



Tork Konvertör Tasarımında Farklı İç Torus Geometrilerinin Hidrodinamik Performans Açısından İncelenmesi

Mehmet Can Durukan¹, Aydın Tekerek², Şafak Akgünlü³, Oğuzhan Çiftçi⁴,
Metin Kemal Gökçe^{4,5}, Alper Altınışık⁶

ÖZ

Tork konvertörler çoğunlukla otomatik transmisyon sistemlerinde kullanılan ve tork artırımını sağlayan özel hidrodinamik kaplinlerdir. Motor ve transmisyon arasında güç aktarımı sağladıklarından hidrodinamik performansları araç performansı üzerinde doğrudan etkilidir. Dolayısıyla aracın öngörülen koşullarda çalışabilmesi için doğru tork konvertörün tasarımı ve geliştirilmesi önemli bir rol oynamaktadır. Bu çalışmada, tork konvertörlerin torus kesitindeki birtakım geometrik değişimlerin hidrodinamik performansa olan etkisi incelenmiştir. Tork konvertörler için literatürde kabul gören, torus kesiti boyunca sirküle olan akışın yörüngesine dik olan alanın sabit tutulduğu alışlagelmiş bir tasarım yaklaşımı bulunmaktadır. Öncelikle bu yaklaşım kullanılarak bir tork konvertör tasarlanmıştır. Ardından bu yöntem basitleştirilerek, yalnızca kademeler arası geçişte yer alan arayüzlerin akış yörüngesine dik olan alanlarının eşit tutulduğu bir başka konvertör tasarlanmıştır. Tasarlanan iki konvertörün hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımıyla performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar iki tork konvertörün hidrodinamik performanslarının birbirleriyle oldukça benzer olduğunu göstermiştir. Bu basitleştirme ile konvertörün analitik tasarımı kolaylaştırılmıştır. Bunun ardından basitleştirilmiş yöntem ile tasarlanan konvertörün iç torus kesit radyal konumları değiştirilerek 4 farklı konvertör oluşturulmuş ve HAD yaklaşımıyla analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, iç torus kesit konumlarının değişiminin tork konvertörlerin hidrodinamik performanslarını olumsuz yönde etkilediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Tork konvertör, turbomakine, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, transmisyon

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 31.01.2022

Kabul/Accepted : 07.12.2022

¹ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul
mehmetcan.durukan@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-9358-4786

² BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
aydin.tekerek@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0003-0105-0782

³ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
safak.akgunlu@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-8977-9118

⁴ BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
oguzhan.ciftci@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0001-6686-714X

⁵ Dr., BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
kemal.gokce@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0003-0393-3415

⁶ Dr., BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri, İstanbul
alper.altinisik@bmcpower.com.tr, ORCID: 0000-0002-5092-1436



Investigation Of Different Inner Torus Geometries in Terms of Hydrodynamic Performance For Torque Converter Design

ABSTRACT

Torque converters are specific type of hydrodynamic couplings mostly used in automatic transmission systems for torque multiplication. Their hydrodynamic performances have a direct effect on vehicle performance since they transfer power between engine and transmission. Therefore, design and development process of an accurate torque converter plays a crucial role for a vehicle to operate in predicted conditions. In the present study, the effect of some geometric changes at torus cross-section of a torque converter on hydrodynamic performance was investigated. There is a common design approach for torque converters in the literature which is the perpendicular area to the circulating flow trajectory along the torus section is kept constant. First of all, a torque converter was designed by using this approach. Then, this method was simplified and only the interface areas of the stages which are perpendicular to circulating flow trajectory were kept equal. Performance analyses of these torque converters were carried out by computational fluid dynamics (CFD) approach. Results showed that the hydrodynamic performances of two torque converters are pretty similar to each other. With this simplification, analytical design of the torque converter is simplified. After that, four different torque converters were designed by changing the inner torus section radial locations of the converter which is designed with simplified approach and CFD simulations were also carried out. It is concluded that the changes in the inner torus section radial location have a negative influence on hydrodynamic performance of torque converters.

Keywords: Axle shaft, test system, adaptive control, hydraulic actuator, fuzzy logic

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Torque converters are crucial components of automatic transmission systems for a wide range of applications. Their main advantages are torque multiplication and providing hydrodynamic connection between engine and transmission without mechanical contact during take-off. Common torque converter designs consist of three turbomachinery stages as impeller, turbine and stator. Hydrodynamic performances of these stages determine the overall torque converter performance and also engine-transmission coupling behavior. Therefore, hydrodynamic design of torque converter stages has a critical impact on overall powerpack performance.

Turbomachines have complex geometries in general and their design processes are usually conducted with various parametrization approaches. These approaches generally reduce three-dimensional geometry of the turbomachine to more easily controllable two-dimensional parameters. With common three staged torque converters, hub and shroud contours of three stages can be combined to create two closed ovals. These ovals form two tori when revolved around rotation axis, constructing hub and shroud surfaces of three stages. One common approach to design torus sections is to form these ovals in a way that the area perpendicular to flow is kept constant throughout the circulation path of automatic transmission fluid. In this study, effect of this approach and various alternatives are examined and presented.

Objectives/ Research Purpose

Torque converter hub and shroud contours can be designed in many ways, yet most designs are gene-



rated according to common guidelines and approaches. A more frequently used one of these methods is to form the outer torus section as a circle, then create the inner torus section in a way that the area perpendicular to flow will remain constant throughout the circulation path. Corresponding inner torus section is an arbitrary oval, which makes it rather troublesome to create the point cloud which will describe the blade profiles in different spanwise locations. Purpose of this study was to create a method to simplify the inner torus section to a circle with minimum deviation in performance from the original design. Inner torus section, which is now a circle, is resized and relocated in order to achieve this goal. Further examination is done with different locations of the inner torus section circle for proving that the suggested location provides the optimum similarity with the original design. 4 torque converter designs with different inner torus locations are created for this purpose. Other design parameters are kept same with all of the simplified designs.

Methods/ Methodology

Performances of different torque converter designs are obtained with computational fluid dynamics (CFD) approach. A commercial CFD software is used for estimating the hydrodynamic performances of the designed torque converters. Flow is assumed incompressible and steady, fluid properties are defined for automatic transmission fluid at 100 °C. Turbulence is modelled by using realizable k-ε turbulence model. Moving reference frame (MRF) method is used for simulating the rotating motion of the components. Temperature variations and corresponding effects are neglected in scope of this study; therefore, energy equation is not included in simulation model. Simulations are carried out for 5 speed ratio points for each design. One common practice for turbomachinery simulations in literature is using minimum number of blade passages, usually one passage for each stage. This method is also used in this study and results are compared with the results obtained with full-stage computational domains. It is found that single-passage simulations give quite reasonable results, however full-stage computational domains are used in calculations for increased accuracy.

Results/ Findings

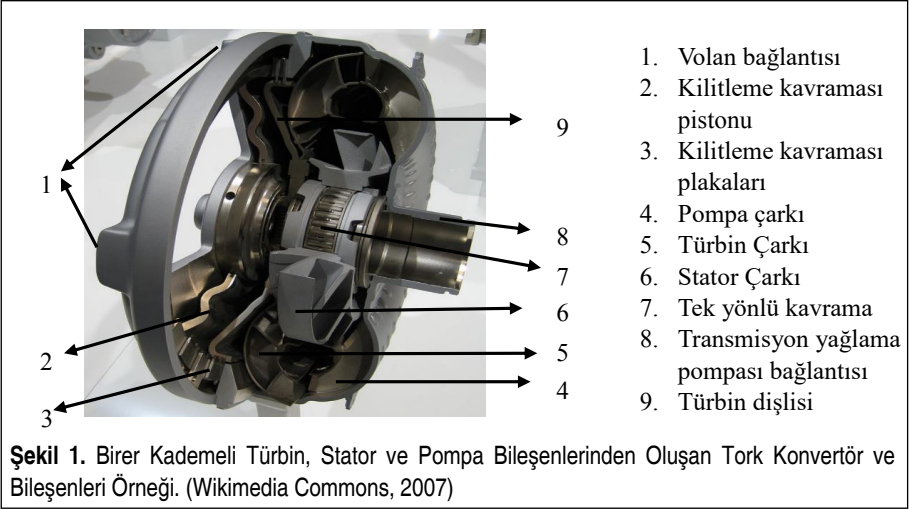
Torus sections of the simplified model, which uses circle sections for both inner and outer tori, are formed in a way that interface areas between stages are equal to each other and the area which was originally kept constant throughout the circulation path. It is shown that if the simplification is done this way, deviation of performance from the original model is quite small, %2.57 at maximum. Four alternative designs with variously located inner torus sections are also studied. It is observed that for the alternative designs, transmission fluid circulation and in parallel with that torque values are lower than the simplified base design. Flow separation in stall condition became more dominant in some of the alternative designs.

Discussion and Conclusions

It is concluded that inner torus section, can be simplified with minimal loss in hydrodynamic performance. This can be useful for initial design process and optimization studies. Based on the results obtained with alternative designs, it is claimed that deviations from this location caused increased pressure losses due to increased secondary flow effects.

