

SANTRİFÜJ POMPALARIN TÜRBİN KARAKTERİSTİKLERİNİN ÖNGÖRÜLMESİNDE KULLANILAN YÖNTEMLER

Eren GÜVEN

Makine Müh. & Elektronik ve Haberleşme Müh.
Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.
İstanbul, Türkiye, erenguven@standartpompa.com

ÖZET

Türbin olarak çalışan pompalar, izole bölgelerde bulunan küçük güçlerdeki hidroelektrik santrallerinde ve içme suyu isale hatlarında elektrik üretilmesi amacıyla tercih edilmektedir. Bunun başlıca nedenleri; ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması, işletme ve bakım kolaylıkları ve kısa teslim süreleridir. Pompa-Türbin (PT) performansının öngörülmesinde kullanılan ampirik yöntemlerin güvenilirliği, PT seçiminde karşılaşılan en büyük problemlerden biridir. Bu çalışmada PT performansının ampirik yöntemlere alternatif olarak, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları ile de öngörülebileceği gösterilmiştir. Bu amaçla birer adet uçtan emişli norm pompa, çift emişli pompa ve kademeli pompa seçilerek, türbin modundaki performansları deneysel olarak ölçülmüştür. Sayısal sonuçların deneysel ölçümlerle olan uyumu, PT seçimi konusunda HAD çözümlerinin başarıyla kullanılabileceğini göstermiştir. Ayrıca, sayısal çözümlerin yapılamadığı durumlarda, literatürden derlenen ampirik bağıntıların PT performansının öngörülmesindeki başarıları deneylerle karşılaştırılarak tartışılmıştır.

SEMBOLLER

k_Q	: Türbin debi dönüşüm katsayısı
k_H	: Türbin yük dönüşüm katsayısı
η	: Verim
η_p	: Pompa verimi
η_t	: Türbin verimi
Q_{opt}	: Pompanın optimum debisi (m^3/h)
H_{opt}	: Pompanın optimum basma yüksekliği (m)
n_q	: Pompa özgül hız
Q_t	: Türbin debisi (m^3/h)
H_t	: Türbin yükü (m)
P	: Mil Gücü (kW)

1.GİRİŞ

Dünyanın enerji gereksinimi, artan nüfus ve talep ile orantılı olarak artmaktadır. Su kaynaklarının olduğu her yerde kurulu gücün büyük veya küçük olmasına bakılmaksızın elektrik enerjisi üretim santralleri kurulurken ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması kimi zaman yatırımcının bu alana yatırım yapmasını engellemektedir [1]. Bu durum enerji üreticilerini birim maliyeti düşürmek için arayışlara sevk etmiş ve küçük ölçekli hidroelektrik santraller ile ilgili araştırma ve çalışmalar artmaya başlamıştır. Türbin olarak çalışan pompaların, küçük hidroelektrik santrallerin ekipman maliyetini düşürmek için geleneksel türbinlerin alternatifi olarak kullanılabileceği anlaşılmıştır.

PT'ler farklı özgül hızlarda, farklı hidrolik ve mekanik yapıda olan makinalardır. Uygulamada türbin olarak kullanılan pompa tiplerinden en sık görülenleri uçtan emişli norm pompalar, çift emişli pompalar ve kademeli pompalardır.

Türbin deneylerini yapıp seçim kriterlerini oluşturmak pompa deneylerini yapıp seçim kriterlerini oluşturmaya nazaran daha zordur. Bu nedenle pompa üreticisi firmalar, çoğu zaman türbin deneylerini yapmaktan kaçınabilirler ve bunun yerine türbin performans eğrisini tahmin etme yoluna gidebilirler [2]. Pompa performans eğrisinden türbin performans eğrisinin elde edilmesi yaklaşımı yıllardan beri araştırma konusudur. Bu yaklaşım metotları mevcut pompanın özgül hızına, en verimli noktasındaki verime, debi ve basma yüksekliğine bağlıdır. İhtiyaç duyulan PT'nin performansı, Tablo 1'de verilen dönüşüm katsayıları kullanılarak pompa performansından tahmin edilir.

Tablo 1 : PT dönüşüm formülleri

	k_Q	k_H	η
Stephanoff [3]	$\frac{1}{\sqrt{\eta_p}}$	$\frac{1}{\eta_p}$	$\eta_t = \eta_p$
Childs [4]	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\eta_p}$	$\eta_t = \eta_p$
Sharma [5]	$\frac{1}{\eta_p^{0,8}}$	$\frac{1}{\eta_p^{1,2}}$	$\eta_t = \eta_p$
Alatorre-Frenk [6]	$\frac{0,85\eta_p^2 + 0,385}{2\eta_p^{9,5} + 0,205}$	$\frac{1}{0,85\eta_p^2 + 0,385}$	$\eta_t = \eta_p - 0,03$
Yang [7]	$\frac{1,2}{\eta_p^{0,55}}$	$\frac{1,2}{\eta_p^{1,1}}$	$\eta_t = \eta_p$
NMHP [8]	1,25	1,38	$\eta_t = \eta_p$
Smit [9]	1,65	2	$\eta_t = \eta_p$

Denklem (1) ile PT'nin debisi, Denklem (2) ile de yük değeri hesaplanır. Bu yöntemlerle yapılan tahminlerde %20'den fazla sapma olduğu Chapallaz [10] tarafından belirtilmiştir. Dolayısıyla yapılacak yanlış seçimin para, zaman ve iş gücü kaybına yol açacağından dolayı daha keskin yöntemlere ihtiyaç vardır.

$$Q_t = k_Q Q_{opt} \quad (1)$$

$$H_t = k_H H_{opt} \quad (2)$$

Bu çalışmada 3 adet farklı tipte ve farklı özgül hızda olan pompaların, PT performansları sayısal ve ampirik olarak incelenmiş, çıkan sonuçlar PT deneyleri ile karşılaştırılmıştır. Seçilen ve deneyi yapılan 3 adet PT'nin pompa modundaki özellikleri Tablo 2'de belirtilmiştir.

