




Araştırma Makalesi / Research Article

Banki Türbini Verimlilik Artışı için Tasarım Parametrelerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Numerical and Experimental Investigation of Design Parameters for Efficiency Increase of Banki Turbine

Oğuzhan BENDEŞ¹ , Buğra YILMAZ² , Faruk KOÇ³ , Adem YILDIZ^{4,*} 

^{1,2,3,4} TEMSAN, Türkiye Elektromekanik Sanayi A.Ş., ArGe ve İnovasyon Daire Başkanlığı, 06200, Ankara, Türkiye

 <https://doi.org/10.55007/dufed.1243168>

MAKALE BİLGİSİ

Makale Tarihi

Alınış, 03 Şubat 2023

Revize, 22 Mart 2023

Kabul, 23 Mart 2023

Online Yayınlama, 29 Mayıs 2023

Anahtar Kelimeler

Banki türbin tasarımı, Banki CFD analizi, Banki türbin verimi, Banki deneysel testler

ARTICLE INFO

Article History

Received, 03 February 2023

Revised, 22 March 2023

Accepted, 23 March 2023

Available Online, 29 May 2023

Keywords

Design of the banki turbine, CFD analysis of the banki, Efficiency of the banki, Banki experimental tests

ÖZ

Bu çalışmada, Banki hidrolik türbininin verimini artırmak için türbin kanat sayısını optimize edip yeni çark modeli oluşturmak amaçlanmıştır. Debi ve düşü değerleri bilinen türbinin tasarım değerleri analitik yollarla hesaplanmıştır. Kanat sayısı için literatürde kabul gören bir analitik yol bulunmamaktadır. 7 farklı kanat sayısı deneyerek bu çarkın sayısal analizi ANSYS CFX yazılımıyla gerçekleştirilmiş ve analiz sonucu değerlerinden en yüksek verime sahip olan 30 kanatlı çark imal edilmiştir. 0,2 m³ debi ve 65 metre düşü değerleri baz alınarak oluşturulan türbin modelinin sayısal çalışması deneysel testler ile doğrulanmıştır. Sayısal ve deneysel çalışmalar 30 kanatlı türbin için farklı debilerde verimi bulmak için tekrarlanmıştır. Türbin deneysel testlerde %74,91, HAD analizleri sonucunda %76,85 maksimum verim değerine ulaşmıştır. Bu sonuçlarla sayısal ve deneysel test sonuçlarının uyum içinde olduğu ve maksimum verim değerinin belli debi aralığında gerçekleştiği görülmüştür. Önerilen sayısal analiz yöntemiyle en yüksek verimi veren kanat sayısı farklı modelleri imal etmeye gerek kalmadan belirlenebilir.

ABSTRACT

In this study, it is aimed to create a new runner model by optimizing the number of turbine blades in order to increase the efficiency of the Banki hydraulic turbine. The design values of the turbine, whose flow and head values are known, were calculated analytically. There is no accepted analytical method in the literature for the number of blades. Numerical analysis of this runner was carried out by ANSYS CFX software by testing 7 different blade numbers and 30 bladed runner with the highest efficiency were produced from the analysis results. The numerical study

*Sorumlu Yazar

E-posta Adresleri: oguzhan.bendes@temsangov.tr (Oğuzhan BENDEŞ), bugra.yilmaz@temsangov.tr (Buğra YILMAZ), faruk.koc@temsangov.tr (Faruk KOÇ), adem.yildiz@temsangov.tr (Adem YILDIZ)

of the turbine model, which was created based on 0.2 m³ flow and 65 meters head values, was verified by experimental tests. Numerical and experimental studies were repeated for 30 bladed turbines to find efficiency at different flow rates. The turbine reached a maximum efficiency of 74.91% in experimental tests and 76.85% in CFD analysis. It has been seen that these results are in agreement with the numerical and experimental test results and the maximum efficiency value is realized in a certain flow range. With the proposed numerical analysis method, the number of blades that give the highest efficiency can be determined without the need to manufacture different models.

1. GİRİŞ

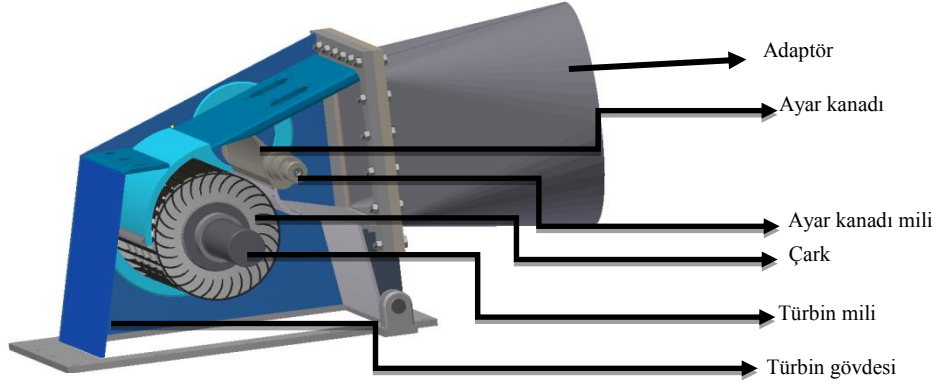
Yenilenebilir enerjiye olan ilgi; karbon kaynaklı yakıtların neden olduğu emisyon değerleri, bu kaynakların sınırlı oluşu, çevreye olan duyarlılığın artması nedeniyle her geçen yıl artış göstermektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarından hidrolik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren su türbinlerinden birisi de adını mucidinden alan çapraz akışlı olarak da adlandırılan Banki türbinidir. Genel olarak mini/mikro hes (hidroelektrik santral) olarak kullanılan Banki türbini, uygun debi ve düşü değerlerini sağlayan su kaynağının olduğu yerlerde elektrik üretimi için elverişlidir. Elektrik iletiminin zor ve maliyetli olan yerlerde, hali hazırda bir akarsu veya isale hattından yararlanmak istenildiğinde mini/mikro hes ekonomik bir çözüm olacaktır. Şebekeden elektrik iletimi için hattın geçtiği yerdeki doğaya verilecek olası zarar göz önüne alındığında küçük güçler için de heslerin yaygınlaştırılması önem arz etmektedir.

Bu çalışmanın kapsamı mevcut debi ve düşü değerine uygun olarak tasarlanacak Banki türbininin yüksek verimlilikte projelendirmesidir. Bunun için türbin kanat sayısını optimize ederek yeni çark modeli oluşturmak hedeflenmiştir, Optimizasyon için çarkın farklı kanatlarda sayısal analizi yapılmıştır ve analiz sonucu en yüksek verimin görüldüğü çarkın imalatı gerçekleştirilmiştir. Çark imalatından sonra farklı debi ve düşülerde sayısal analizler ve deneysel testler yürütülmüştür.