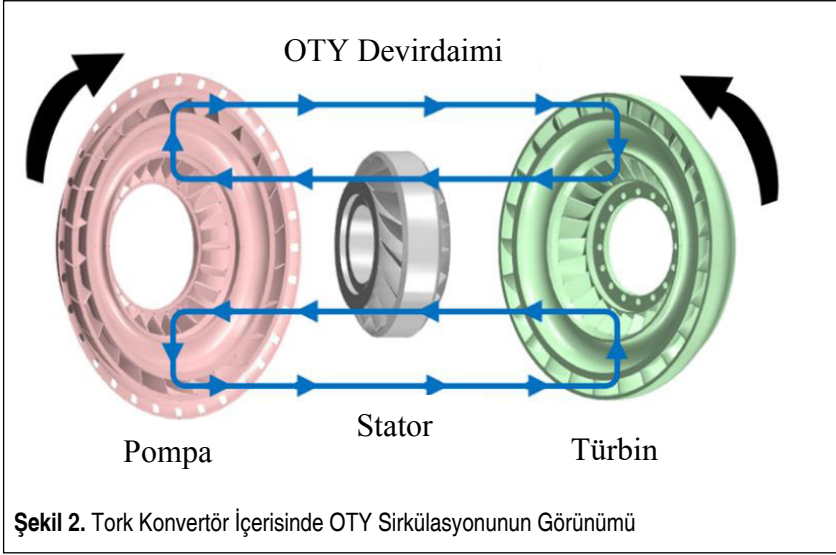
1. GİRİŞ

Özel bir hidrolik kaplin türü olan tork konvertörler tahrik unsurundan gelen torku katlayarak iletebilen turbomakinelerdir. Günümüzde otomatik şanzıman sistemlerinde, ağır yük taşıma kabiliyetine sahip konveyörlerde, gemilerde, lokomotiflerde ve sanayinin diğer birçok alanında sıklıkla kullanılmaktadır. Tork konvertörler genel anlamda pompa, türbin ve stator olmak üzere 3 ana bileşenden oluşmaktadır. Bileşenler uygulamaya göre tek ya da çok kademeli olabilmektedir. Sıklıkla kullanılan üç bileşenli tork konvertör sistemine ticari bir örnek Şekil 1 ile verilmiştir. Güç iletimi kaynağa bağlı pompa ile yüke bağlı türbin arasında gerçekleşir. Hidrolik kaplinden farklı olarak barındırdığı stator bileşeni sayesinde kalkışta güç iletimi esnasında türbinde tork artışı elde edilir.



Şekil 1. Birer Kademeli Türbin, Stator ve Pompa Bileşenlerinden Oluşan Tork Konvertör ve Bileşenleri Örneği. (Wikimedia Commons, 2007)

Pompa, türbin ve stator birbirlerine mekanik olarak bağlı olmayıp, otomatik transmisyon yağı (OTY) sayesinde hidrodinamik olarak etkileşim halindedir. Mekanik olarak bağlı olmamaları sayesinde tahrik unsuru ve gücün iletildiği sistemler arasında titreşim ve ani şok yükleri gibi gerçekleşebilmesi muhtemel oluşumların aktarımının önüne geçilebilmektedir. OTY tork konvertör içerisinde Şekil 2'de gösterildiği gibi sirkülasyon halindedir. Gücünü tahrik unsurundan (içten yanmalı motor, elektrik motoru vb.) alan pompanın dönüşüyle OTY radyal ve eksenel yönde ivmelendirilir. Akışkanın pompa kanatlarının giriş ve çıkışı arasındaki dönme eksenine göre açılmalı momentum farkı pompa tarafından karşılanması gereken direnç torkunu oluşturmaktadır. Böylelikle tahrik unsurundan alınan mekanik enerji OTY'ye aktarılarak hidrolik enerjiye dönüştürülür. Pompadan enerjisi yüksek olarak çıkan akış türbin kanatlarına girerek türbini döndürmeye zorlar. Böylece hidrolik enerji tekrar mekanik enerjiye



dönüşerek gücün aktarıldığı türbin ve stator çarklarında torka dönüşür. Pompa akışkana enerji kazandırırken türbin akışkanın enerjisini emmekten olduğundan bileşenler üzerinde oluşan torklar ters yönlüdür. Tork konvertör sistemlerinde tork artırımı stator bileşeninde sağlanır. Türbinden ayrılan akışkan statora girer.

Stator kanatlarındaki çıkış açısı, pompa kanatlarındaki giriş açısına uygun bir şekilde yağı yönlendirir. Stator sabit olduğundan bu yönlendirme sırasında iş yapılmaz. Akışkanın bu hareketi stator üzerinde pompa ile aynı dönme yönünde tork oluşmasına neden olur. Açısal momentum korunumu uyarınca çıkarılmış Euler turbomakine denklemiyle belirtildiği gibi, turbomakine içerisindeki bileşenlerde oluşan toplam torkun sıfır olması gerekir. Bu sebeple, aynı yönlü stator ve pompa torklarının toplamı ters yönlü türbin torkuna eşittir. Böylelikle tork artırımı sağlanmış olmaktadır. Türbin bileşeni hızlandıkça, türbin çıkışından statora giren akışkanın yönü değişir ve stator kanatlarının arkasına çarpmaya başlar. Bu, statorda oluşan torkun azalmasına ve bir noktadan sonra ters yönde etkimesine neden olur. Bu durumun yaşanmaması için statorun serbest olarak dönmesi gerekmektedir, aksi takdirde büyük bir verim kaybı yaşanır. Bunun önüne geçmek için stator bileşenine bir tek yönlü kavrama (one way clutch, freewheel) eklenmiştir. Bu durumda stator, tek yönlü kavrama sayesinde bir yönde dönmez iken diğer yönde serbest olarak döner. Statorun serbestçe döndüğü durumda üzerinde tork oluşmayacağından, konvertörde herhangi bir tork artırımı gerçekleşmez. Bu nedenle, stator üzerinde oluşan torkun neredeyse sıfıra ulaştığı hız oranı bölgesinde kilitleme kavraması (lock-up clutch) devreye sokularak pompa ve türbin bileşenleri mekanik olarak bağlanır ve bu andan sonra güç aktarımı kilitleme kavraması üzerinden mekanik olarak gerçekleştirilir.

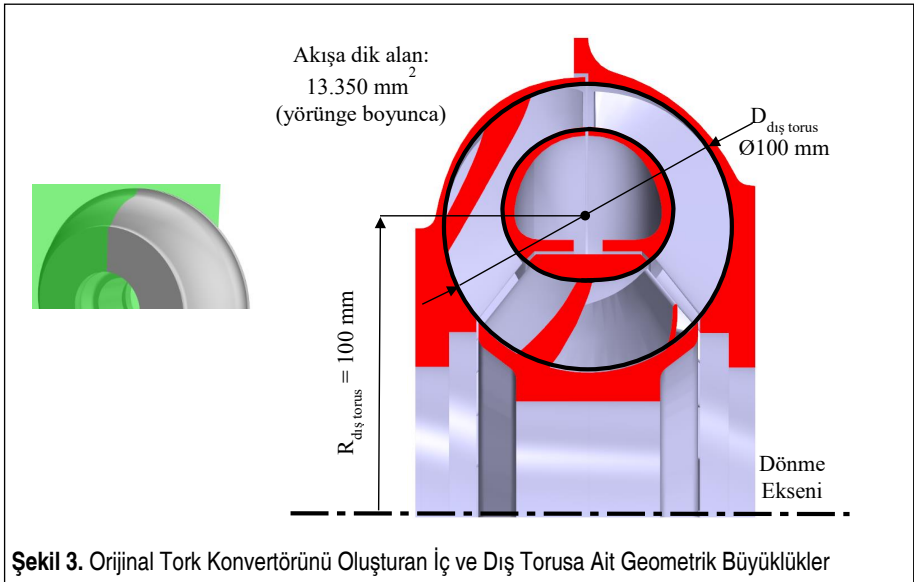
Tork konvertörü, getirdiği avantajlar nedeniyle birçok alanda sıklıkla çalışılmış bir sistem olmuştur. Jandasek; tork konvertörü tasarımı, performansının matematiksel ifadesi ve imalatı gibi geniş bir yelpazeyi inceleyen çalışmasıyla alanda temel teşkil etmiştir (Jandasek, 1961). Özellikle erken dönemde yapılan çalışmalar deney verileri ve temel turbomakine denklemlerinden türetilmiş çeşitli analitik yaklaşımlar önderliğinde gerçekleştirilmiştir (Jandasek, 1961; Whitfield, Wallace ve Patel, 1983; Kotwicki, 1982). Bilgisayar teknolojisi ve numerik metotlardaki gelişmeyle beraber numerik çözüm kapasitesi artmış ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımı ile karmaşık akış problemlerinin çözümlenebilmesine imkan doğmuştur. HAD yöntemindeki bu gelişme tork konvertör alanında çalışan araştırmacıları da bu yöntemi kullanılarak analizler gerçekleştirmeye teşvik etmiştir. Buna örnek olarak Schweitzer ve Gandham HAD yaklaşımı kullanarak, bir tork konvertör için doğrulama çalışması gerçekleştirmişlerdir. HAD yaklaşımı ile elde ettikleri sonuçların deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Buna dayanarak HAD yaklaşımının, deneysel yöntemlere göre kısa zamanda çok daha fazla tasarım seçeneği hakkında sonuç verdiğini belirtmişlerdir (Schweitzer ve Gandham, 2003). Kim vd., tork konvertör performansını belirlemeye yönelik çalışmalarında, analitik yaklaşımlar ve 3D HAD analizleri uygulayarak performans parametreleri elde etmişler ve bunları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak 3D HAD yaklaşımı ile elde edilen sonuçlarının deneysel sonuçlar ile daha yakın olduğu sonucuna varmışlardır (Kim, Ha, Lim ve Cha, 2008). Yamaguchi ve Tanaka ise kalkış durumunda zamana bağlı tork konvertör performans parametrelerini incelemiş ve sonuçlarını deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır (Yamaguchi ve Tanaka, 2012). Srinivasan vd., yedi farklı tork konvertör tasarımının HAD yaklaşımı ile analizlerini gerçekleştirmişler ve sonuçlarını deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Tek bir tasarım için yaptıkları termal analiz sonuçlarına dayanarak, viskoziteye bağlı olarak tork değerlerinin değişiklik gösterdiğini vurgulamışlardır (Srinivasan, Joshi, Dhar ve Wang, 2016). Jeyakumar ve Sasikumar bir tork konvertör için k-ε türbülans modeli kullanarak uyguladıkları HAD yaklaşımı sonuçlarıyla deney sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Sonuçların birbiriyle çok yakın değerlere sahip olduğunu ve HAD yaklaşımının tasarım, imalat ve araştırma süreçlerini oldukça kısalttığını belirlemişlerdir (Jeyakumar ve Sasikumar, 2017). Tork konvertör özelinde daha yüksek performans elde etmek amacıyla tasarım değişikliklerine çok sık rastlanmaktadır. Liu vd., farklı tasarım parametrelerinin tork konvertör performansına olan etkilerini görmek için uygun tasarım parametreleri üzerinde değişiklikler yapmışlar ve bunların hidrodinamik performans üzerindeki etkilerini sınıflandırmışlardır (Liu ve diğ., 2019).

