha döl ük seviyelerde kalēken özellikle u-dönöl ortasından sonra deneysel sonuçlar daha döl ük seviyede kalmaktadır. U-dönöl çıkışında analiz sonuçları یشtransfer performansēine deneysel sonuçların altında kalmē tē.



L ekil 8: U-Kanal De Duvara Yakın Hattan Alēnan Sonuçlar (Türbülator Açış 60°, Re:15000-30000)

Akış geliş miş kabul edildiği 5. ve 6. türbülator aralığındaki akış ile ilgili duvar kayma gerilmesi, z-yönlü girdap yapışve یشtransferi performansē kanal orta düzlemi için L ekil-9 ile karışıl tēmē tē. Karışıl tēmalar iç duvara yakın hat, kanal ortasından geçen hat ve de duvara yakın hat üzerinde yapılmē tē. Bu hatlar arasındaki mesafe kanal geniş liğinin %25 nispetindedir. Duvar kayma gerilmesinin sēş olduğu değerler akış yüzeye tutunduğu bölgeleri göstermektedir. Öbölgesi türbülator arkasındaki ana girdap yapışē temsil etmektedir. Girdap yapışēın türbülansē arttēmasē ve yüzey üzerindeki sıcak akış kanēana akış a tal ēnasē sebebi ile bu bölgede یشtransferi performansē artmaktadır. Bu ana girdap yapışē ayrıca türbülator ile alt yüzeyin birleş tikē bölgede ters yönde dönen bir köl e girdap yapışēda olul turmaktadır. Bu bölge ise grafikte Ö ile gösterilmiş tir. Öbölgesi sonunda kayma gerilmesinin sēş olduğu nokta akış kanēın yüzeye tekrar tutunduğu ve iki türbülator arasında sēş tabakanēın tekrar geliş meye bal ladē enoktayē göstermektedir. Bu noktadan sonra (Öbölgesi) akış yönünde kayma gerilmesi sürekli olarak artmaktadır. Bu durum geliş en sēş tabakayēil aret eder. Sēş tabaka geliş tikē kalēlē artmakta ve یشtransfer performansēbuna paralel olarak döl mektedir. Öbölgesine gelindiğinde ise kayma gerilmesi döl meye bal lamē tē. Bu durum akış kanēın hēzēin x-yönünde azaldēğē türbülatorē yaklal an akış yön değil tirdiğini ve y-yönünde hēz kazanmaya bal ladēğē bu sebeple de yüzeyden ayrēdēğē göstermektedir. Bu bölgede akış yüzeyden ayrēdēğē için یشtransferi performansē bu bölgede daha hēzē bir döl ül göstermiş tir. Son olarak Öbölgesinde ise türbülator arasındaki sēş tabakanēın duvara ulal masē ile olul an bir köl e girdabından bahsedilebilir. Bu girdap Öbölgesinden yükselen akış ile alt duvara baskēanmakta ve kayma gerilmesinin tekrar yükselmesine sebep olmaktadır. Öbölgesindeki girdap yapışēda olduğu gibi bu bölgede de türbülansē artmasē sebebi ile یشtransferi performansē yükselmektedir. Deneysel sonuçlarda en yüksek یشtransferinin olduğu Öbölgesinin bal ladē enoktanēın x-yönünde daha ileride olduğu görülmektedir. Yine sayışal sonuçların tersine deneysel çalē mada Öbölgesi içindeki sēş tabaka kalēlēğēin daha yaval arttēğē yüksek یشtransferi performansēdan anlal ēmaktadır. Sayışal model

üzerinde bu bölgelerde iyileştirme yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bölgelerin karakterleri ve kapladıkları alanlar da duvardan iç duvara doğru gidildikçe değişmektedir. Sayısal analizler özellikle de duvara yakın bölgelerde zayıf sonuçlar vermektedir. Bu bölgeler özellikle türbülantörleri alan akış kanalı güçlü girdap oluştuğu bölgeleri temsil etmektedir. İç duvara doğru gidildikçe analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçlar birbirine yaklaşmaktadır.