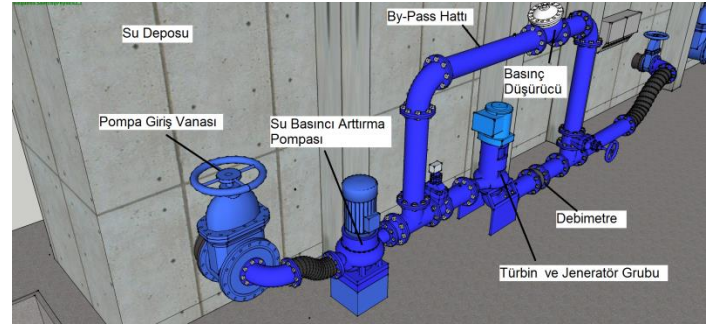
Tablo 2 : Türbin olarak kullanılan pompaların pompa modundaki özellikleri

	PT #1	PT #2	PT #3
Pompa Tipi	Uçtan Emişli	Çift Emişli	Kademeli
$Q_{opt}(m^3/h)$	123	210	335
$H_{opt}(m)$	21,3	58	131
$\eta_{opt}(\%)$	81,3	76,1	77,7
devir (rpm)	1800	1500	1500
n_q	33,56	12,19	26,94

2. POMPA-TÜRBİN DENEYİ

Türbin deneylerinde net düşü sağlamak için basınçlandırıcı bir pompaya ihtiyaç vardır. Aynı zamanda deney sırasında üretilen elektrik regülasyonunun yapılması gerekmektedir.

Her üç adet PT'nin deney sistemi genel görünüşü Şekil 1'de verilmiştir. Deneylerde 450 m³ kapasitedeki atmosfere açık depodan alınan su, uygun bir pompa tarafından basınçlandırılarak testi yapılan PT'ye yönlendirilmiştir. PT giriş ve çıkış basınç değerleri kalibreli basınç transmitterleri ile, sistemden geçen akışkanın debisi kalibreli manyetik debimetre ile, türbin jeneratör grubundan elde edilen elektriksel güç değerleri kalibreli güç analizörleri ile online olarak ölçülüp tüm dijital veriler merkezi bir veri toplama sisteminde toplanmıştır.

**Şekil 1 : PT sistemi deney düzeneği genel görünüşü [2]**

3. POMPA-TÜRBİNİN SAYISAL ANALİZİ

Bu bölümde önce akış hacmi ve sayısal ağ tabakasının oluşturulması hakkında bilgiler verilecektir. Sonra her PT için optimum debide hız ve basınç dağılımları gösterilecektir.

3.1 AKIŞ HACMİNİN VE SAYISAL AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI

PT HAD uygulamasını gerçekleştirebilmek için izlenen modelleme aşamaları basitçe şöyle özetlenebilir; çalışma 3 boyutlu olarak yapılacaksa ilk aşamada PT'nin katı modeli oluşturulur. Katı model oluşturulurken akışkanın temas ettiği yüzeylerin modellenmesi yeterlidir. Salmastra kutusu, rulman yatağı, sızdırmazlık elemanları gibi parçaların modellenmesi akış analizi için gerekli değildir. Katı modeli oluşturulan çark ve salyangoz elemanları için akış hacimleri elde edildikten sonra, bu hacimler sayısal ağlarla örülerek çözüme hazır hale getirilirler [11].

Akış analizlerinde FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri sonlu hacimlerle yöntemiyle çözülmüş, türbülans realizeable k-ε yöntemiyle modellenmiştir.

Sınır koşulları olarak PT'nin girişinde kütleli debi, katı yüzeylerde kaymama şartı, çıkışında statik basınç uygulanmıştır. Akışkan olarak su kullanılmıştır.

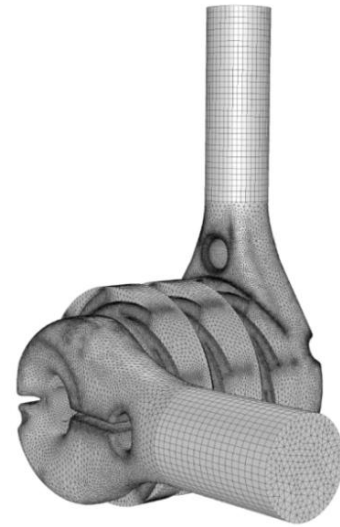
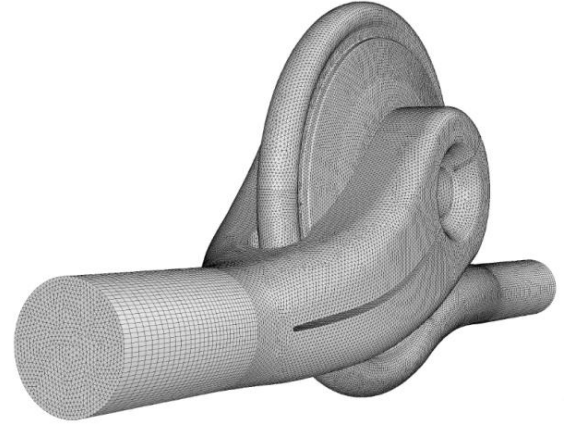
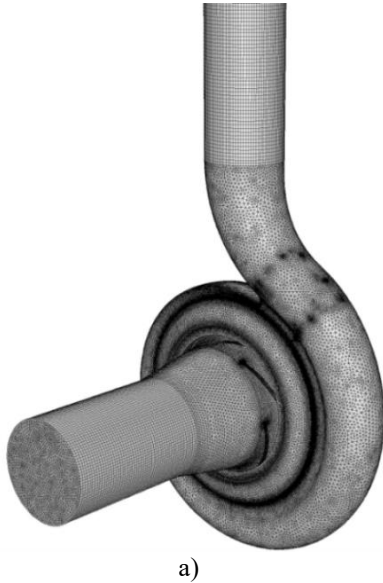
Analizlerde giriş ve çıkışlarda akış profillerinin düzgün olması amacıyla PT giriş ve çıkışına giriş borusu ve çıkış borusu adı altında ek hacimler yerleştirilmiştir. Akış modellemesi yapılırken daha hızlı çözüm almak için kaçak akışların olduğu bölgeler modellenmemiştir. Kaçak verim ve mekanik verim literatürdeki ampirik formüllerden yararlanılarak hesaplanmış ve türbin verimi hesabında kullanılmıştır.