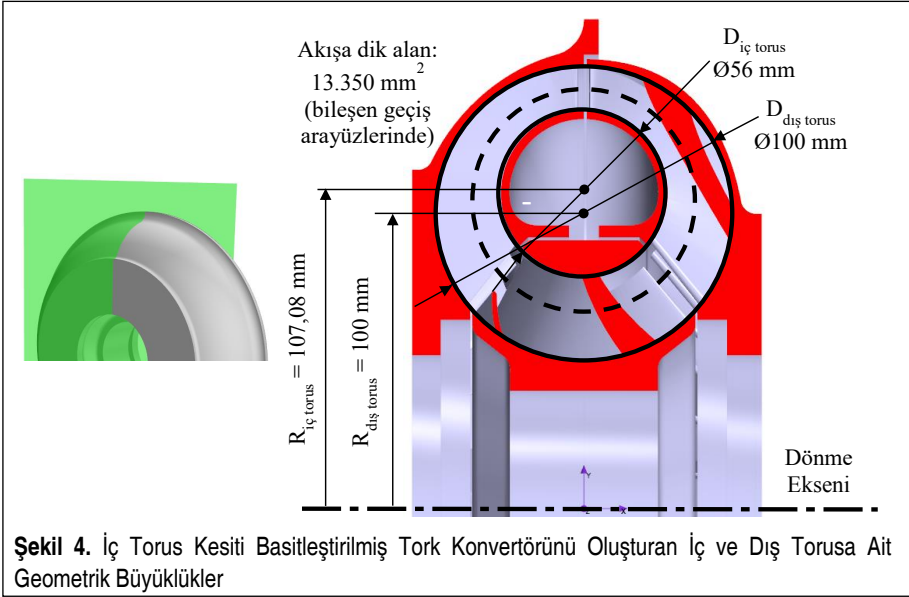
Bu çalışmada tork konvertör iç torus kesiti tasarımında farklı yaklaşımlar ve akışa dik alanın konvertör performansına olan etkileri incelenmiştir. Genel olarak kabul görmüş tasarım yöntemi, OTY sirkülasyon akışına dik alanın yörünge boyunca sabit tutulmasıdır (Jandasek, 1961; Kotwicki, 1982; Zhang ve Mi, 2018). Dış torus kesiti

daire şeklinde tasarlandığında, bu şartı sağlayacak iç torus kesiti daire ya da elips gibi kurallı denklemlerle kolay ifade edilebilecek bir şekil olmamaktadır. Bu çalışma kapsamında yörünge boyunca eşit alan şartına uygun tasarlanmış bir tork konvertörünün iç torus kesiti, diğer parametreler aynı tutularak daire şeklinde basitleştirilmiş ve hidrodinamik performans üzerine olan etkisi incelenmiştir. İç torus kesitini oluşturan dairenin çapı ve konumu, kademeler arası geçiş arayüz alanlarının birbirleriyle ve ilk tasarımdaki dik alanla eşit olacak biçimde belirlenmiştir. Söz konusu şartlar altında iç torus kesitinin basitleştirilmesi ile hidrodinamik performanstaki değişimin küçük ölçekte olduğu görülmüştür. Daha sonra basitleştirilmiş model temel alınarak, iç torus kesitini oluşturan dairenin 4 farklı konumdaki tasarımları yapılmış ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak geleneksel tasarım ile en uyumlu sonuçların basitleştirilmiş tasarım ile alındığı, farklı kesit konumlarının hidrodinamik performansı olumsuz etkilediği görülmüştür.

2. GERÇEKLEŞTİRİLEN TORK KONVERTÖR TASARIMLARI VE GEOMETRİK ÖZELLİKLERİ

Çalışma kapsamında yapılan incelemeler orijinal bir tork konvertör tasarımı baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu konvertöre dair başlıca geometrik büyüklükler Şekil 3 ile gösterilmiştir. Akış alanının dönme eksenine göre en büyük çapı 300 mm'dir. Dış torus kesiti 100 mm çaplı bir dairedir. İç torus kesiti ise akışa dik alanı, yörünge boyunca 13.350 mm² değerinde sabit tutacak şekilde oluşturulmuş belirsiz (arbitrary) bir şekildedir. Hidrodinamik performansı etkilemeyecek yapısal dayanımı ilgilendirecek et ka-





lınlıkları ve benzeri diğer büyüklükler bu çalışma kapsamında değerlendirilmemişlerdir. Kanat sayıları türbin, pompa ve statorla sırasıyla 25, 24 ve 13'tür. Kanatlara dair tüm parametreler bu çalışma kapsamındaki tasarımların tamamında sabit tutulmuştur. Çalışmanın devamında bu tasarım "orijinal tasarım" şeklinde anılacaktır.

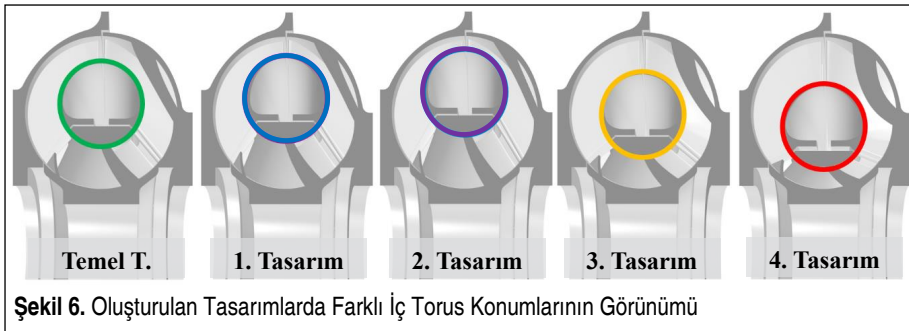
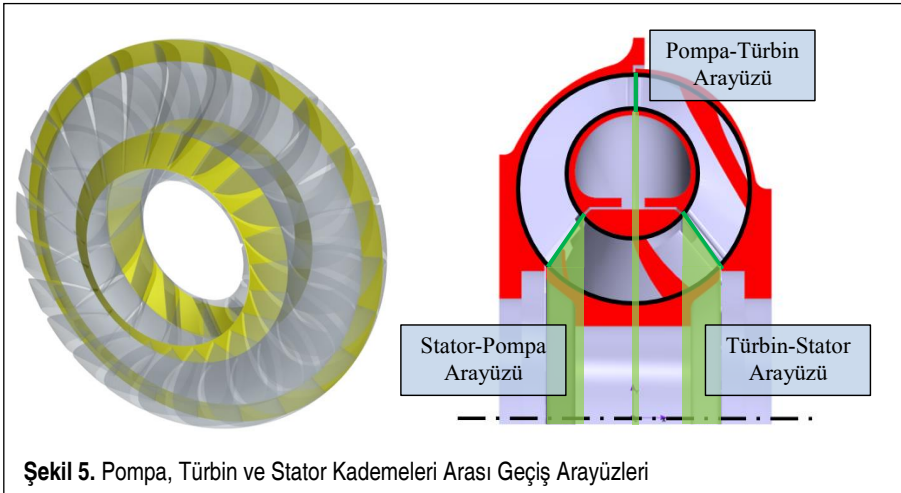
İç torus kesitinde belirtilen basitleştirmelerin ardından elde edilen tasarıma ait geometrik özellikler Şekil 4'te paylaşılmıştır. Görüldüğü üzere, dış torusa dair büyüklükler değiştirilmemiştir. Bu tasarımda iç torus kesiti 56 mm çaplı bir dairedir. Çalışmanın devamında bu tasarımdan "basitleştirilmiş temel tasarım" şeklinde bahsedilecektir.