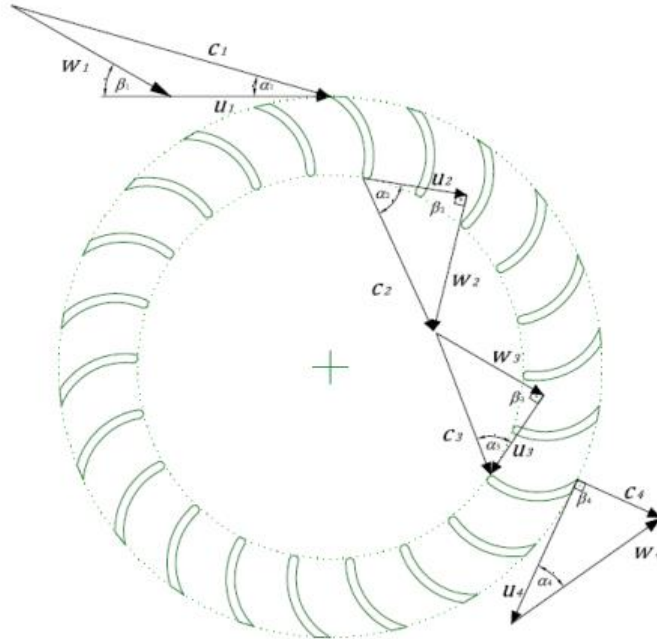
Şekil 1. 30 kanatlı türbin çarkı

Şekil 1’de türbin miline montaj halde türbin çarkı yer almaktadır. Şekil 2’de ise Banki türbinine bileşenleri verilmiştir. Su cebri borudan gelirken adaptör aracılığıyla dikdörtgen kesitli türbine girer. Ayar kanadı miline bağlı olan ayar kanadında suyun debisi ayarlanır. Ayar kanadından geçen su, türbin gövdesi içinde yer alan türbin miline monte çarktan iki kez geçerek türbin dışına yönlendirilir.



Şekil 2. Banki türbini ana parçaları

Banki türbin çarkı tasarımında önemli bir kriter olan kanat açılarını belirlerken hız üçgenlerinden yararlanır. Hız üçgenleri yardımıyla suyun türbine giriş çıkış açıları optimize edilir. Banki türbininde hız üçgenleri Şekil 3’te ve Tablo 1’de gösterilen terimlerle ifade edilmektedir [1].



Şekil 3. Hız üçgenlerinin çarkta gösterimi

Tablo 1. Hız üçgeni terimleri

Sembol	Terim, Birim
w	Bağıl hız, m/s
u	Çevresel hız, m/s
c	(u+w) Mutlak hız, m/s
α	Mutlak hız açısı, derece
β	Bağıl hız açısı, derece

Banki türbinin verimliliği, çark çapına ve uzunluğuna, dönme hızına, kanatlar, su jeti hızına, kanat açısına, kanat kavis yarıçapına, su giriş ve çıkış açısına bağlı arasındaki boşluklara olduğu gibi kanat sayısına da bağlıdır [2].

Literatürde Banki türbini verimi ve tasarımı için yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Banki türbini için yapılan bir çalışmada; hidrolik verimler HAD ve teorik olarak karşılaştırılmıştır. 16 m düşü, 0,315 m³ debiye sahip 18 adet çark kanadı olan 26,95 kW gücündeki türbinin analizindeki hidrolik verim değeri %5 hata payıyla bulunmuştur [3]. Farklı debive düşü değerlerine karşılık gelecek Banki türbininin boyutlandırılması üzerine olan çalışmada, artan düşüye ve debiye karşılık çark çapında artış, artan debi ve düşüye karşılık çark genişliğinde küçülme gözlenmiştir [4]. Banki türbininin tasarım noktasından farkı değerlerde işletmeye alınan çalışmada, düşük debinin kanat aralığını yeterince doldurmaması, bu boşluklara havanın gelmesinin verimde düşüşün nedeni olarak açıklanmıştır [5]. Banki türbin tasarımı için çark kanadının giriş çıkış açıları, çark çapı ve nozul boyutlandırılması üzerinde durulan çalışmada kanat sayısı ve çark iç/dış çap oranları az bir miktarda verime etki ettiği görülmüştür. Türbin mili, karakteristik verim eğrisine etki etmese de verimde düşüş gözlenmiştir [6]. 0,53 kW ve 7 kW gücündeki iki adet Banki türbinin sayısal ve deneysel olarak incelendiği çalışmada duvar optimizasyonu ile verim değerinde %6 oranında artış görülmüştür [7]. 2 m³/s debiye ve 5,5 m düşüye sahip, su girişi dikey olan Banki türbininde, değişen emme borusu uzunluğuna göre verim hesabı çalışması yapılmıştır. Emme borusu uzunluğunu çark çapının 1,2 katı olduğu durumda en yüksek verim değerinin elde edildiği saptanmıştır [8].

2. MATERYAL VE METOT

Türbin tasarlarken analitik yöntemlerde üzerinde uzlaşmış formüller olmadığı gibi her su kaynağından farklı debi ve düşü değerleri görülmektedir. Türbin tasarımları bu iki değere bağlı olduğundan türbinlerin parça boyutları da standart olmamaktadır. Bundan dolayı her tasarımda türbin geometrisinin yeniden ele alınması gerekmektedir.

Bu çalışmada türbin imalatına geçmeden önce türbin tasarım değerleri hesaplanıp tasarlanmış ve türbinin HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizi, ANSYS CFX 18.1 ticari yazılımı

yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizde farklı kanat sayıları sonucu, suyun türbin içerisindeki hız ve basınç dağılımı, ayar kanadı açıklığına göre güç ve verim değerleri irdelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre maksimum verim değeri görüldükten sonra, türbine ait bütün parçalar imal edilmiştir. TEMSAN A.Ş. bünyesinde yer alan Hidrolik Test Merkezi'nde türbinin deneysel testleri gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyonu yapılmış ölçüm cihazlarıyla yapılan testlerden veriler alınarak verim değeri hesabına geçilmiştir. Türbin milinin torku ve devri torkmetre yardımıyla ölçülmüştür, suyun debisi manyetik debimetre ile ölçülmüştür. Bu değerlerle çıkış gücü olan mil gücü hesaplanıp, suyun girişteki gücü olan hidrolik güce bölününce verim değerleri elde edilmiştir. Torkmetre TS EN ISO/IEC 17025 (Deney ve kalibrasyon laboratuvarlarının yetkinliği için genel gereklilikler) standartlarına göre kalibre edildikten sonra ölçümler gerçekleştirilmiştir [9].

2.1 Tasarım Değerlerinin Hesaplanması

Bu çalışmada kullanılan türbin için öncelikle türbin karakteristiğini oluşturan değerler açıklanmış olup, hesaplamalar verilmiştir. Tablo 2'de özet olarak türbin karakteristik değerleri yer almaktadır.

Tablo 2. Banki türbini karakteristik değerleri

Terim, Sembol, (Birim)	Değer	Terim, Sembol, Birim	Değer
Su jeti hızı, V_{jet} (m/sn)	35	Düşü, H_{net} (m)	65
Devir sayısı, n (dev/dak)	1075	Debi, Q (m ³ /s)	0,2
Türbin giriş genişliği, B_0 (mm)	100	Kanat sayısı	30
Su yoğunluğu, ρ (kg/m ³)	998,2	Gravite: g (m/s ²)	9,808

- Su jeti hızının hesaplanması, V_{jet} (1) nolu eşitlikle hesaplanır [10].

$$V_{jet} = C\sqrt{2gH_{net}} = 0,98\sqrt{2 \times 9,808 \times 65} = 35 \text{ m/s} \quad (1)$$

Birimsiz C hız katsayısı, 0,98 olarak seçilmiştir.