ANSYS MESH yazılımı yardımıyla sayısal ağ oluşturulmuştur. Oluşturulan sayısal ağın her pompa için element sayısı ve kanat üzerindeki y^+ değerinin alan ortalaması Tablo 3'te belirtilmiştir.

Tablo 3 : PT'lerin Sayısal Ağ Değerleri

	PT #1	PT #2	PT #3
Element Sayısı	6930647	2642557	7428629
Kanat üzerinde y^+ değerinin alan ortalaması	139	325	440

PT'lerin sayısal ağ görünüşü Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2 : Sayısal Ağ Görünüşü a) PT #1 b) PT #2 c) PT #3

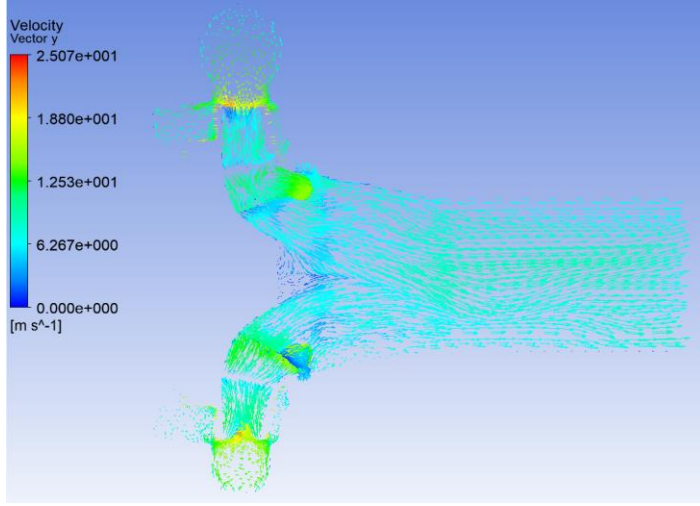
3.2 SAYISAL SONUÇLAR

Farklı çalışma debilerinde analizler yapılmıştır. Çözümün yakınsayıp yakınsamadığı süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri için kalıntı (residual) teriminin, kodun koşulması esnasında yapılan iterasyonlar ile değişimi göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu terimin 10^{-4} değer altına inmesi ve bundan sonra devam eden iterasyonlar ile değişiminin çok azalması durumunda denklemler yakınsadığı kabul edilmiştir.

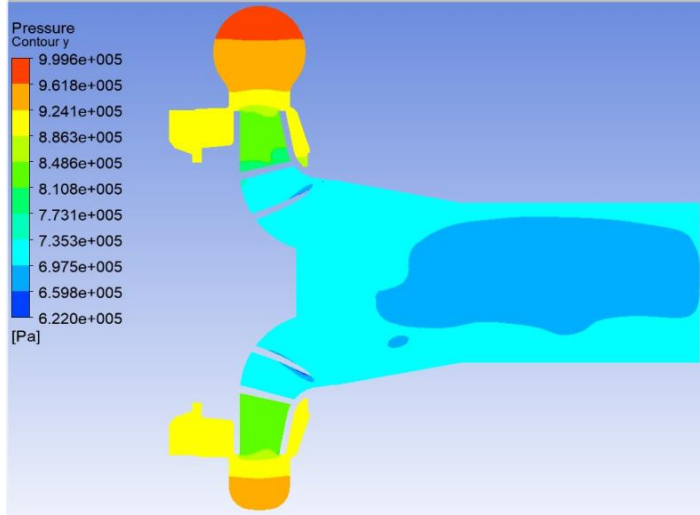
PT tasarımında öncelik en az değişiklik ile en verimli türbin modunu elde etmektir. Hidrolik tasarım pompa moduna göre tasarlandığından türbin modunda akış ayrılmaları ve sürtünme kayıpları olması kaçınılmazdır.

Türbin modundaki hız ve basınç dağılımları üç farklı PT için optimum noktada incelenecektir.