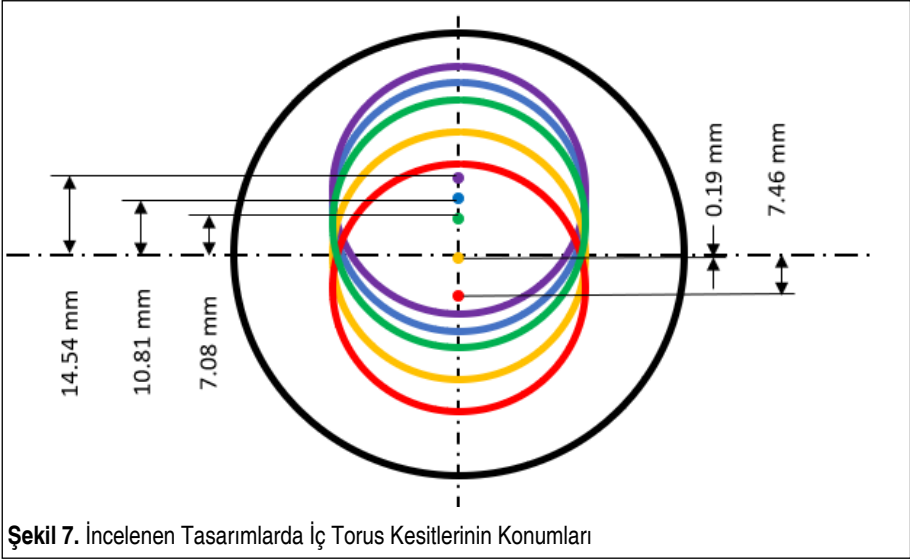
Basitleştirilmiş temel tasarımda iç ve dış torusları oluşturan daireler eş merkezli değildir, merkezleri arasındaki mesafe 7,08 mm'dir. Bu değer Şekil 5 ile gösterilen pompa, türbin ve stator kademeleri arası geçiş arayüzlerinin alanlarını eşitlemektedir. İç torus için 56 mm çap ve 7,08 mm merkez kaçıklığı değerleri, geçiş arayüzlerinde istenen alan değerlerinden hesaplanmaktadır. Bu değerlerin tercih edilme sebebi akışa dik alanın yörünge boyunca yaklaşık aynı değerde tutulması, böylece tork konvertörü performansının orijinal modelle yakın elde edilmesidir. Aksi halde yörünge boyunca akışa dik alandaki farklılıkların oluşturacağı ikincil etkilerin sebep olduğu basınç kaybı tork karakteristiğini değiştirecektir. Pompa-türbin arası geçiş arayüzü dönme eksenine göre uzakta konumlandığından iç torus, radyal yönde dışarı doğru ötelenmelidir, aksi halde pompa-türbin arayüz alanı diğer arayüz alanlarından büyük olacaktır.

Çalışma kapsamında, orijinal tasarım ve basitleştirilmiş temel tasarım karşılaştırmasının yanı sıra basitleştirilmiş tasarımda iç torus kesiti konumunun hidrodinamik perfor-

mansa olan etkisi de incelenmiştir. İç ve dış torus dairesel kesit merkezleri arasındaki mesafenin değiştirildiği 4 farklı model tasarlanmıştır. Bu modeller, arayüz alanlarının eşitlendiği tasarım baz alınarak iç torus kesitinin dönme eksenine göre mesafesinin artırıldığı ve azaltıldığı ikişer tasarımdan meydana gelmektedir. Tasarımlar, temel modelde iç ve dış dairesel kesitler arasında kalan mesafenin iki yönde çeyreğe ve yarıya indirilmesiyle oluşturulmuştur. Şekil 6'da temel ve iç torus merkezinin konumunun değiştirildiği tasarımlar görülebilmektedir. Şekil 7'de ise bu tasarımların iç torus merkezlerinin konvertör dönme eksenine olan mesafeleri paylaşılmıştır. Şekil 6'da verilen iç torus dairelerinin renkleri, Şekil 7 ile aynıdır. Çalışmanın devamında oluşturulan bu dört tasarım Şekil 6'da belirtilen isimleriyle anılacaklardır.

Tork konvertörlere dair kanat parametreleri, dış torus boyutları gibi diğer tüm parametreler bu 4 tasarımda da orijinal tasarımla aynı tutulmuştur. Konvertör bileşenlerinde kullanılan kanat açıları Tablo 1'de paylaşılmıştır.





Şekil 7. İncelenen Tasarımlarda İç Torus Kesitlerinin Konumları

Tablo 1. Tork Konvertör Bileşenlerindeki Kanat Giriş ve Çıkış Açılıarı

	Pompa	Stator	Türbin
Kanat Giriş Açısı (β_1)	0°	-25°	-52°
Kanat Çıkış Açısı (β_2)	5°	-62°	55°

3. HAD YAKLAŞIMI İLE TORK KONVERTÖR PERFORMANS ANALİZLERİ

Çalışma kapsamında uygulanacak HAD yaklaşımı için sonlu hacimler tabanlı ticari bir yazılım tercih edilmiştir. Tork konvertör kademeleri arasında gerçekleşen hidrodinamik etkileşim, pompa ve türbinin yüksek dönüş hızları nedeniyle türbülanslı bir akış problemi. Çalışmada türbülans modeli olarak RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) tabanlı modellerden biri olan ve literatürde tork konvertör analizlerinde sıklıkla kullanılan k- ϵ modeli tercih edilmiştir. Çözümler sıkıştırılamaz akış kabulüyle gerçekleştirilmiştir. Termofiziksel özelliklerin sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiş, enerji denklemleri çözüme dahil edilmemiştir. Çalışma kapsamında tam ve kısmi akış çevresi yaklaşımlarında kullanılan otomatik transmisyon yağının akışkan özellikleri Tablo 2 ile verilmiştir.

Tablo 2. HAD Yaklaşımında OTY için Tanımlanan Akışkan Özellikleri

Yoğunluk (kg/m^3)	834
Dinamik Vizkosite (Pa.s)	0,01202



Zamandan bağımsız (steady-state) gerçekleştirilen analizlerde pompa ve türbin bileşenlerinin dönüş hareketi, turbomakinelerin zamandan bağımsız analizlerinde sıklıkla kullanılan MRF (Multiple Reference Frame) yöntemiyle modellenmiştir. Farklı bileşenlere ait ağ bölgeleri arası bilgi geçişi direkt arayüz (in-place interface) ile tanımlanmıştır. Mevcut çalışma kapsamında tam ve kısmi akış çevresi yaklaşımlarıyla farklı hız oranlarında gerçekleştirilen HAD analizleri için pompa ve türbinin dönüş hızları Tablo 3 ile verilmiştir.

Tablo 3. HAD Analizlerinde Uygulanan Dönüş Hızları

Hız Oranı	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)
0	2000	0
0,2	2000	400
0,4	2000	800
0,6	2000	1200
0,8	2000	1600

Tork konvertörlerin hidrodinamik performansını gösteren tork oranı ve kapasite faktörü değerleri, bileşenlerin açısal hızına ve tork değerlerine bağlı olarak Denklem (1)-(3) ile ifade edildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Hız Oranı = \frac{Türbin Açısal Hızı}{Pompa Açısal Hızı} \quad (1)$$

$$Tork Oranı = \frac{Türbin Torku}{Pompa Torku} \quad (2)$$

$$Kapasite Faktörü (KF) = \frac{Pompa Açısal Hızı(RPM)}{\sqrt{Pompa Torku}} \quad (3)$$

3.1 Ağ Yapısı Belirsizlik Analizi

HAD yaklaşımlarıyla elde edilen sonuçların güvenilirliği açısından belirsizlik ve hata analizlerinin gerçekleştirilmesi kritik önem taşır. Bu çalışma kapsamında tork konvertör HAD analizleri için oluşturulan ağ yapıları için bir belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Söz konusu belirsizlik analizinde Stern vd. tarafından geliştirilen doğrulama ve onaylama yaklaşımı kullanılmıştır (Stern, Wilson, Coleman ve Paterson, 2001).

Belirsizlik analizleri için basitleştirilmiş temel tasarım tercih edilmiştir. Bu tork konvertörü için temel bir hesaplama ağı oluşturulmuş, bu ağa ait boyutlar $\sqrt{2}$ oranında artırılıp azaltılarak üç farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu ağlarla zamandan bağımsız analizleri gerçekleştirilmiştir. Temel alınan hesaplama ağına dair değerler Tablo 4'te 2

Tablo 4. Farklı Ağ Yapıları ile Hesaplanan Türbin Torku Değerleri

Hesaplama Ağı	Eleman Sayısı	Türbin Torku (Nm)
1	1.889.048	841,75
2	3.304.286	836,90
3	5.947.645	837,00

numarayla verilmiştir. Oluşturulan daha seyrek ve daha sık ağ yapılarına dair değerler yine Tablo 4 ile verilmiştir. Belirsizlik çalışması kapsamında, Tablo 4’te verilen türbin torku değerleri dikkate alınmıştır. Analizler 0 hız oranında ve 2000 dev/dk pompa dönüş hızı için gerçekleştirilmiştir.

Söz konusu tork değerleri ile yapılan belirsizlik çalışmasında hesaplanan onaylama (verification) değerleri Tablo 5’teki gibi olmuştur.

Tablo 5. Ağ Yapısı Belirsizlik Çalışması Sonucunda Hesaplanan Onaylama Değerleri

ϵ_{32}	ϵ_{21}	r_G	R_{G_2}	p_G	C_G	U_1	U_G	U_N
4,85	-0,1	1,414	-0,021	4,942	4,54	0,342	8,637	8,644

Tablo 5 ile paylaşılan onaylama değerlerine dair detaylı bilgi için referans çalışma incelenebilir (Stern ve diğ., 2001). R_{G_2} değerinin negatif olması, oluşturulan ağ yapıları ile elde edilen sonuçların salınımlı bir yakınsama gerçekleştirdiğini ifade etmektedir. Çalışma sonucunda iteratif belirsizlik (U_1) ve ağ yapısı belirsizliği (U_G) ile elde edilen sayısal belirsizlik (U_N) 8,644 Nm olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla söz konusu sınırlarında uygulanan HAD yaklaşımı ile hesaplanan türbin torku değeri $836,90 \pm 8,644$ Nm ($\pm\%1,03$)’dir.