- Türbin çark çapı D , (2) nolu eşitlikle hesaplanır [11]. α , giriş açısı 18° alındığında;

$$D = \frac{30 \cdot \cos \alpha \cdot C \cdot \sqrt{2gH_{net}}}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot \cos 18^\circ \cdot 0,98 \cdot \sqrt{2 \times 9,81 \times 65}}{\pi \times 1075} = 0,3 \text{ m} \quad (2)$$

- Türbin devir sayısı, n (3) nolu eşitlikten çekilerek hesaplanır.

Çark çapı D , (3) nolu eşitlikle de hesaplanabilmektedir [12]. Çark çapı 0,3 m hesaplandığına göre, verim değeri ortalama 0,75 alınıp bu eşitlikte tek bilinmeyen birim devir olarak tanımlanan n_{11} değerini (5) nolu eşitlikle bulabiliriz [13]. n_{11} için öncelikle U_1 çevresel hız değeri (4) nolu eşitlikle hesaplanır, bulunan bu değer (5) nolu eşitlikte yerine konup, n_{11} hesaplanır [12].

$$D = n_{11}H^{0,5}/n \quad (3)$$

$$U_1 = \left(\frac{\eta g H}{1,732}\right)^{0,5} = \left(\frac{0,75 \times 9,808 \times 65}{1,732}\right)^{0,5} = 16,62 \text{ m/sn} \quad (4)$$

$$n_{11} = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times H^{0,5}} = \frac{16,62 \times 60}{\pi \times 65^{0,5}} = 39,36 \text{ dev/dak} \quad (5)$$

n_{11} değerinin hesaplama yapılmaksızın literatürde yer alan 35-39 aralığına çok yakın olduğu görülmektedir [12]. Böylece n değeri (3) nolu eşitlikten çekilip yeniden yazılırsa;

$$n = n_{11}H^{0,5}/D = 39,36 \times 65^{0,5} / 0,3 = 1058 \text{ dev/dak} \quad (3)$$

olarak bulunur.

- Türbin giriş genişliğinin hesaplanması, B_0 :

Bu değer için çeşitli analitik çözümler olmakla birlikte, 200 lt/s debi ve 65 m düşü değeri için Banki türbini tasarım dokümanında yer alan grafik yardımıyla 100 mm okunur [13].

- Türbin gücü (6) ve (7) nolu eşitlikle ve türbin verimi (8) ise; (6) ve (7) nolu eşitliğin oranıyla bulunur [14].

$$P_{\text{mil gücü}} = T \cdot \omega \quad (W) \quad (6)$$

$$P_{\text{hidrolik güç}} = \rho \cdot g \cdot H_{\text{net}} \cdot Q \quad (W) \quad (7)$$

$$\eta_{\text{türbin}} = P_{\text{mil gücü}} / P_{\text{hidrolik güç}} \quad (8)$$

Analitik hesaplamalarla bulunan devir sayısı, deneysel çalışmada torkmetre ile ölçülmüştür. Bu iki hız değerinin uyumlu olduğu görülmüştür. Burada ω rad/s cinsinden açısal hızı, T Nm cinsinden türbin mili torkunu, P Watt cinsinden gücü ifade eder.

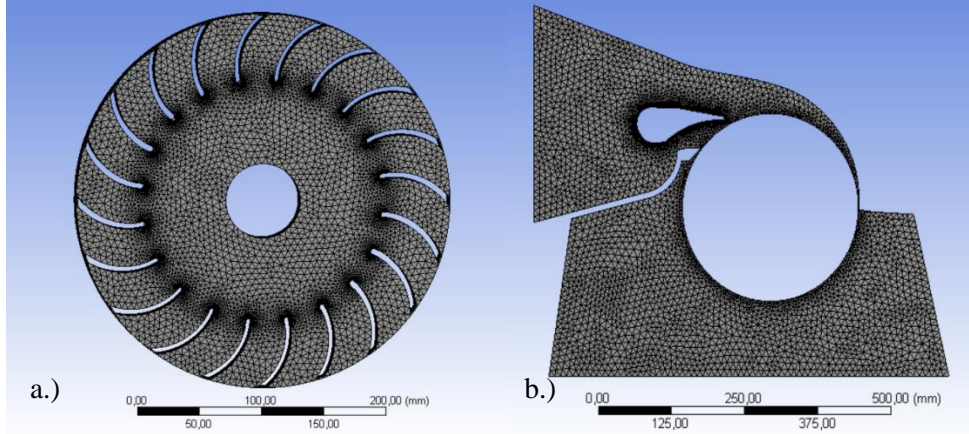
Literatürde Banki türbini ideal kanat sayısının tespiti için kabul görmüş analitik bir yol olmadığından, kanat sayısı sayısal analiz yöntemiyle ve deneysel testlerle bulunacaktır.

3. ARAŞTIRMA BULGULARI

3.1 Türbinin HAD Analizi

Çalışmanın ilk aşaması olan sayısal analiz kısmında, farklı kanat sayıları için Autodesk Inventor 2022 Professional ticari yazılımında geometrileri oluşturulan 20, 22, 25, 30, 35, 40 ve 45 kanatlı olmak üzere 7 farklı çarkın tasarımı yapılmıştır. Analiz, ANSYS CFX 18.1 yazılımında gerçekleştirilmiştir [15], [16]. 7 farklı çark tasarımı için 7 farklı analizde yapılan aşamalar aynı olup, ağ sayısı ve düğüm noktası farklılığı kanat sayısına göre değişkenlik göstermektedir. 30 kanat sayısı

için ağ ve düğüm sayısı Tablo 3'te verilmiştir. Türbin analizi için Şekil 4'te görüldüğü gibi çark ve gövde olmak üzere iki parçaya ayrı ayrı ağ yapısı oluşturulmuştur. Analiz kısmında montaj işlemi uygulanmıştır. Her iki parça için de dikeylik (orthogonality) ve çarpıklık(skewness) değerleri yazılım üreticisinin kullanıcı kılavuzunda tavsiye ettiği değerler arasında belirlenmiştir [17]. Çarkta ve gövdede ağ yapısının suyla temas eden çevresine daha doğru sonuçlar için inflation eklenmiştir. Inflation işleminde; transition ratio: 0,1, maksimum layers: 6, growth rate: 1,2 olarak alınmıştır. Ağ yapısında toplam 1.270.907 element, 2.082.342 düğüm noktası bulunmaktadır.