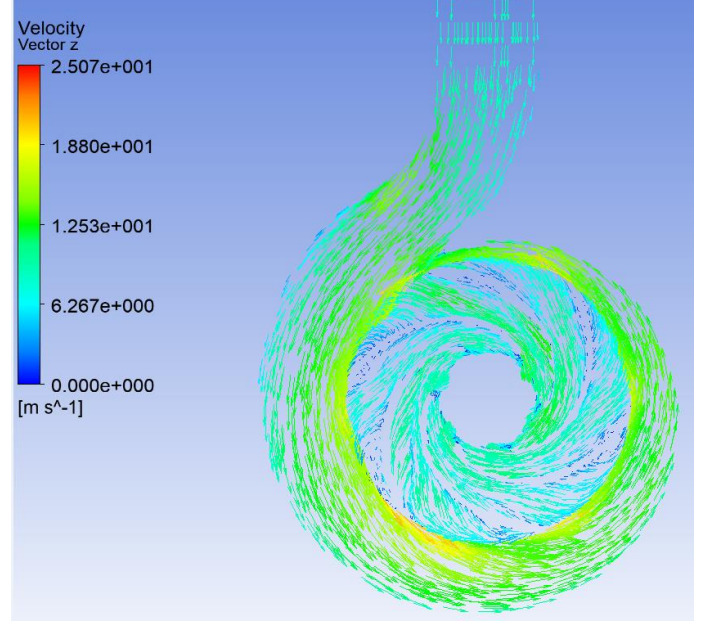
Şekil 3'te PT #1'in 156 m³/h debide meridyenel ve radyal kesitte hız alanları ve basınç dağılımları gösterilmiştir. Salyangoz içinde akışın düzgün ilerlediği akış ayrılmalarının çark içerisinde olduğu görülmektedir. Pompa moduna göre tasarlanan kanat giriş açıları, giriş profilleri ve açı dağılımlarının bu akış ayrılmalarında direkt etkisi olduğu öngörülmektedir. Pompa içindeki statik basınç dağılımına bakıldığında, çarktan alınan enerji nedeniyle çevreden merkeze doğru sürekli bir azalma olduğu görülmektedir.



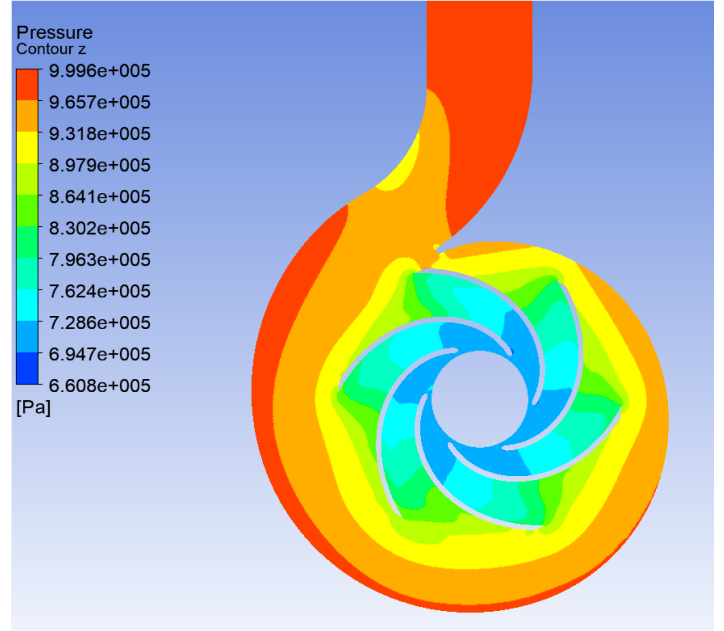
a) Türbin modunda meridyenel kesitte hız vektörleri



b) Türbin modunda meridyenel kesitte basınç dağılımı



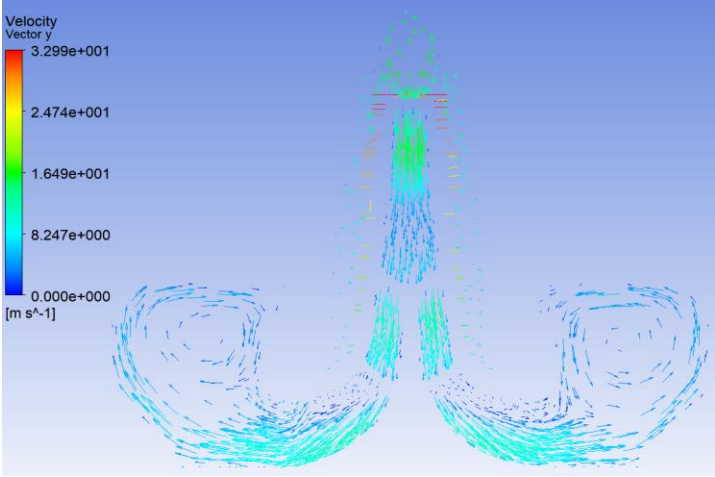
c) Türbin modunda radyal kesitte hız vektörleri



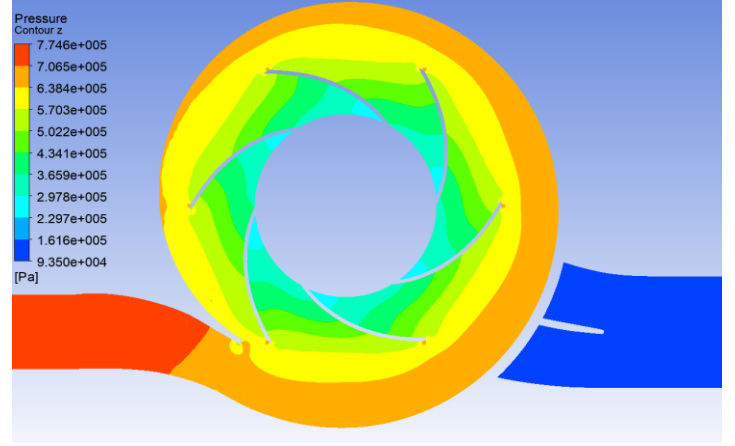
d) Türbin modunda radyal kesitte basınç dağılımı

Şekil 3 : PT #1'in 156 m³/h debideki hız ve basınç dağılımları

Şekil 4'te PT #2'nin 250 m³/h debide meridyenel ve radyal kesitte hız alanları ve basınç dağılımları gösterilmiştir. Salyangoz içinde akışın düzgün ilerlediği fakat çark pasajlarında lokal olarak bağıl hızların ani yavaşladığı görülmektedir. PT içindeki statik basınç dağılımına bakıldığında, çarktan alınan enerji nedeniyle çevreden merkeze doğru sürekli bir azalma olduğu görülmektedir.