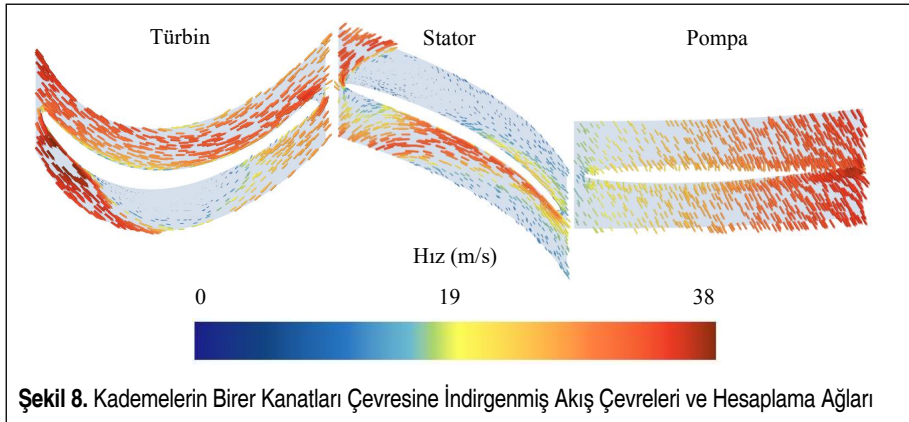
3.2 Kısmi ve Tam Akış Çevreli HAD Yaklaşımlarının Karşılaştırılması

Turbomakine HAD analizlerinde kademelerin tamamını modellemek yerine en az sayıda kanadı çevreleyen periyodik dilimlerle analizi gerçekleştirmek literatürde sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir. Bu kısmi akış çevresi yaklaşımının kullanılmasındaki temel amaç hesaplama yükünü azaltmaktır. Yaklaşım bu çalışma kapsamında uygulanarak tam akış çevresi yaklaşımı ile alınan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Analize dahil edilecek en az kanat sayısı seçilirken kademeler arası arayüz alan farkının düşük tutulmasına önem gösterilir. Bu çalışma kapsamında kullanılan tasarımlarla, her kademedan birer kanatla oluşturulan akış çevreleriyle ortaya çıkan arayüz alanları arasındaki fark kabul edilir düzeydedir.

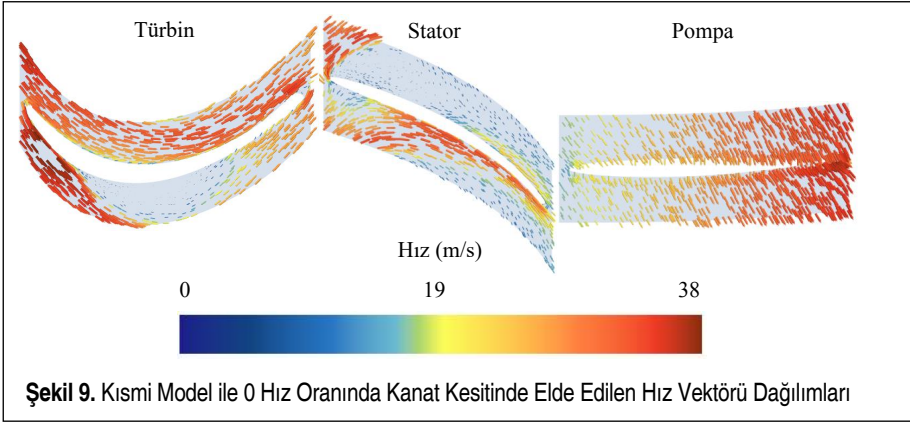
Kısmi akış çevresiyle alınacak sonuçların tam modelle uyumunun incelenmesi temel tasarım üzerinde gerçekleştirilmiştir. Üç kademeye ait birer kanada indirgenmiş kısmi

modeller ve pompanın bir kanadıyla oluşturulmuş örnek bir akış çevresi Şekil 8 ile gösterilmiştir. Komşu kanatların etkisi, her bir kademe diliminin periyodik yüzeylerine “dönel periyodiklik” (rotational periodicity) eklenerek ilişkilendirilmiş ve analize dahil edilmiştir. Dönel periyodik arayüzler Şekil 8’de mavi olarak renklendirilmiştir. Kademelerin kanat dilimleri arasındaki arayüzler bire bir örtüşmeyeceklerinden akışın sahip olduğu hız ve basınç değerleri, bir kanat diliminden diğerine karışım arayüzü (mixing-plane interface) yaklaşımıyla radyal ortalama alınarak aktarılır. Bu yaklaşım ile zamandan bağımsız analizlerde kanatların açısız konumlarının performansa olan yanıtıcı etkisinden kaçınılmış olur ancak bir kademedeki kanatların sonraki kademeye olan etkisi (wake interaction) gözlenemez. Şekil 8’de pompa akış çevresi için giriş sınırını temsil eden stator-pompa arayüzü yeşil renkle; çıkış sınırını temsil eden pompa-türbin arayüzü kırmızı renkle gösterilmiştir. Bu yüzeyler komşu kademelerin örtüşen yüzeyleriyle karışım arayüzü kullanılarak ilişkilendirilmiştir. Böylece üç kademelerin birer kanada indirgenmiş kısmi akış çevreleri oluşturulmuş, ardından uygun hesaplama ağları oluşturulmuştur. Bu yaklaşımla alınacak sonuçların tam akış çevresi ile alınan sonuçlarla karşılaştırılabilmesi için aynı sayısal ağ parametreleri kullanılmıştır. Oluşturulan hesaplama ağı Şekil 8’den görülebilmektedir. Kısmi akış çevresi yaklaşımı için oluşturulan toplam ağ elemanı sayısı 493 bin olmuştur. Bu sayı, tam akış çevresi yaklaşımı ile gerçekleştirilen analizlerdeki toplam ağ elemanı sayısına göre %85 daha azdır.

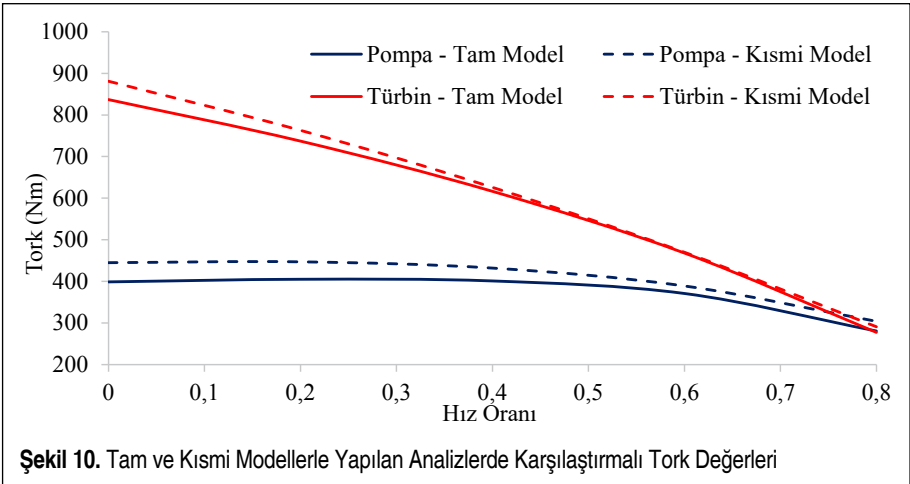


Tam akış çevresi ile karşılaştırabilmesi adına kısmi akış çevresi analizlerinde aynı fiziksel modeller ve parametreler kullanılmıştır. Pompa dönüş hızı 2000 dev/dk’dır. Şekil 9’da 0 hız oranında gerçekleştirilen analizin kanat kesitleri boyunca elde edilen hız dağılımları vektörel olarak gösterilmektedir.

Analizler sonucunda tam ve kısmi modellerin birbirleriyle uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Şekil 10’da görüldüğü gibi, kısmi modellerle elde edilen tork değerleri tam model sonuçlarından bir miktar yüksek olmuştur. İki modelden alınan tork



değerleri arasındaki en büyük fark %11,6 ile 0 hız oranında pompada gerçekleşmiştir. Alınan sonuçlar tek kanada indirgenmiş kısmi akış çevresi analizlerinin de kabul edilebilir sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bu yaklaşım hesaplama gücünün kısıtlı olduğu ya da optimizasyon çalışmalarında olduğu gibi çok sayıda analiz gerektiren durumlarda tercih edilebilir. Çalışmanın devamında farklı tasarımlar arasında yapılacak karşılaştırmalarda yüksek doğruluk amaçlandığından, analizler tam akış çevresi yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir.