Şekil 4. Türbin ağ yapısı a.) çark b.) gövde

Tablo 3. Ağ yapısı değerleri

	Ağ yapısı element sayısı	Ağ yapısı düğüm sayısı	Skewness (çarpıklık)	Orthogonality (Dikeylik)
Çark	440350	830557	0,235	0,764
Gövde	622177	1212785	0,251	0,747
Toplam	1270907	2082342		

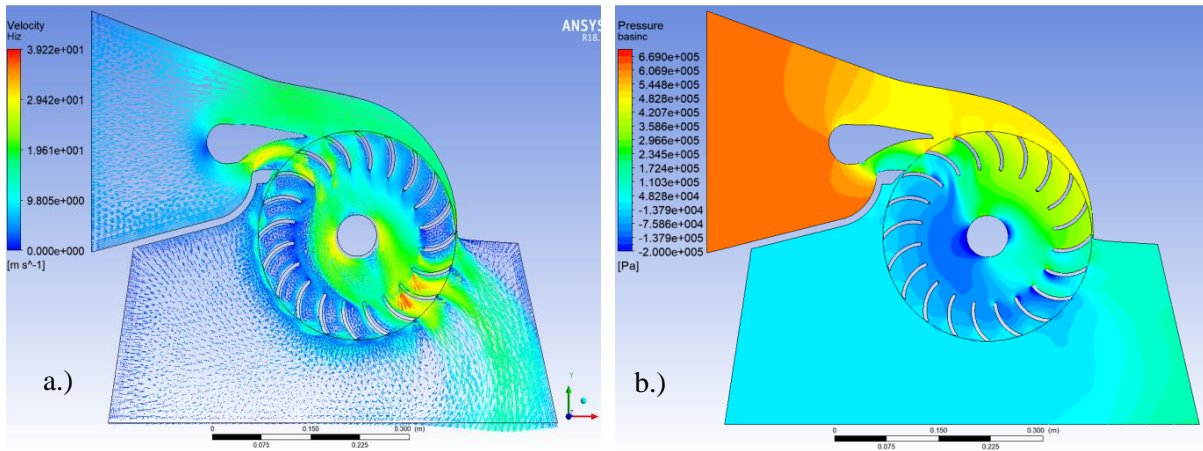
ANSYS 18.1 CFX ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen analizde; giriş basıncı 6,5 bar, debi 0,2 m³/s girilmiştir. Hidrolik türbinlerde; türbülans modeli seçimi için literatürde farklı çalışmalara rastlanmakla beraber SST (Shear Stress Transport – Kesme Gerilmesi Taşınımı) modeli ile iyi sonuç alındığını bildirenler bulunmaktadır [18, 19, 20]. Analiz k-ε ve k-ω modellerinin birleşmesi ile oluşan SST modeliyle steady-state (kararlı) şartlarda gerçekleştirilmiştir. Eşitlik (9) ve (10) ile SST denklemleri gösterilmiştir. Burada; k, türbülans kinetik enerjisini, ω, spesifik yayılma oranını göstermektedir [17].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (9)$$

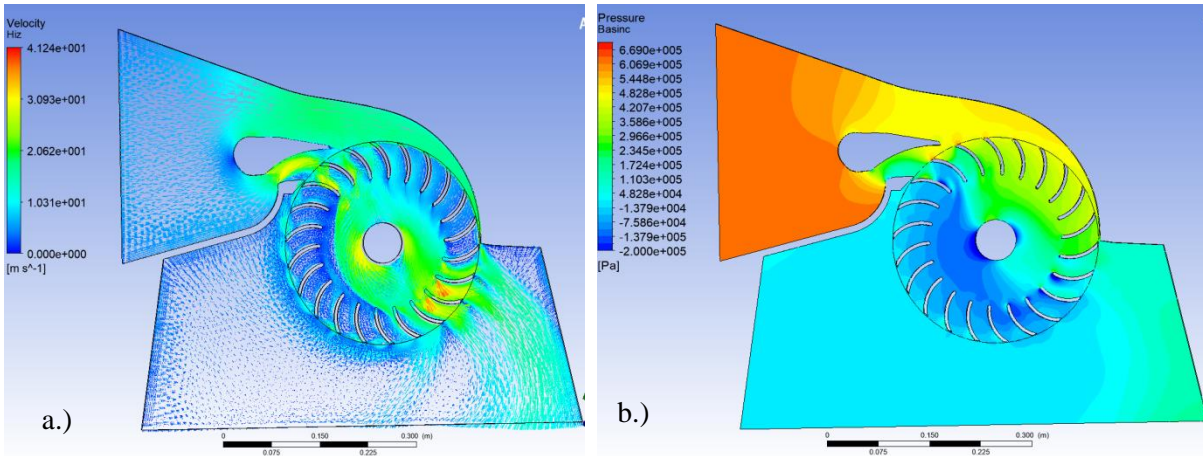
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \widetilde{G}_\omega - Y_\omega + S_\omega + S_\omega \quad (10)$$

Analizde, boyut fonksiyonu curvature, relevance değeri medium, transition slow olarak uygulanmıştır. Giriş koşulları olarak toplam basınç, rölatif basınca 65 metre düşü değeri metre su sütunu olarak girilmiştir. Çark duvarı ve kanatlar rotating wall (dönen sınır) olarak seçilmiştir. Solver control (Çözücü kontrolü) high resolution (yüksek çözünürlük), physical time scale (fiziksel zaman ölçeği) 0,01 s, residual (yakınsama kriteri) 10E-4 olarak alınmıştır. Çarkın rölatif basıncı 0, devir sayısı 1079 olarak girilmiştir. Çark çıkışı mass flow rate(kütleli debi) 200 kg/s olarak tanımlanmıştır.

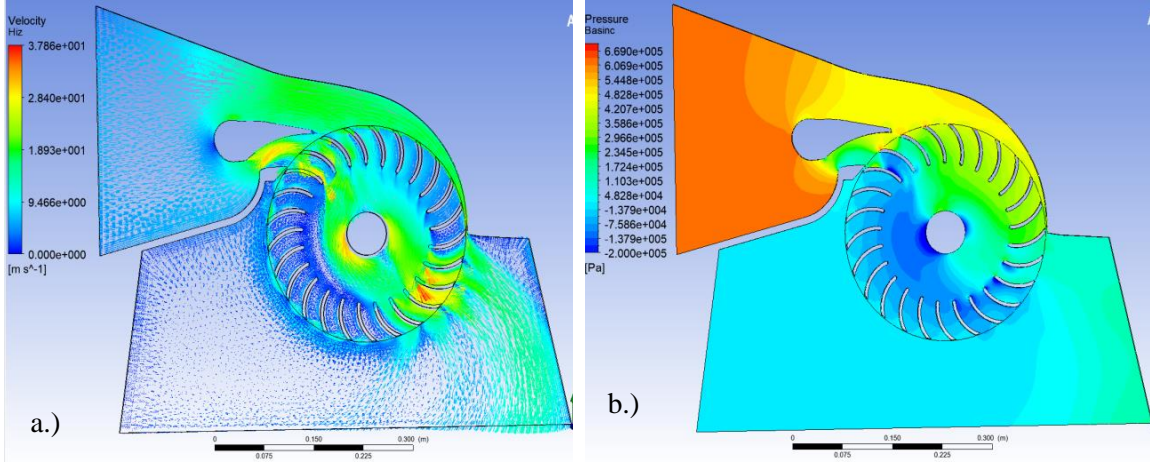
Analizler HP Z640 model, 64 GB RAM bellek ve Intel Xeon 2,4 GHz, 10 çekirdekli iş istasyonunda gerçekleştirilmiştir. 279 iterasyon sonucunda yakınsama sağlanmıştır. 7 farklı kanat sayısı ile yapılan sayısal analizler sonucu hız ve basınç dağılımları Şekil 5-11 arasında sırayla gösterilmiştir.