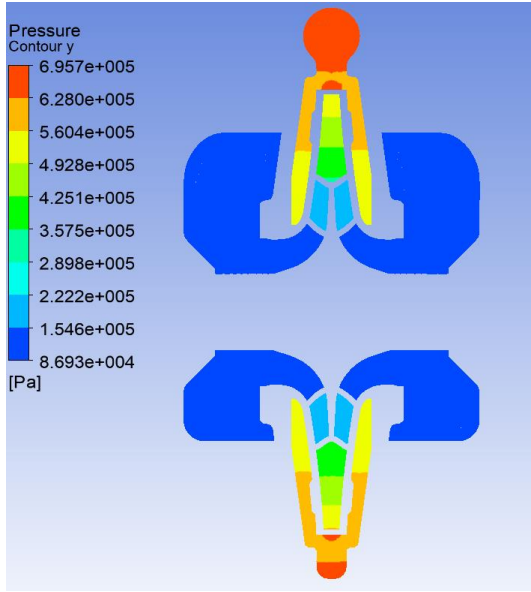
a) Türbin modunda meridyenel kesitte hız vektörleri



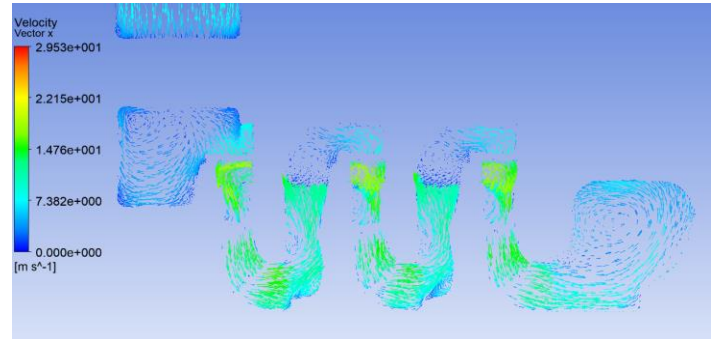
d) Türbin modunda radyal kesitte basınç dağılımı

Şekil 4 : PT #2'in 250 m³/h debideki hız alanları ve basınç dağılımları

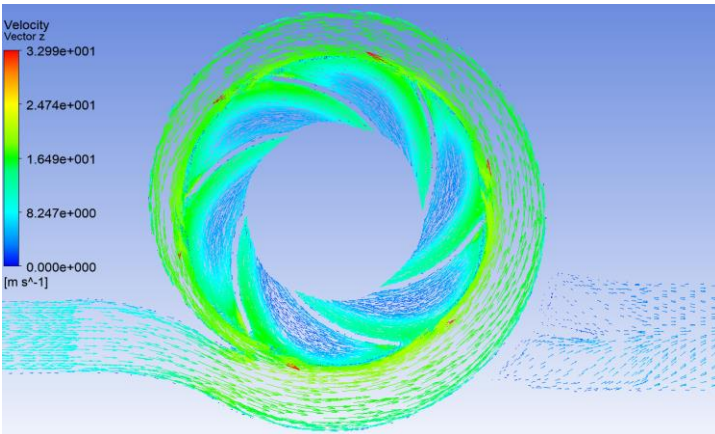
Şekil 5'te PT #3'ün 570 m³/h debide meridyenel ve radyal kesitte hız alanları ve basınç dağılımları gösterilmiştir. Diğer pompaların aksine difüzör ve çark kanat giriş açıları türbin modunda çalışmaya uygun olduğu, belirgin akış ayrılmalarının ortaya çıkmadığı görülmüştür. Basınç alanının çevresel olarak düzgün dağıldığı, çark ve difüzör kanatlarındaki akışın periyodik olduğu görülmektedir.



