

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MERKEZKAÇ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ
KAVİTASYONA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Yakup SEVGİ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Isı Akışkan

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MERKEZKAÇ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ
KAVİTASYONA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Yakup SEVGİ
(503081129)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 07 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ)
Yard. Doç. Dr. Emre ALPMAN (MÜ)**

HAZİRAN 2011

Aileme,

ÖNSÖZ

Beni yetiştiren, bugüne kadar her zaman yanımda olan ve benim için hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan aileme sevgi ve saygılarımı sunarım.

Yüksek lisans eğitimine başladığım günden beri her türlü bilgi birikimini benimle paylaşan, tez aşamasında her türlü teknik olanağı kullanımına sunan, maddi manevi hiç bir desteği benden esirgemeyen değerli hocam ve danışmanım Sayın Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'e teşekkür eder ve saygılarımı sunarım.

Yapılan bu teze başlamamı sağlayan, ilerleyen süreçte her türlü bilgiyi benimle paylaşan, özellikle zorlandığım noktalarda tecrübe ve bilgi birikimiyle bana yol gösteren ve benimle projenin sanayi ilişkisini kuran değerli hocam Sayın Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN'a teşekkür eder ve saygılarımı sunarım.

Tez kapsamında bana her türlü teknik desteği ve bilgiyi sağlayan ve özellikle deneysel çalışmalarda yardımlarından faydalandığım Standart Pompa ve Makine Sanayi Ticaret A.Ş. Ar-Ge birimi çalışanlarına teşekkür ederim.

Yaptığım çalışmada kullandığım sayısal çözümleme programlarını öğrenmemde, bana sabırla ve zamanından fedakarlık ederek yardım eden ve benim için önemli bir insan olan değerli dostum Güven FİDAN'a teşekkür eder ve sevgilerimi sunarım.

Lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca her türlü akademik ve hayata dair konularda bilgi alışverişinde bulunduğum, iyi bir akademisyen olacağına inandığım değerli dostum Ahmet KIRLI'ya teşekkür eder ve sevgilerimi sunarım. Ayrıca değerli arkadaşım Burak KOPARAN'a katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Haziran 2011

Yakup SEVGİ

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Özeti.....	4
2. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLARI.....	9
2.1 Deney Tesisatı	9
2.2 Deneylerin Yapılışı.....	12
2.2.1 Basma yüksekliği deneyi	12
2.2.2 ENPY (kavitasyon) deneyi	13
2.3 Deney Sonuçları	15
2.3.1 Sonuçların hesaplanmasında esas alınan referans değerleri	15
2.3.2 Basma yüksekliği	15
2.3.3 Kavitasyon deneyi	16
2.4 Sonuçların Boyutsuzlaştırılması	18
3. SAYISAL ÇÖZÜMLEMELER	21
3.1 Matematik Model	21
3.1.1 Tek fazlı sistem.....	22
3.1.2 Çift fazlı sistem	23
3.2 Geometri	27
3.3 Çözüm Ağı (mesh).....	28
3.4 Sınır Şartları.....	30
3.5 Analiz Sonuçları	30
3.5.1 Tek fazlı sistem	30
3.5.2 Çift fazlı sistem	41
3.6 Tek Fazlı ve Çift Fazlı Çözümlerin Karşılaştırılması.....	49
3.7 Deney Sonuçları ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	50
4. PARAMETRELERİN TARANMASI VE OPTİMİZASYON.....	53
4.1 Kanat Uç Açısı (β).....	54
4.2 Kanat Sayısı (Z).....	56
4.3 Kanat Uç Açıklığı (Tolerans)	57
4.4 Uzunluk (L)	58
4.5 Parametrik Taramanın Test Edilmesi	60
4.5.1 Sayısal çözümler.....	61
4.5.2 Deney sonuçları	62

4.5.3 Deney sonuçları ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	62
4.5.4 Benzerlik.....	63
4.5.5 Boyutsuz sonuçların karşılaştırılması.....	65
4.5.6 Çark ve önçark çözümü	71
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	75
5.1 Sonuçlar	75
5.2 Öneriler	76
KAYNAKLAR	77

KISALTMALAR

ENPY	: Emmedeki Net Pozitif Yük
VOF	: Volume of Fraction
SIMPLE	: Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations
RNG	: Reynolds Normalization Group
SSG-RSM	: Speziale, Sarkar, and Gatski Reynolds stress model
SST	: Shear Stress Transport
SAS	: Scale Adaptive Simulation