3.3 Farklı İç Torus Geometrisine Sahip Tork Konvertörlerin Hidrodinamik Performans Hesaplamaları

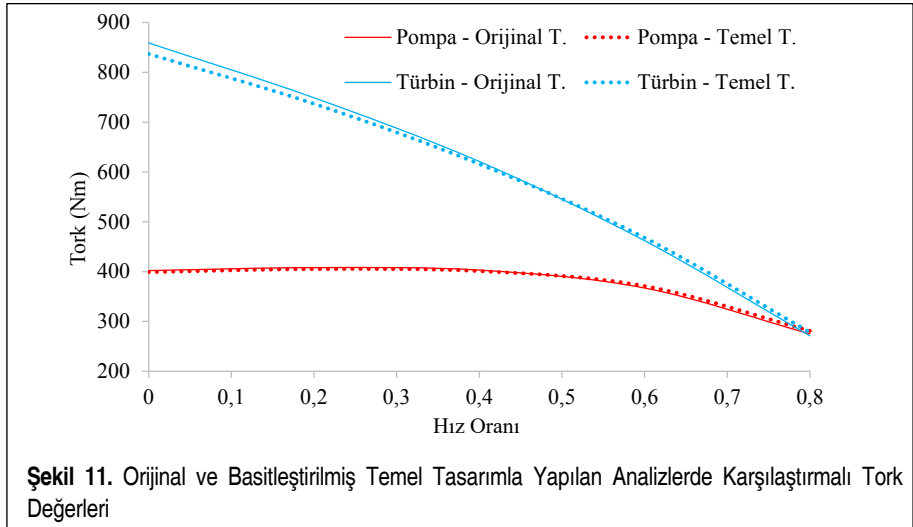
Bir önceki kısımda ifade edildiği gibi mevcut çalışma için tasarlanan tork konvertörlerin analizinde tam akış çevresi yaklaşımı tercih edilmiştir. Bu bağlamda önceki

kısımlarda detaylı bir şekilde ifade edilen farklı tork konvertör tasarımlarının, farklı hız oranlarındaki HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle iç torus kesitinde yapılan basitleştirmenin performans üzerine olan etkisini inceleyebilmek adına orijinal tork konvertör ile basitleştirilmiş temel konvertörün karşılaştırılması yapılmıştır. Akışa dik alanın yörünge boyunca eşit olduğu orijinal tasarım ve dik alanın kademe geçiş arayüzlerinde aynı olduğu basitleştirilmiş temel tasarıma dair karşılaştırmalı sonuçlar ve grafikler Tablo 6 ve Şekil 11 ile paylaşılmıştır.

Tablo 6. Orijinal ve Temel Tasarımların Analizlerinden Pompa ve Türbin Torku, Sirkülasyon Debişi Sonuçları

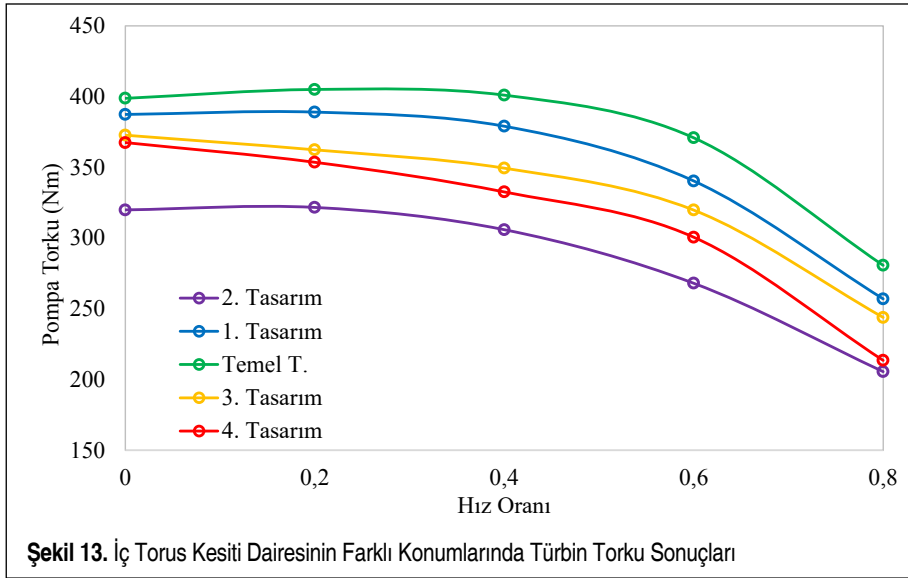
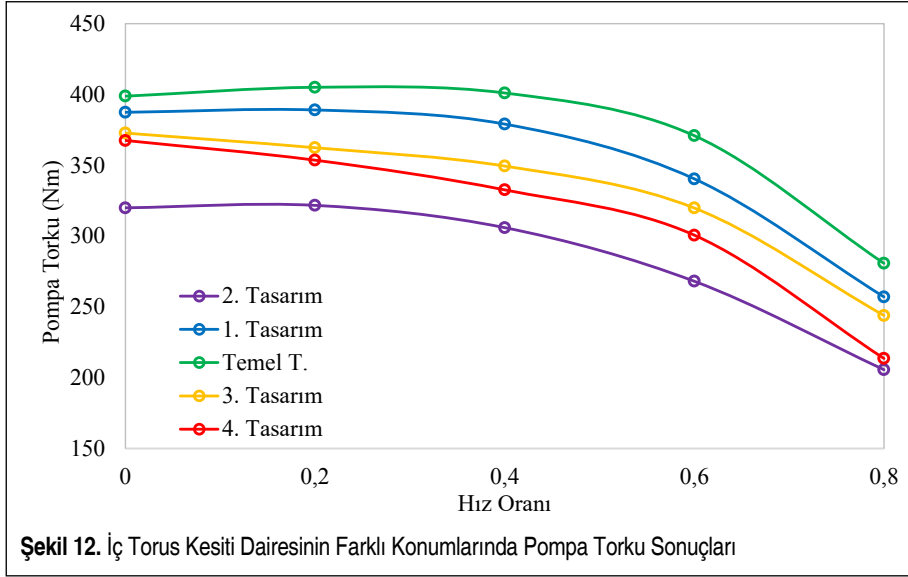
	Hız Oranı	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Debi (kg/s)	Tork Oranı	KF
Orijinal	0	402	859	160	2,14	99,8
	0,2	408	749	151	1,84	99,0
	0,4	403	621	136	1,54	99,6
	0,6	367	462	113	1,26	104,4
	0,8	275	271	78	0,99	120,6
Temel	0	399	837	158	2,10	100,1
	0,2	405	737	150	1,82	99,4
	0,4	401	616	136	1,54	99,9
	0,6	371	468	114	1,26	103,8
	0,8	281	278	79	0,99	119,4



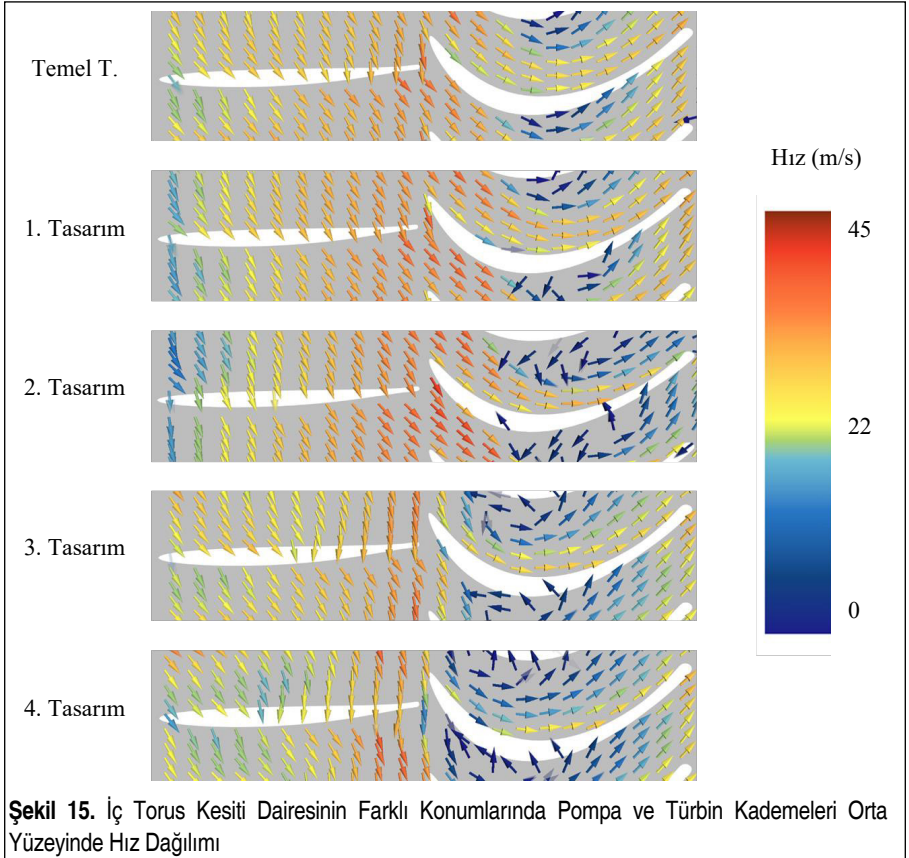
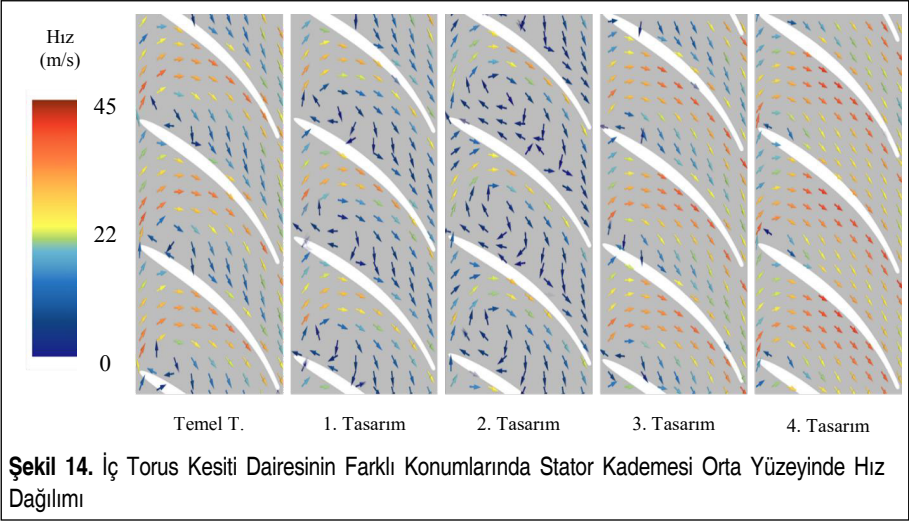
Daha sonra temel tasarımın iç torus merkezi konumunun değiştirilmesiyle oluşturulan 4 farklı tasarımın söz konusu hız oranlarında tam akış çevresi yaklaşımı ile analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar Tablo 7’de paylaşılmıştır. Şekil 12 ve Şekil 13’te ise 4 farklı tasarımın pompa ve türbin torku değerleri grafik halinde verilmiştir.