b) Türbin modunda meridyenel kesitte basınç dağılımı



a) Türbin modunda meridyenel kesitte hız vektörleri

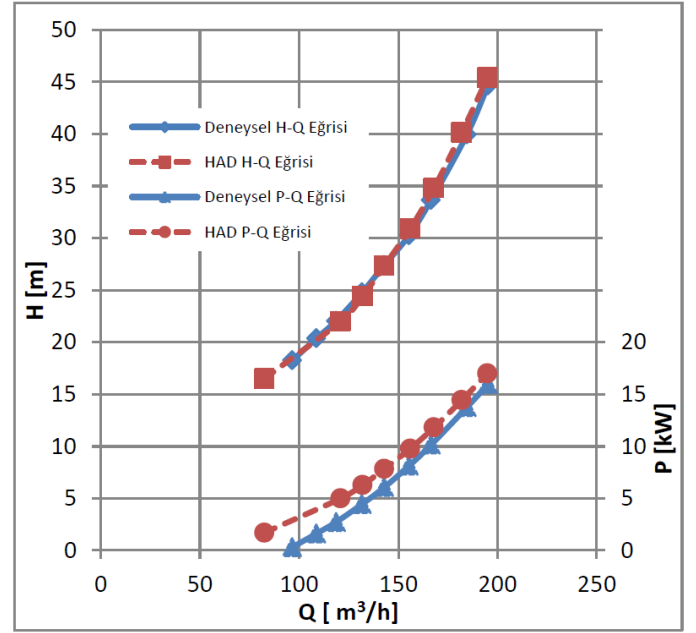


c) Türbin modunda radyal kesitte hız vektörleri

4. DENEYSEL VE SAYISAL PERFORMANS EĞRİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

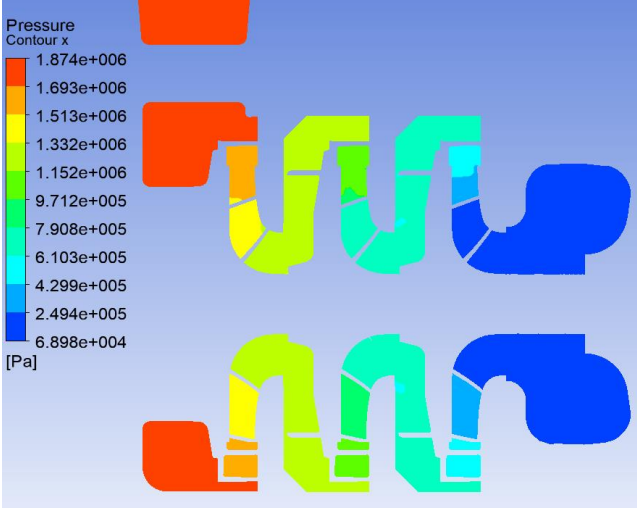
DeneySEL yolla elde edilmiş olan türbin H-Q ve P-Q eğrilerinin üzerine, sayısal yöntemle elde edilen değerler yerleştirilerek, şimdiye kadar gerçekleştirilmiş olan analizlerin doğruluğu sınanmıştır. Kaçak verim ve mekanik verim literatürdeki ampirik formüllerden yararlanılarak hesaplanmış ve türbin verimi hesabında kullanılmıştır.

Şekil 6'da görüldüğü gibi PT #1'de H-Q eğrisinde HAD sonuçları oldukça iyi bir yaklaşım sergilemiştir. Yapılan mekanik verim ve kaçak verim kabulleri ile P-Q eğrisinde %10 hata oranı ile tahmin edilmiştir.

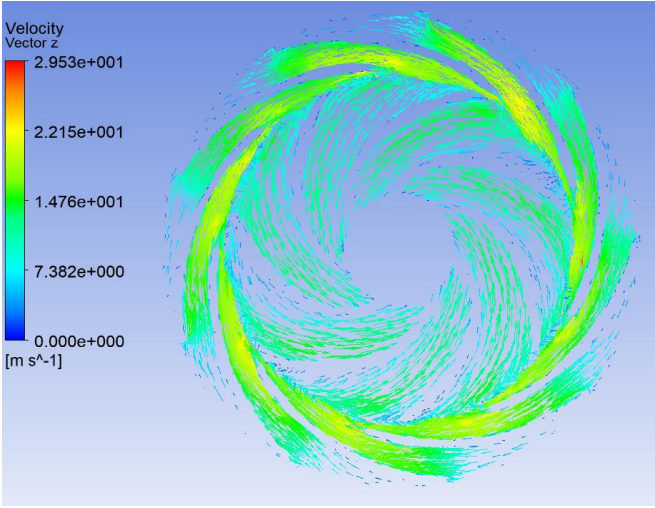


Şekil 6 : PT #1'in Türbin Modunda DeneySEL-HAD Eğrilerinin Karşılaştırılması

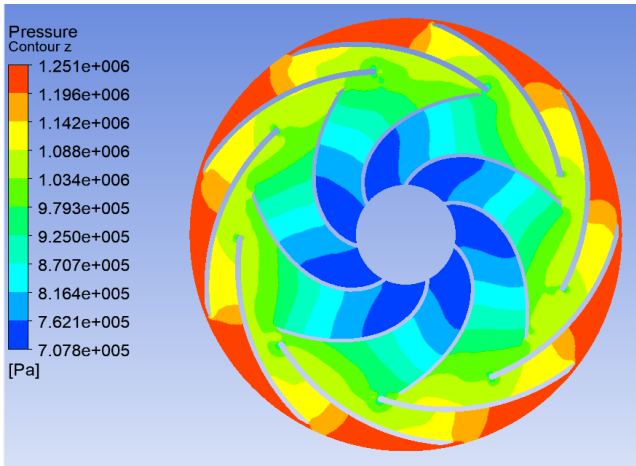
Şekil 7'de PT #2'de deneySEL H-Q ve P-Q eğrileri ile sayısal sonuçların çakıştığı görülmektedir. Şekil 8'de ise PT #3'ün HAD sonuçları H-Q ve P-Q eğrilerinde %7 sapma ile hesaplanmıştır.