Şekil 9: U-dönüş öncesi iki türbülantörler arasındaki duvar kayma gerilmesi, Z-girdap ve ısı transferi performansı (Türbülantör Açısı 60°, Re:30000 türbülans modeli: k-epsilon)

DEĞERLENDİRMELER

Yapılan çalışmada 60° eğimli türbülantörlerin kullanıldığı u-dönüşlü bir soğutma kanalının içinde oluşan akış ve ısı transferi performansını sayısal RANS çözümlemeleri ile tahmin edilmeye çalışılmıştır. Yapılan analizlerde k-ε, k-ω, SST, RNG olmak üzere yazılan içinde kullanılabilecek dört türbülans modeli ile alınan sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Genel olarak değerlendirildiğinde sayısal analizler ile elde edilen ısı transferi performansları deneysel değerlere göre daha düşük seviyelerde kalmıştır. Kullanılan türbülans modelleri arasında en başarılı sonuçlar k-ε türbülans modeli kullanıldığında elde edilmiştir. Analizlerdeki ısı transferi performansı dağının daha çok giril tüneli ve u-dönüş bölgesi için deneysel sonuçlara yakın olduğu u-dönüş sonrasında ise bütün modellerin yanlış sonuç verdiği tespit edilmiştir ve bu bölge için özel çözümler gerektiği değerlendirilmiştir. U-dönüş öncesi türbülantörler arasındaki bölüm detaylı olarak incelenmiştir ve bu bölgede akışın yüzeye tutunduğu noktaları sayısal analiz çalışmalarında daha erken gerçekleştirilme gözlemlenmiştir. Isı transferi performansları iç duvara yakın bölgelerde düşük hatalar ile tahmin edilirken de duvara gidildikçe hata miktarının arttığı saptanmıştır. Giril kanalının akış, öncelikle de duvara yakın bölgeden türbülantörleri alan makte ve türbülantörler arasında bölgeye girmektedir. Dolayısıyla girdap yapısının kuvvetli olduğu de duvara yakın hat boyunca hatanın yüksek olması bu girdap yapısının doğru tahmin edilemediğini göstermektedir. Bu girdap yapısının iç duvara doğru hareket ederken hızını yitirmekte ve sayısal analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçlar birbirine yaklaşmaktadır.

Kaynaklar

- Boelcs, A., Johnson, B.V. ve Schabacker, J., 1999, *óPIV Investigation of the Flow Characteristics in an Internal Coolant Passage with 45deg Rib Arrangement*, *ó ASME*, 99-GT-120
- Bonhoff, B., Bolcs, A., Johnson, B.V., Leusch, J., Parneix, S. ve Schabacker, J., 1999, *óExperimental and Numerical Study of Developed Flow and Heat Transfer in Coolant Channels with 45deg Ribs*, *ó Int. J. Heat Fluid Flow*, s. 311-319.

- Bonhoff, B., Jennions, I., Johnson, B.V. ve Tomm, U., 1997, *Heat Transfer Predictions for Rotating U-Shaped Coolant Channels with Skewed Ribs and With Smooth Walls*, ASME, 97-GT-162.
- Chandra, P.R., Han, J.C. ve Lau, S.C. , 1988, *Effect of Rib Angle on Local Heat/Mass Transfer Distribution in a Two-Pass Rib-Roughened Channel*, ASME, April, Vol. 110/233
- Civinskas, K.C., Shih, T.I.P. ve Stephens, M.A., 1995, *Computation of Flow Heat Transfer in a Rectangular Channel with Ribs*, AIAA, 95-0180.
- Diez, P.Q., Eslava, G.T., Francis, J.A., Martínez, F.R., Martínez, A.R. ve Velázquez M.T, 2011, *Evaluation of the Gas Turbine Inlet Temperature with Relation to the Excess Air*, EPE, epe.2011.34063
- Dixon, S.L., 1998, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Cilt.1, s.121
- Ekkad, S.V. ve Han, J.C., 1997, *Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators*, Int. J. Heat Mass Transf., s. 2525-2537.
- Han, J. C. ve Park, J. S., 1988, *Developing Heat Transfer in Rectangular Channel with Rib Turbulators*, Int. J. Heat Mass Transf., 31, No. 1, s. 183-195.
- Prakash, C. ve Zerkle, R., 1995, *Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Ribbed Rectangular Duct With and Without Rotation*, ASME J. Turbomach., 177, s. 255-264.
- Razak, A.M.Y., 2007, *Industrial Gas Turbines*, Woodhead Publishing in Mechanical Engineering, Cilt.1, s.129