Tablo 7. İç Torus Kesiti Dairesinin Farklı Konumlarında Pompa ve Türbin Torku ile Sirkülasyon Debisi Sonuçları

	Hız Oranı	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Debi (kg/s)	Tork Oranı	KF
2. Tasarım	0	320	598	106	1,87	111,8
	0,2	322	517	100	1,61	111,5
	0,4	306	417	90	1,36	114,3
	0,6	268	303	73	1,13	122,1
	0,8	206	186	51	0,91	139,5
1. Tasarım	0	387	776	143	2,00	101,6
	0,2	389	674	135	1,73	101,4
	0,4	379	554	121	1,46	102,7
	0,6	340	409	99	1,20	108,4
	0,8	257	244	68	0,95	124,7
Temel T.	0	399	837	158	2,10	100,1
	0,2	405	737	150	1,82	99,4
	0,4	401	616	136	1,54	99,9
	0,6	371	468	114	1,26	103,8
	0,8	281	278	79	0,99	119,4
3. Tasarım	0	373	705	130	1,89	103,6
	0,2	362	622	124	1,72	105,1
	0,4	349	527	114	1,51	107,0
	0,6	320	409	98	1,28	111,8
	0,8	244	249	67	1,02	128,0
4. Tasarım	0	368	605	99	1,65	104,3
	0,2	354	543	95	1,54	106,4
	0,4	333	466	88	1,40	109,7
	0,6	301	374	76	1,24	115,3
	0,8	214	222	52	1,04	136,8



İç torus kesiti konumunun hidrodinamik performans üzerindeki etkisinin detaylı incelenebilmesi için Şekil 14 ve Şekil 15 ile verilen görseller oluşturulmuştur. Bu görsellerde verilen yüzeyler 5 tasarım için, yine bir torus olan orta yüzeylerin (iç ve dış torusun ortası) açılarak düzlemsel hale getirilmesiyle oluşturulmuşlardır. Görsellerde bu yüzeyler üzerinde 0 hız oranında elde edilen hız vektörleri görülmektedir.





4. SONUÇLAR

Çalışma kapsamında yapılan ilk inceleme iç torus kesitinde gerçekleştirilen basitleştirmenin etkisi üzerinedir. Tablo 6 incelendiğinde basitleştirmenin ardından tork konvertör performansında önemli bir değişikliğin olmadığı görülebilmektedir. Tork değerleri arasında en büyük fark %2,57 ile 0 hız oranında türbin torkundadır. Buna bağlı olarak tork oranları arasındaki en büyük fark yine 0 hız oranında %1,80 olmuştur. Pompa torkları iki tasarımda oldukça yakın elde edildiğinden kapasite faktörleri arasındaki en büyük fark 0,2 hız oranında %0,88 ile sınırlı kalmıştır. Böylece yapılan basitleştirmenin hidrodinamik performansa ciddi bir etkisi olmadığı sonucu çıkarılabilir. Basitleştirme sonucunda iç torus kesiti ve iç torus yüzeyindeki kanat profillerini meydana getiren nokta bulutlarının oluşturulması kolaylaştırılmış olur.

İkinci aşamada ise ilk adımda daireye çevrilmiş iç torus kesiti farklı konumlara taşınmış, oluşturulan tork konvertörlerin hidrodinamik performansları incelenmiştir. Tablo 7’de paylaşılan değerler incelendiğinde, iç torus konumunun değiştirildiği bütün durumlarda sirkülasyon debisinin düştüğü görülmektedir. Bu durum, iç torus konumunun değişmesiyle birlikte akış yörüngesine dik olan alanın yörünge boyunca değişmesi ve bu sebeple yükselen ikincil etkilerle basınç kaybının artması şeklinde açıklanabilir. Tork konvertör sisteminde enerjinin korunumu prensibine dayanarak aşağıdaki yaklaşım uygulanabilir (Kotwicki, 1982):

$$\text{Türbine aktarılamayan güç} = \text{Akış kayıplarına harcanan güç} \quad (4)$$

Diğer mekanik kayıpların ihmal edilmesi durumunda Denklem (3) aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$T_{\text{pompa}} \omega_{\text{pompa}} - T_{\text{türbin}} \omega_{\text{türbin}} = \Delta P_{\text{kayıp}} Q \quad (5)$$

Denklemde T ve ω ilgili kademelerin tork ve açısal hız değerlerini, Q sirkülasyon debisini temsil etmektedir. $\Delta P_{\text{kayıp}}$ sistemdeki basınç kayıpları toplamıdır. Sıfır hız oranı dikkate alındığında $\omega_{\text{türbin}}$ değeri 0 olacağından, yukarıdaki denklemde türbin ile ilgili terimler 0’a eşit olacaktır. Ayrıca tork değeri, açısal momentumun korunumuna dayanan Euler turbomakine denklemi doğrultusunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$T = \dot{m}(V_{t,\text{çıkış}} r_{\text{çıkış}} - V_{t,\text{giriş}} r_{\text{giriş}}) \quad (6)$$

$V_{t,\text{çıkış}}$ kademe çıkışında teğetsel hızı temsil etmektedir. Yazının devamında hız bileşeni indisleri sırasıyla doğrultuyu, kademeyi ve kademede konumu anlatacaktır; örneğin $V_{t,\text{pç}}$ pompa çıkışındaki teğetsel mutlak hız bileşenini temsil etmektedir. Benzer şekilde radyal konumu temsil eden r için ilk indis kademeyi, ikini kademede konumu belirtir; r_{pg} pompa girişinin dönme eksenine göre radyal konumunu temsil eder. Pompa için tork değeri ilgili denklemde yerine koyulursa:

$$[Q\rho(V_{t,pç}r_{pç} - V_{t,pç}r_{pg})]\omega_p = \Delta P_{kayıp}Q \quad (7)$$

$$\omega_p\rho(V_{t,pç}r_{pç} - V_{t,pç}r_{pg}) = \Delta P_{kayıp} \quad (8)$$

haline gelecektir. Turbomakineler için hız üçgeninden yararlanılarak teğetsel yöndeki hız bileşeni, kanat parametreleri ve debiye bağlı olarak Denklem (9)-(11) ile gösterildiği gibi yazılabilir:

$$V_t = U_t + W_t \quad (9)$$

$$V_t = \omega_{kademeye} * r + V_e * \tan(\beta_{kademeye}) \quad (10)$$

$$V_t = \omega_{kademeye} * r + \frac{Q}{A} \tan(\beta_{kademeye}) \quad (11)$$

β kanat açısını temsil etmektedir, indisler sırasıyla kademeye ve kademedeki konuma karşılık gelmektedir; örneğin $\beta_{pç}$ pompa kanadı çıkış açısıdır. Bu ifadeler ana denklemde kullanılırsa:

$$\omega_p\rho\left(\left(\omega_p * r_{pç} + \frac{Q * \tan(\beta_{pç})}{A_{pç}}\right)r_{pç} - \left(\omega_p * r_{pg} + \frac{Q * \tan(\beta_{pg})}{A_{pg}}\right)r_{pg}\right) = \Delta P_{kayıp} \quad (12)$$

$$\omega_p^2\rho(r_{pç}^2 - r_{pg}^2) + Q\omega_p\rho\left(\frac{\tan(\beta_{pç})r_{pç}}{A_{pç}} - \frac{\tan(\beta_{pg})r_{pg}}{A_{pg}}\right) = \Delta P_{kayıp} \quad (13)$$