b) Türbin modunda meridyonel kesitte basınç dağılımı

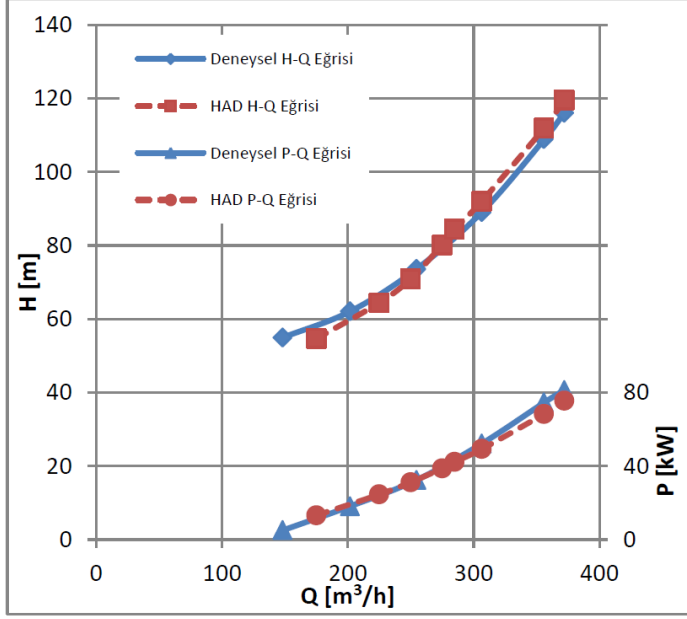


c) Türbin modunda radyal kesitte hız vektörleri

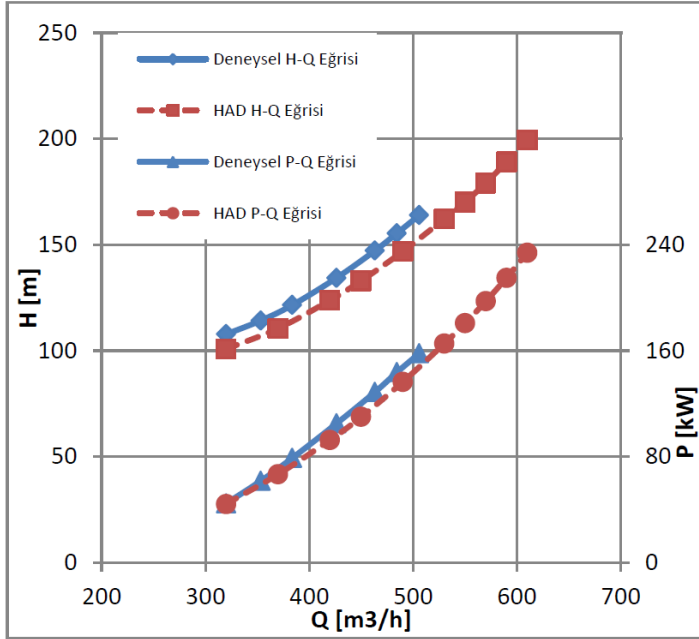


d) Türbin modunda radyal kesitte basınç dağılımı

Şekil 5 : PT #3'ün 570 m³/h debideki hız alanları ve basınç dağılımları



Şekil 7 : PT #2'nin Türbin Modunda Deneysel-HAD Eğrilerinin Karşılaştırılması

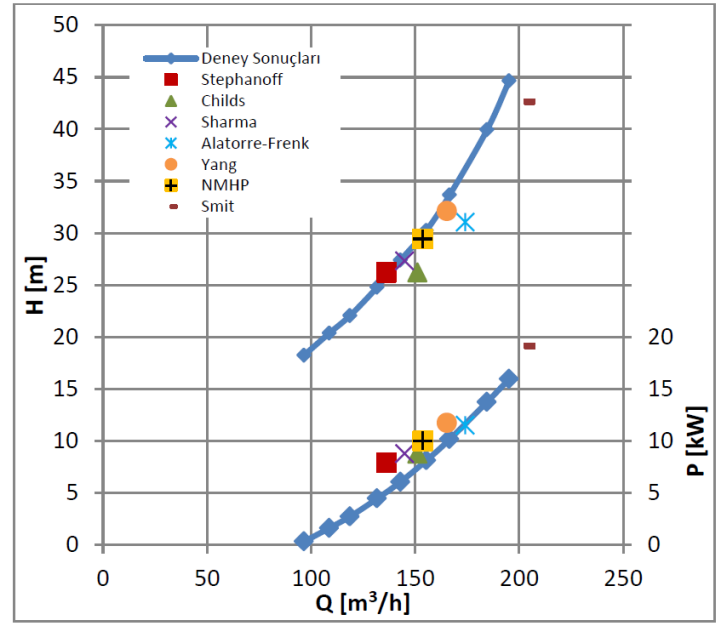


Şekil 8 : PT #3'ün Türbin Modunda Deneysel-HAD Eğrilerinin Karşılaştırılması

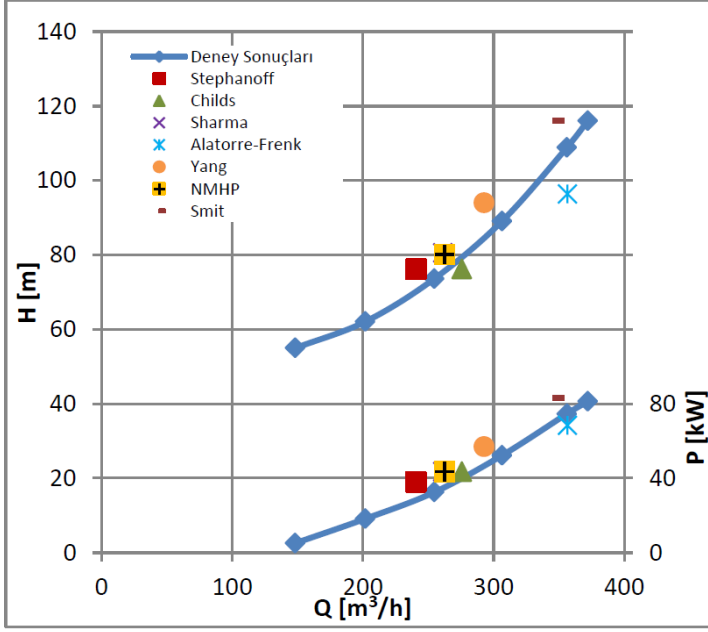
5. DENEYSEL PERFORMANS EĞRİLERİN AMPİRİK BAĞINTILARLA KARŞILAŞTIRILMASI

Literatürden derlenen ampirik bağıntıların PT performansının öngörülmesindeki başarıları deneylerle karşılaştırılarak tartışılmıştır.