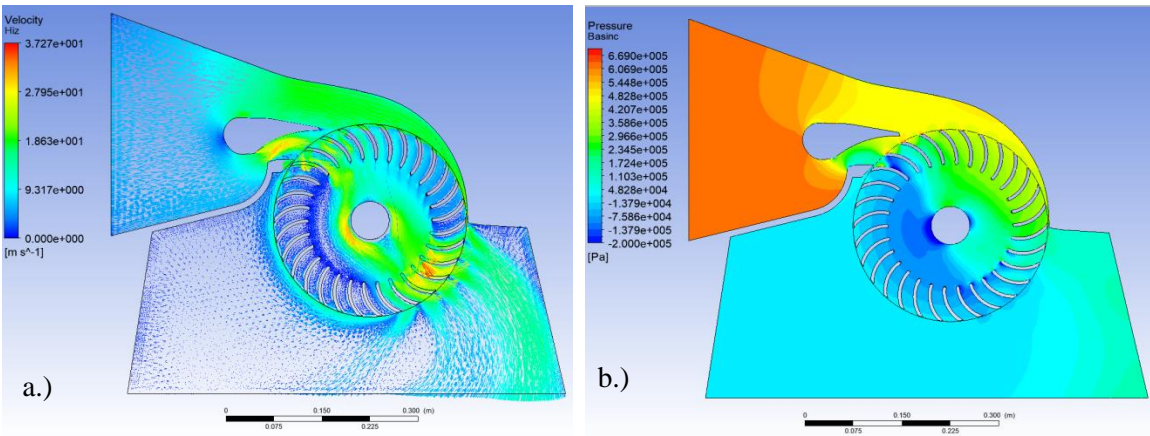
Şekil 5. 20 kanat için kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç



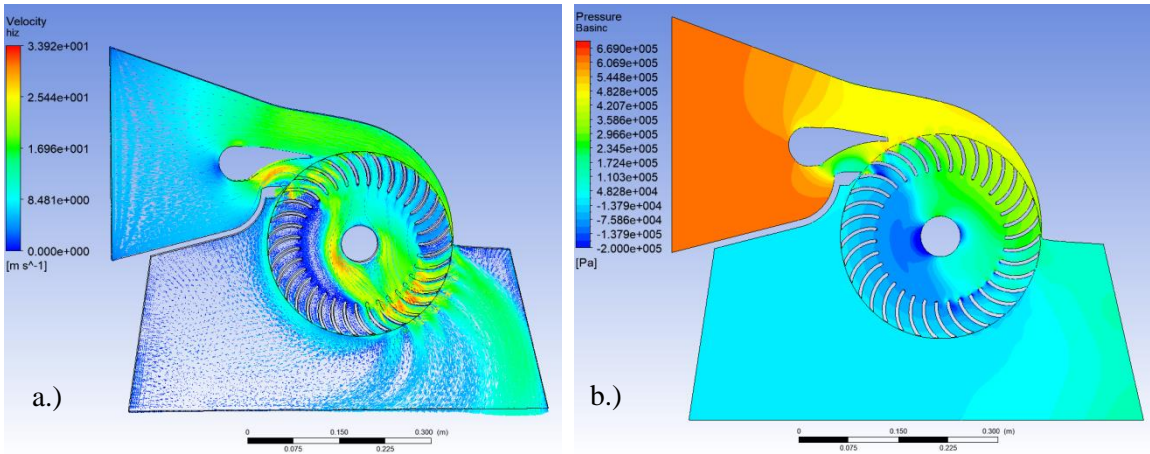
Şekil 6. 22 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç



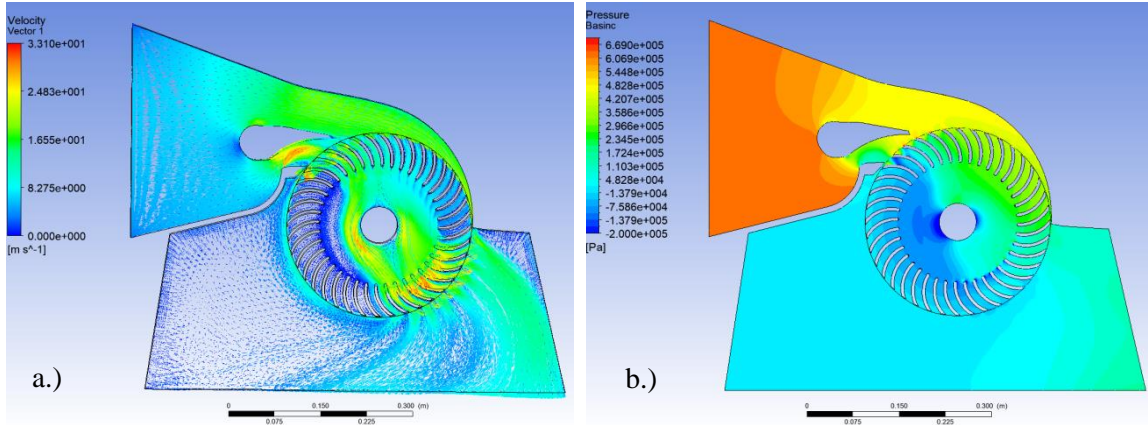
Şekil 7.25 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç



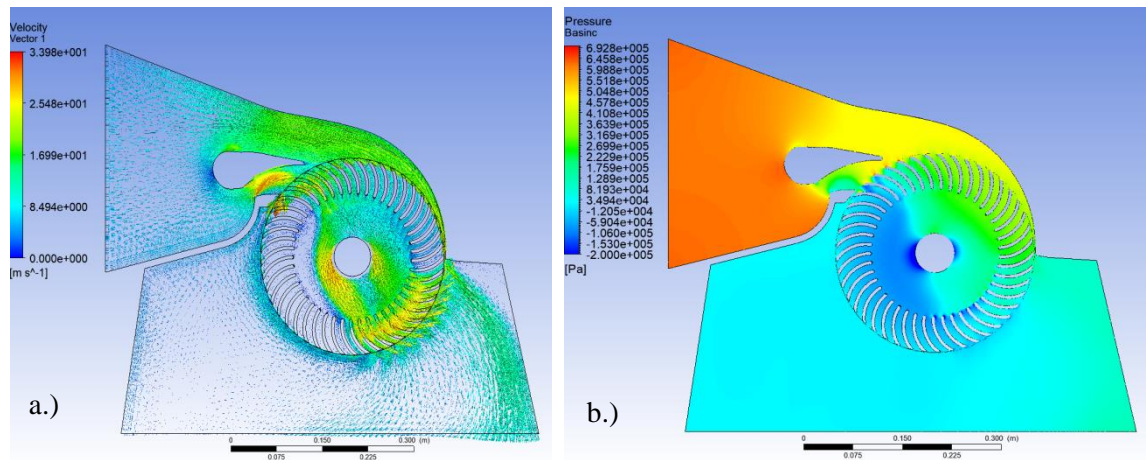
Şekil 8.30 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç



Şekil 9.35 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç



Şekil 10. 40 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç

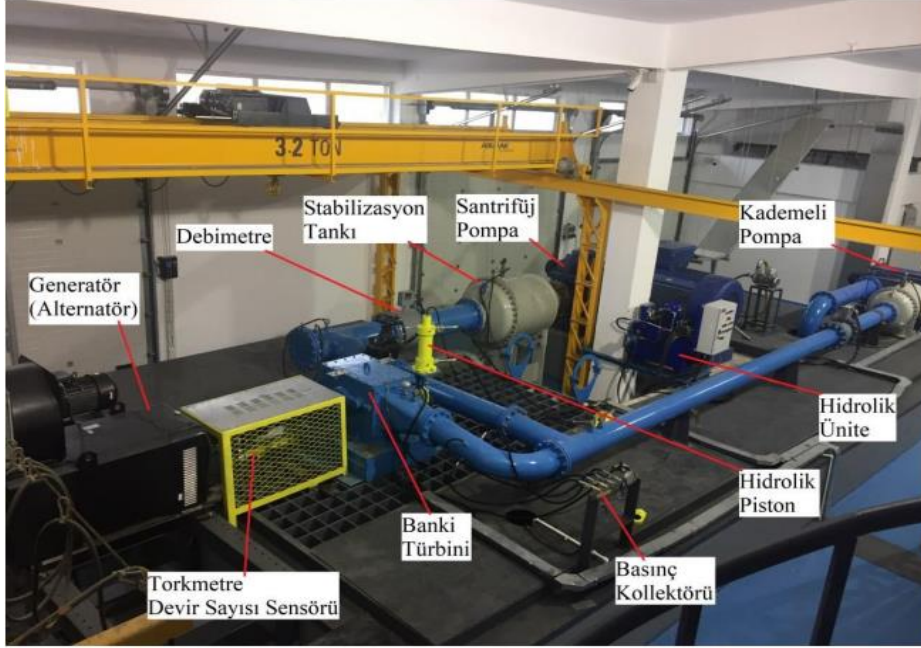


Şekil 11. 45 kanat için hız ve basınç dağılımı a.) hız b.) basınç

Şekil 5-11 arası incelendiğinde analitik hesaplanan 35 m/s su jeti hızı farklı tasarımlarda görülmüştür. Banki türbininde tasarimsal özellik olarak su, çark kanatlarından çapraz şekilde iki kez geçer. Analiz sonucu akış dağılımı teorisiyle uyumludur. Türbin girişinde 6,5 bar dolaylarındaki basınç, analize girilen değer olan 65 m düşüden dolayı beklenen bir sonuçtur. Bütün kanat sayılarında, mil çarkı etrafında negatif basınç görülmektedir. 30 kanatlı çarkın en yüksek verim değerini sağladığı sonuçlar kısmında görülmüştür.

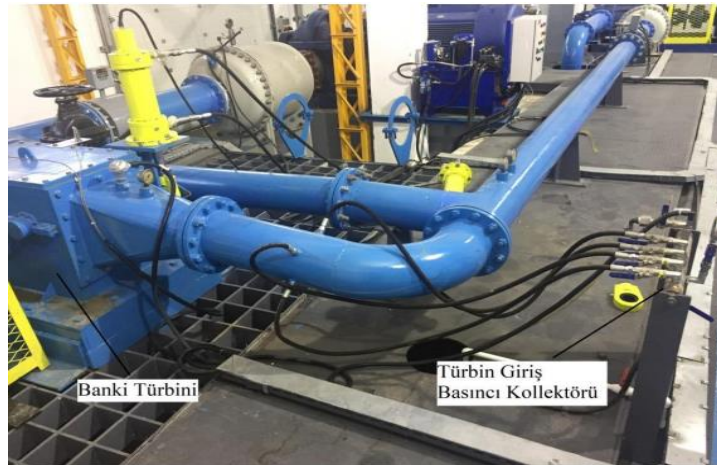
3.2 Banki Türbini Deneysel Testleri

Banki türbini deneysel testlerinin yapıldığı TEMSAN A.Ş. bünyesinde yer alan Hidrotürbin Test Merkezinin genel görünümü Şekil 12’de gösterilmektedir. Bu merkezde üretilen türbinlerin verim ve fonksiyon testleri gerçekleştirilmektedir. Görülen sistemin altında yer alan havuzdan su alınmakta, türbin çıkışında su yine havuza aktarılmakta, böylece su sirkülasyonu sağlanmaktadır.



Şekil 12. Hidrotürbin test merkezi

Test merkezinde santrifüj pompa ile tasarımdaki H_{net} değerine kadar basınçlandırılan su, önce stabilizasyon tankından geçirilerek dengelenmesi sağlanır, manyetik prensiple çalışan debimetrede akış ölçümü gerçekleştirildikten sonra su türbine yönlendirilmektedir. Akış ölçümü için Modmag marka M2000 serisi manyetik debimetre kullanılmıştır. Generatör miline bağlı HBM marka T40B model torkmetrede tork ölçümü ve devir ölçümü yapılarak eşitlik (6) ile türbin mil gücü hesaplanmaktadır.

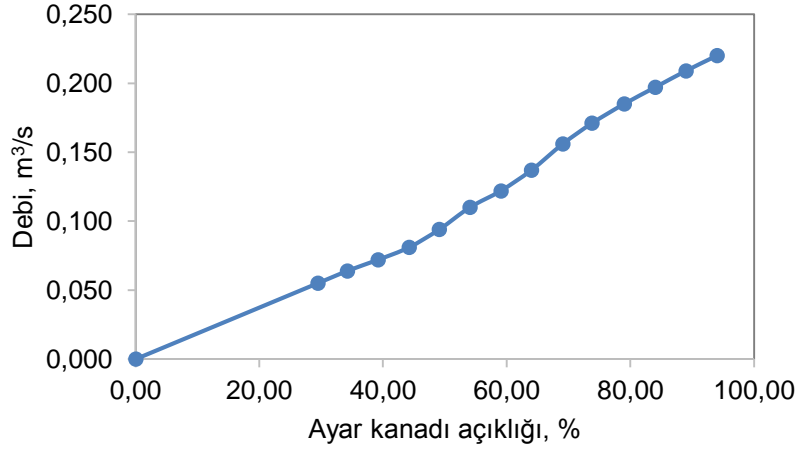


Şekil 13. Banki türbini su giriş bölümü

Şekil 13'te görüldüğü gibi; pompa, dengeleme tankı, debimetreden geçen su, boru boyunca gelerek Banki türbinine girer. Türbin girişine yakın mesafeye yerleştirilen 4 adet basınç sensörüyle