A sirkülasyona dik alandır, indisler sırasıyla kademe ve kademedeki konuma karşılık gelmektedir. Akışa dik alan kademe geçiş arayüzlerinde eşit tutulursa A değerleri birbirlerine eşit olacaktır. Basınç kaybı terimi aşağıdaki gibi ardışık kademelerin çıkış ve giriş açıları arasındaki farktan kaynaklanan basınç kaybı olarak ayrıklaştırılırsa:

$$\Delta P_{kayıp} = \Delta P_{pompa-türbin} + \Delta P_{türbin-stator} + \Delta P_{stator-pompa} + \Delta P_{k,diğer} \quad (14)$$

$$\Delta P_{kayıp} = 0.5\rho\left[\left(\left(\omega_p * r_{pç} + \frac{Q * \tan(\beta_{pç})}{A_{pç}}\right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{tg})}{A_{tg}}\right)\right)^2 + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{tr})}{A_{tr}}\right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{sg})}{A_{sg}}\right)\right)^2\right] + \Delta P_{k,diğer} \quad (15)$$

halini alır. Bu durumda sonuç Denklem (16) ile gösterildiği gibi gerçekleşecektir:



$$\omega_p^2 \rho (r_{pc}^2 - r_{pg}^2) + Q \omega_p \rho \left(\frac{\tan(\beta_{pc}) r_{pc}}{A_{pc}} - \frac{\tan(\beta_{pg}) r_{pg}}{A_{pg}} \right) =$$

$$\left[\left(\left(\omega_p * r_{pc} + \frac{Q * \tan(\beta_{pc})}{A_{pc}} \right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{tg})}{A_{tg}} \right) \right)^2 + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{tc})}{A_{tc}} \right) - \left(\frac{Q * \tan(\beta_{sg})}{A_{sg}} \right) \right)^2 \right. \quad (16)$$

$$\left. + \left(\left(\frac{Q * \tan(\beta_{sc})}{A_{sc}} \right) - \left(\omega_p * r_{pg} + \frac{Q * \tan(\beta_{pg})}{A_{pg}} \right) \right)^2 \right]$$

$$+ \Delta P_{k,diğer}$$

Denklemlerde yer alan akışkan yoğunluğu, tork konvertörün geometrik büyüklükleri ve pompa dönüş hızı bilinmektedir. Hacimsel debi ve kanat açıları farkından kaynaklı kayıplar haricindeki basınç kayıpları ise bilinmeyen değerler olarak kalmaktadır. Geometriye ve akışkana dair değerler sabit tutulup basınç kaybı artırıldığında debinin azaldığı görülmektedir. Çalışmada incelenen parametreler, geometrik büyüklüklerin sabit tutulmadığı, görece daha karmaşık bir durumu kapsamaktadır. Öte yandan, iç torus kesitinin optimum konumunun değiştiği durumlarda sirkülasyon debisinin düşmesi, bu değişikliklerin basınç kayıplarını artırdığını göstermektedir.

Aşağıda yer alan tork ifadelerinde geometrik büyüklüklerin sabit olduğu bilindiğine göre tork ve sirkülasyon debisi parametrelerinin birbirleri ile lineer bir ilişkiye sahip olduğu görülmektedir:

$$T = \dot{m} (V_{t,çıkış} r_{çıkış} - V_{t,giriş} r_{giriş}) \quad (17)$$

$$T = \dot{m} \left(\left(\omega_{kademe} * r_{çıkış} + \frac{Q}{A_{çıkış}} \tan(\beta_{kademe,c}) \right) r_{çıkış} \right. \quad (18)$$

$$\left. - \left(\omega_{kademe} * r_{giriş} + \frac{Q}{A_{giriş}} \tan(\beta_{kademe,g}) \right) r_{giriş} \right)$$

Bu durum 4 tasarımın tork değerlerinin, temel tasarıma göre düşük gerçekleşmesini açıklamaktadır.

Sirkülasyon debisinin temel tasarım haricinde düşmesi, kanatlar üzerine gelen akış geliş açısının da değişmesine sebep olmuştur. Teğetsel yöndeki hızı etkileyen ana bileşen olan dönüş hızları değişmiyorken, aksel yöndeki hızda etkili sirkülasyon debisinin değişmesi bu açı farkına sebep olmaktadır. Aksel yöndeki hıza etkili diğer bir parametre akışa dik alandır. Bahsedilen bu değişkenlerin stator bileşeninde akışa etkisi Şekil 14 ile görülebilir. Temel tasarımda stator kanadı emiş bölgesi incelendiğinde, giriş bölgesi yakınında akış ayrılması görülmektedir. 2. ve 3. tasarımlarda sirkülasyon debisinin düşmesi ve stator bölgesindeki akışa dik alanın artmasıyla hızın bu



bölgedeki aksinel bileşeni oldukça düşmüştür. Buna bağlı olarak stator girişinde hızın teğetsel bileşeni daha baskın hale gelmiş, akış geliş açısı bu yönde değişmiştir. Sonuç olarak statordaki akış ayrılmasının daha majör bir hal aldığı görülebilir. İç torusun stator bölgesini sıkıştıracak yönde hareket ettiği 3. ve 4. tasarımlarda ise sirkülasyon debisi azalmasına rağmen alandaki düşüşle aksinel hız bileşeni artmış, 1. ve 2. tasarımlarda görülen aksine bir değişim görülmüştür.

Benzer bir davranış Şekil 15 ile pompa-türbin geçişinde de gözlenebilir. Stator tarafında görülen aksine bu bölgede 1. ve 2. tasarımla incelenen bölgedeki dik alan azaltılmış, 3. ve 4. tasarımla dik alan artırılmıştır. Buna bağlı olarak ilk iki tasarımla geçiş bölgesinde hızın aksinel bileşeni baskın hale getirilirken sonraki iki tasarımda bu bölgede teğetsel hız bileşeni baskınlaşmıştır, akışın pompaya geliş açıları bahsedilen yönlerde değişmiştir.

Yine Şekil 14'te pompa girişleri incelendiğinde 1. ve 2. tasarımlarda pompaya gelen akış hızının düştüğü görülür. Bu durumun sebebi hem sirkülasyon debisinin düşmesi hem de bu tasarımlarla bahsedilen bölgede akışa dik alanın artırılmasıdır. Yine bu sebeplerle pompaya gelen akışın geliş açısı ile pompa kanadı giriş açısı arasındaki fark büyümüştür.

5. TARTIŞMA

Sonuç olarak iç torus kesitinin dairesel bir geometriye basitleştirilebileceği, bu durumun tork konvertör performansında ciddi bir düşüşe sebep olmayacağı anlaşılmıştır. Daireye basitleştirilmiş iç torus kesitinde, kademeler arası arayüz alanları birbirlerine ve orijinal tasarımda yörünge boyunca sabit tutulan alana eşit olmalıdır. Bu yaklaşım tork konvertör geometrisinin oluşturulması için gerekli nokta bulutunun oluşturulmasına kolaylık sağlamaktadır. Buna ek olarak çalışma detaylandırılmış ve basitleştirilmiş tasarımda iç torus kesitinin farklı konumlarında tork konvertör performansının nasıl değiştiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar iç torus kesiti konumunun, bahsedilen basitleştirilmiş temel tasarım konumunda orijinal tasarımla en uygun performansı gösterdiğini desteklemiştir. İç torus kesiti merkez konumunun arayüz alanlarının eşitliğini bozacak şekilde değiştirilmesi durumunda ise tork konvertör performansının olumsuz etkilendiği görülmüştür.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş. tarafından desteklenmiştir. İlgili yazılım ve hesaplama kaynağı tamamen firma bünyesinden tedarik edilmiştir.

ARAŞTIRMACILARIN KATKILARI

Bu çalışma kapsamında; Mehmet Can Durukan, konvertör tasarımlarının oluşturulması, analizlerin gerçekleştirilmesi, makalenin yazılması; Aydın Tekerek, analizlerin



gerçekleştirilmesi, bilimsel yayın araştırması; Şafak Akgünlü, analizlerin gerçekleştirilmesi, bilimsel yayın araştırması; Oğuzhan Çiftçi, bilimsel yayın araştırması, makalenin yazılması; Metin Kemal Gökçe, makalenin yazılması ve editörlüğü, araştırma desteğinin sağlanması; Alper Altınışık, makalenin yazılması, araştırma desteğinin sağlanması konularında katkı sağlamışlardır.

KAYNAKÇA

- Jandasek, V. (1961). *Design of Single-Stage, Three-Element Torque Converter*. SAE Special Publication SP-186. Doi: <https://doi.org/10.4271/610576>
- Jeyakumar, S. ve Sasikumar, M. (2017). Computational Fluid Dynamics Simulation of Hydraulic Torque Converter for Performance Characteristics Prediction. *International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology*, 3, 402-408. Doi: <https://doi.org/10.32628/IJSRSET173697>
- Kim, B., Ha, S., Lim, S. ve Cha, S. (2008). Performance Estimation Model of a Torque Converter Part I: Correlation Between the Internal Flow Field and Energy Loss Coefficient. *International Journal of Automotive Technology*, 9, 141-148. Doi: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0018-5>
- Kotwicki, A. (1982). Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles. *SAE International Congress and Exposition*. Doi: <https://doi.org/10.4271/820393>
- Liu, C., Xiang, C., Yan, Q., Wei, W., Watson, C. ve Wood, H. G. (2019). Development and Validation of a CFD Based Optimization Procedure for the Design of Torque Converter Cascade. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13, 128-141. Doi: <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1562383>
- Schweitzer, J. ve Gandham, J. (2003). Computational Fluid Dynamics in Torque Converters: Validation and Application. *International Journal of Rotating Machinery*, 9, 411-418. Doi: <https://doi.org/10.1155/S1023621X03000393>
- Srinivasan, C., Joshi, D., Dhar, S. ve Wang, D. (2016). Dynamic Three-Dimensional CFD Simulation of Closed Circuit Torque Converter Systems. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 9. Doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1345>
- Stern, F., Wilson, R., Coleman, H. ve Paterson, E. (2001). Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 1: Methodology and procedures. *Journal of Fluids Engineering - Transactions of the ASME*, 123(4), 793-802. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.1412235>
- Whitfield, A., Wallace, F. ve Patel, A. (1983). Design of Three Element Hydrokinetic Torque Converters. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(7), 485-497. Doi: [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(83\)90041-3](https://doi.org/10.1016/0020-7403(83)90041-3)
- Wikimedia Commons*. (2007). Erişim adresi: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bauma_2007_ZF_Drehmomentwandler.jpg
- Yamaguchi, T. ve Tanaka, K. (2012). *Torque Converter Transient Characteristics Prediction Using Computational Fluid Dynamics*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (EES), 15. Doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/4/042020>
- Zhang, Y. ve Mi, C. (2018). *Automotive Power Transmission Systems*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons. Doi: <https://doi.org/10.1002/9781118964897>