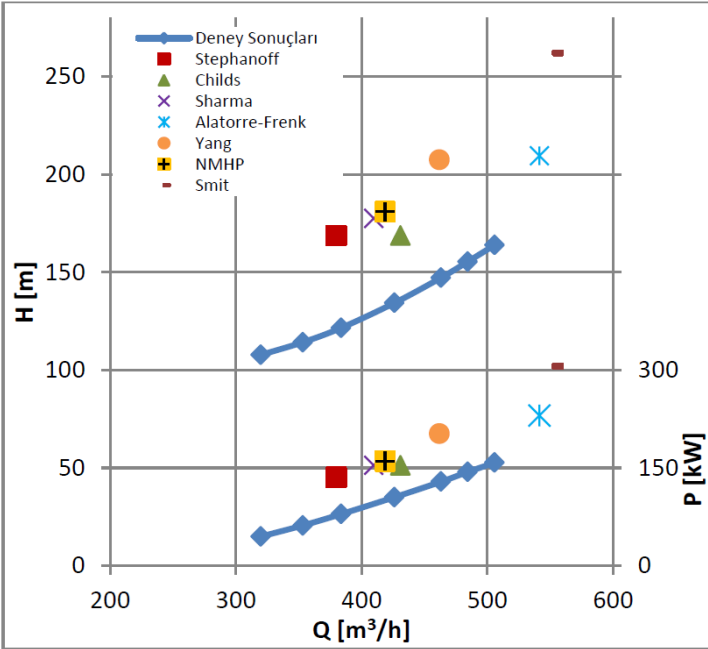
Şekil-9'dan görüleceği gibi PT #1 ve PT #2'de tahmin edilen PT performans noktaları deneysel sonuçlarla tutarlı sonuçlar elde etmiştir. PT #3'te ise bu başarı yakalanamamıştır. Ampirik formüllerle sadece bir noktanın tahmin edilmesi eğri yapısının da belirlenememesine yol açmaktadır.



a)



b)



c)

Şekil 9 : Türbin Modunda Deneysel Sonuçların-Ampirik Bağlantılarla Karşılaştırılması a) PT #1 b) PT #2 c) PT #3

6. SONUÇLAR

Birer adet uçtan emişli norm pompa, çift emişli pompa ve kademeli pompa seçilerek PT performansları sayısal ve ampirik olarak incelenmiş, çıkan sonuçlar PT deneyleri ile karşılaştırılmıştır.

Her üç PT performansı için, sayısal sonuçların deneylerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Ampirik yöntemlerle PT #1 ve PT #2 karakteristiklerinde başarılı olduğu görülmektedir. Fakat bu başarı PT #3'te yakalanamamıştır. Bundan dolayı ampirik bağlantıların tam güvenilir bir seçim aracı olduğundan bahsetmek pek doğru olmaz. Ayrıca bu yöntemlerle PT performans eğrisi üzerinde sadece bir noktayı tahmin edebilmemiz, H-Q ve P-Q eğri yapısı hakkında bilgi edinilememesi de bu yöntemlerin kullanılabilirliğini azaltmaktadır.

Doğru PT seçimi yapılabilmesi için HAD simülasyonları gerekli olduğu değerlendirilmiştir. Yine de HAD simülasyonu yapılacak PT'nin seçimi için ampirik bağlantıların yardımcı bir araç olarak kullanılabilmesi görülmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamda PT deneylerini yapan AR-GE Müdürü Cezmi NURŞEN ve Standart Pompa Elektrik Bölümü'ne, katı model çizimlerinde yardımcı olan Kıdemli Teknik Ressam Fuat BASKIN'a ve bildiriye eleştirel görüşleriyle katkı sağlayan Prof. Dr. Haluk EROL'a ve Dr. Mehmet KAYA'ya teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

- 1.E.C. Nurşen, M. Yeğın, K.S. Yiğit, 2019, "Santrifüj Pompaların Hidrolik Türbin Olarak Kullanılması"
- 2.E.C. Nurşen, K.S. Yiğit, Ö. Kaplan, 2019, "Kademeli Tip Santrifüj Pompaların Hidrolik Türbin Olarak Kullanılmasının Deneysel Olarak İncelenmesi"
- 3.A.J. Stepanoff, 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application; JohnWiley: New York, NY, USA.
- 4.S.M. Childs, 1962, Convert pumps to turbines and recover HP. Hydro Carbon Process. Pet. Refin. 41, 173–174.
- 5.K. Sharma, 1985, Small Hydroelectric Project-Use of Centrifugal Pumps as Turbines; Technical Report; Kirloskar Electric Co.: Bangalore, India.
- 6.C. Alatorre-Frenk, 1994, Cost Minimization in Micro Hydro Systems Using Pumps-as-Turbines. Ph.D. Thesis, University ofWarwick, Coventry, UK.

7.S.S. Yang, S. Derakhshan, F.Y. Kong, 2012, Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renew. Energy* 48 507-513.

8.Nepal Micro Hydro Power, 2005, Pump-as-turbine technology. Intermediate Technology Development Group. September 29

9.E.N. Smit, 2005, Micro Hydro Power Generation. Final Year Project Report. Faculty of Engineering, Stellenbosch University

10.J.M. Chapallaz, P. Eichenberger, G .Fischer, 1992, “Manual on pumps used as turbines. ”, In Friedr Vieweg Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig; Informatica International, Inc.: Braunschweig, Germany.

11.M. Kaya, 2009, “Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi

ABSTRACT

Pump as turbine (PAT) can be preferred for electricity generation in small and micro hydropower plants and drinking water supply networks in isolated areas. The main reasons to use PaT for this applications are low initial investment costs, ease of operation and maintenance, and short delivery times. The reliability of empirical methods used to predict pump as turbine (PaT) performance is a major problem in PaT selection. In this study, it is shown that PaT performance can be predicted by three-dimensional computational fluid dynamic (CFD) simulations as an alternative to empirical methods. For this purpose, an end suction pump, a double suction pump and a multistage pump were selected and their performances in turbine mode were measured experimentally. The consistency between numerical results and experimental measurements showed that CFD can be used successfully in PaT selection. Also, in absence of numerical simulation infrastructure, the capabilities of empirical correlations in predicting PaT performance are discussed.