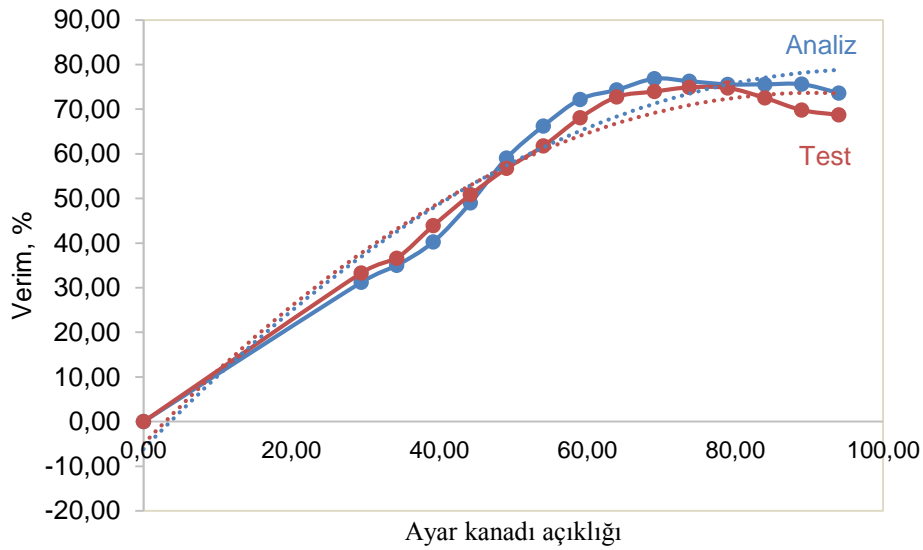
ortalama basınç bulunur, böylelikle H_{net} deneysel olarak belirlenmiş olur. Basınç sensörü olarak Keller marka PA-21Y modeli kullanılmıştır.

Farklı kanat sayısı ile yapılan HAD analizlerinden sonra en iyi verime sahip olan 30 kanatlı türbine Hidrotürbin Test Merkezinde 65 m düşü ve farklı debilere göre ayar kanadı açıklığı değiştirilerek deneysel testler uygulanmıştır. Bu açıklıkların aynı ile yeni HAD analizleri gerçekleştirilip deneysel test ile karşılaştırılmıştır. Farklı ayar kanadı pozisyonlarında elde edilen debi, verim, güç ile ilgili grafikler sunulmuştur.



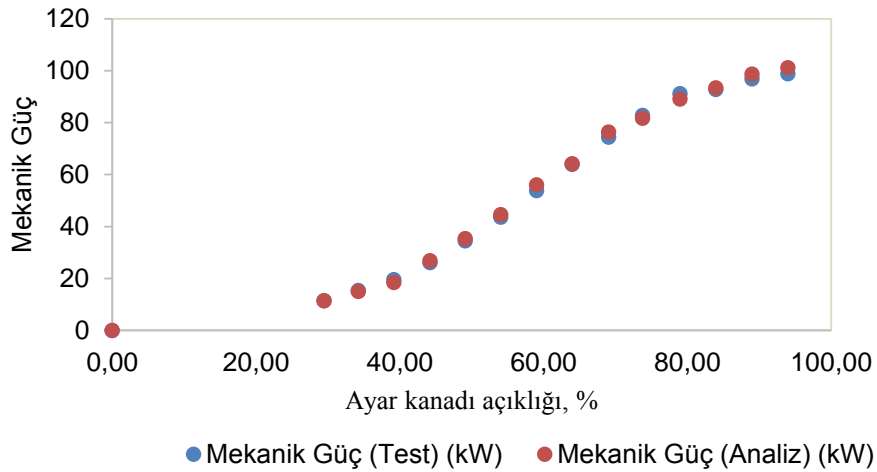
Şekil 14. Ayar kanadı açıklığı debi ilişkisi

Şekil 14 ayar kanadı pozisyonu ile debi değişimini göstermektedir. Beklendiği üzere türbinin debi ayarını yapan ayar kanadı pozisyonu açıldıkça türbine gelen debi miktarında da artış olmaktadır. $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ değerine % 84'lük açıklıkta ulaşılmıştır.



Şekil 15. Ayar kanadı pozisyonuna bağlı HAD analizi ve test sonuçlarına göre verim değerleri

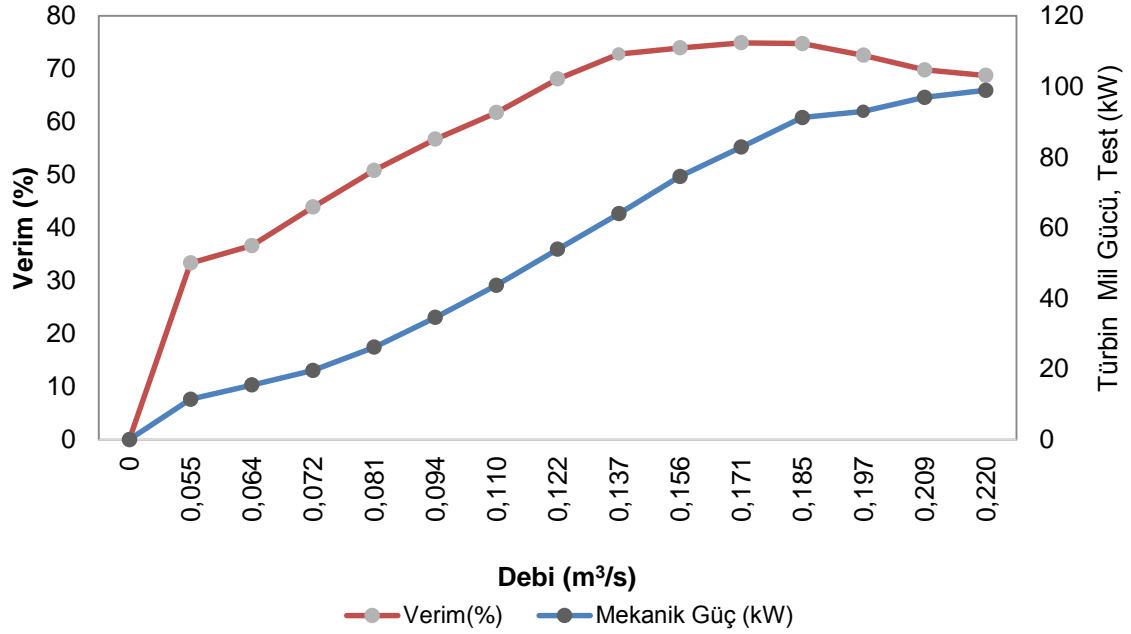
Şekil 15'te ayar kanadı açıklığına göre HAD analizi sonuçları ve deneysel testlerden elde edilen verim değerleri karşılaştırılmıştır. %29 açıklık ile başlayan test ve analiz %94'e kadar devam etmiştir. En iyi verim değerlerinin alındığı %70-80 arasındaki bölgede sonuçlar çok daha yakındır. Analizde %76,85, teste ise %74,91 maksimum verim görülmüştür. ANSYS CFX yazılımında sürtünme kayıplarının ihmal edildiği göz önünde bulundurulursa çıkan verim değerleri birbirine çok yakındır. Bu noktadan sonra verimde düşüşler görülmüştür. Grafikten eğri düzeltme sonucu görülen paralellik analiz ve test sonuçlarının tutarlı olduğunu göstermiştir.



Şekil 16. Ayar kanadı pozisyonuna bağlı HAD analizi ve test sonuçlarına göre güç değerleri

Şekil 16'da ayar kanadı açıklığının mekanik güçle olan ilişkisi verilmiştir. Ayar kanadı açıklığına göre oluşturulan grafikten görüleceği üzere %29 ile %79 değer aralığında ayar kanadında yapılan açıklıkta güç artış oranı diğer açıklık bölgelerine göre daha fazla olmaktadır. Bu bölgenin Banki türbininin ideal çalışma aralığı olduğu sonucuna varabiliriz.

Şekil 17'de deneysel testlerden debiye bağlı olarak verimin türbinin mekanik gücü ile ilişkisi irdelenmiştir. 0,171 m³/s debide maksimum verim değeri %74,91'i geçtikten sonra türbin mil gücü artış oranında da belirgin şekilde düşüş yaşanmıştır.



Şekil 17. Debinin verim-güç ile ilişkisi

3.3 Analiz Doğrulama

30 kanat sayısı için maksimum verim değerinin alındığı 0,171 m³/s debide k-ε ve k-ω türbülans modelleri ile yapılan sayısal analiz sonuçlarında sırasıyla %78,57 ve %78,96 değerleriyle; SST modeline göre %1,72 ve %2,11 daha fazla fark bulunmuştur. Böylece bu boyut ve güçteki türbin için SST'nin daha yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Deneysel testler için 30 kanatlı türbin belirlenmiştir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada; verim artışı sağlanması kapsamında, belirli debi ve düşü değerine göre türbinin karakteristik değerleri hesaplanmıştır. Karakteristik değerleri hesaplanan türbinin optimum kanat sayısı tespiti irdelenmiştir. Bunun için ANSYS CFX 18.1 ticari yazılımı kullanılarak 7 farklı kanat sayısı için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucu, en yüksek verim değeri 30 kanatlı çarkta görülmüştür. Bu türbin çarkının imalatı yapıldıktan sonra çarka TEMSAN hidrolik türbin test merkezinde güç ve verim testleri uygulanmıştır. Tasarımında 0,2 m³ debi ve 65 metre düşü değerleri baz alınan türbin, deneysel testlerde %74,91, HAD analizi sonucu %76,85 maksimum verim değerine ulaşmıştır. Bu sonuçlarla sayısal ve deneysel test sonuçlarının uyum içinde olduğu, Banki türbini için maksimum verim değerinin belli debi aralığında gerçekleştiği görülmüştür. Çark kanat sayısı ortalama değerler almak yerine optimum değeri hem sayısal hem de deneysel yöntemler kullanılarak doğrulanmıştır.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını bildirmektedirler.

ETİK BEYANI

Bu çalışmada, yazarlar “Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesi” kapsamındaki tüm kurallara uyduklarını, ilgili yönergenin “Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiğine Aykırı Eylemler” olarak belirtilen başlığı altındaki eylemlerden hiçbirini gerçekleştirmediklerini taahhüt ederler.

YAZARLARIN KATKILARI

Oğuzhan BENDEŞ: Çalışmanın metodolojisi, gözetim, proje yönetimi ve koordinesi. Buğra YILMAZ ve Faruk KOÇ: HAD analizleri ve deneysel testlerin gerçekleştirilmesi. Adem YILDIZ: Literatür tarama, veri düzenleme/görselleştirme, analitik hesaplamalar, makale düzeni.

KAYNAKLAR

- [1] J. D. Andrade, C. Curiel, F. Kenyery, O. Aguilon, A. Vasquezand, M. Asuaje, “Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine”. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011, 2011, doi:10.1155/2011/841214.
- [2] A. N. Bilal, “Design of High Efficiency Cross-Flow Turbine for Hydro-PowerPlant,” *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, vol. 2, no 3, pp. 308-311, 2013.
- [3] M. Patel, N. Oza, and K. Patel, “Computational Fluid Dynamic Analysis of Cross Flow Turbine,” *International Journal of InnovativeResearch in Science Engineering and Technology*, vol. 5, no 9, 2016, DOI:10.15680/IJRSET.2016.0509059.
- [4] M. San and N. Nyi, “Design of Cross Flow Turbine and Analysis of Runner's Dimensions on Various Head and Flow Rate,” *International Journal of Scientific and Research Publications*, vol 8, no 8, pp. 586-592, 2018, DOI: 10.29322/IJSRP.8.8.2018.p8076.
- [5] A. Dragomirescu and M. Schiaua, “Experimental and numerical investigation of a Banki turbine operating far away from design point,” *Sustainable Solutions for Energy and Environment, EENVIRO 2016, Bucharest, Romania, 26-28 October 2016*.
- [6] V. Sammartano, C. Arico, A. Carravetta, O. Fecarottaand T. Tucciarelli, “Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis,” *Energies 2013*, 6, 2362-2385, doi:10.3390/en6052362.
- [7] R. Adhikari and D. Wood, “The Design of High Efficiency Cross flow Hydro Turbines: A Review and Extension”, *Energies*, vol. 11, no. 2, 2018, <https://doi.org/10.3390/en11020267>.

- [8] S. Sirojuddin, L. K. Wardhana and A. Kholil, “Investigation of the draft tube variations against the first stage and the second stage flow of banki turbine”, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1098, 062077, 2021, doi:10.1088/1757899X/1098/6/062077.
- [9] TS EN ISO/IEC 17025, *Deney ve kalibrasyon laboratuvarlarının yeterliliği için genel şartlar*, TSE, 2017.
- [10] İ. Çallı, *Uygulamalı Hidrolik Makineler*, Ankara, Seçkin Yayınevi, 3. Baskı, 2017.
- [11] T. Chandran, P. Surendran and J. Chandapillai, “Design methodology and structural analysis of crossflow türbine,” *Innovative Solutions in Flow Measurement and Control - Oil, Water and Gas*” August 28-30, 2017, FCRI, Palakkad, Kerala, India.
- [12] C. Özgür, *Su Makinaları Dersleri*, İstanbul, Teknik Üniversite Matbaası, 3. Baskı, 1977.
- [13] Entec Consulting & Engineering, *Cross Flow Design*, Switzerland, 2003.
- [14] H. Başeşme, *Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri*, Ankara, EÜAŞ yayınları, 2. Baskı, 2003.
- [15] Autodesk Inc., *Inventor 2022 Professional*, USA, 2022.
- [16] Ansys Inc, *CFX*, USA, 2018.
- [17] Ansys Inc, *Fluent User Guide Manual*, USA, 2018.
- [18] D. Popescu, C. Popescu and A. Dragomirescu, “Flow control in Banki turbines,” *4th International Conference on Energy and Environment Research, ICEER 2017*, Porto, Portugal, 2017, doi:10.1016/j.egypro.2017.10.272
- [19] B. M. Uyar, J. Cao and Z. Wang, “Experimental and CFD simulation validation performance analysis of Francis turbine,” *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 1037, 012003, 2022, doi:10.1088/1755-1315/1037/1/012003
- [20] Md. M. Kamal, G. Saini, A. Abbas and V. Prasad, “Prediction and analysis of the cavitating performance of a Francis türbine under different loads,” *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.2009941