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Tesisat elemanları	10
Çizelge 2.2 : Önçark parametreleri ve sembolleri.....	11
Çizelge 3.1 : Çözüm yapılan noktalardaki basınç değerleri.....	43
Çizelge 4.1 : Çözüm yapılan geometriler	53
Çizelge 4.2 : İkinci pompa için sayısal çözümü ve deneyleri yapılan önçarklar	60

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Hal diyagramına göre kavitasyon ve pompa çarkı üzerindeki etkileri	1
Şekil 1.2 : Pompa ve tesisatın ENPY eğrileri ve kavitasyonlu çalışma bölgesi	2
Şekil 1.3 : Önçark (inducer)	2
Şekil 1.4 : Radyal ve eksenel pompada yarıçapa ve uzunluğa bağlı basınç değişimi..	3
Şekil 1.5 : Pompa ve önçarklı pompanın ENPY eğrileri	4
Şekil 2.1 : Deney tesisatı	9
Şekil 2.2 : Tesisat şeması	10
Şekil 2.3 : Önçark	11
Şekil 2.4 : Önçark bağlantı yapısı	11
Şekil 2.5 : Şeffaf (pleksiglas) boru	11
Şekil 2.6 : Önçark pompa bağlantısı	11
Şekil 2.7 : Önçark ölçüleri	12
Şekil 2.8 : Sabit debiler için H ve ENPY değişimi	14
Şekil 2.9 : Pompanın kavitasyon karakteristiği	14
Şekil 2.10 : Sadece pompa ve önçarklı basma yüksekliği değerleri	15
Şekil 2.11 : Sadece pompaya ait basma yüksekliği ve ENPY deney sonuçları	16
Şekil 2.12 : Pompa ve önçarka ait basma yüksekliği ve ENPY deney sonuçları	16
Şekil 2.13 : İlk pompa için önçarklı ve önçarksız ENPY deney sonuçları	17
Şekil 2.14 : İlk pompa için ENPY değerleri arasındaki fark	18
Şekil 2.15 : Boyutsuz basma yüksekliği değerleri	19
Şekil 2.16 : Pompa ve önçarklı pompa için boyutsuz ENPY eğrileri	20
Şekil 2.17 : Pompa ve önçarklı pompanın boyutsuz ENPY farkı	20
Şekil 3.1 : Önçark	27
Şekil 3.2 : Dönen hacim	27
Şekil 3.3 : Çözüme ait bütün hacimler	28
Şekil 3.4 : Akışka paralel A kesitine ait detaylar	28
Şekil 3.5 : Önçark yüzeyindeki mesh.	29
Şekil 3.6 : Dönen ve sabit hacimlere ait ara kesitte mesh.	29
Şekil 3.7 : Kanat ucundaki mesh.	30
Şekil 3.8 : Akışa paralel mesh yapısı.	30
Şekil 3.9 : Önçark yüzeyindeki basınç dağılımı	31
Şekil 3.10 : Önçark yüzeyindeki basınç dağılımı	31
Şekil 3.11 : Çapa bağlı basınç değişimi	32
Şekil 3.12 : Akış yönüne paralel ara kesitteki basınç dağılımı	32
Şekil 3.13 : Akış yönüne dik ara kesitteki basınç dağılımı	33
Şekil 3.14 : Önçarkın dönüş yönü ve bağlı akış doğrultusu	33
Şekil 3.15 : Akışın ilk geldiği kenar üzerindeki basınç dağılımı	34
Şekil 3.16 : Önçarka ait hız ölçeği	34
Şekil 3.17 : Akış yönüne paralel kesitte hız vektörleri	35
Şekil 3.18 : Boşluktaki geri dönüşler	36
Şekil 3.19 : Akış hacmindeki hız vektörleri	37

Şekil 3.20 : 3 boyutlu akım çizgileri	37
Şekil 3.21 : Kanada dik alınmış kesitte akım çizgileri	38
Şekil 3.22 : Akış hacminde akış doğrultusundaki ortalama statik basınç değerleri	39
Şekil 3.23 : Önçark debi basma yüksekliği ve verim eğrisi	40
Şekil 3.24 : Mesh sayısına bağlı olarak basma yüksekliği değerleri	41
Şekil 3.25 : Farklı debi değerlerine ait kavitasyon başlangıç grafiği	42
Şekil 3.26 : Önçark ENPY-Q karakteristiği	42
Şekil 3.27 : 40m ³ /h değeri için ENPY basınç değişimi	43
Şekil 3.28 : 40m ³ /h değeri için çözüm noktalarına ait yüzeydeki basınç dağılımı	44
Şekil 3.29 : 1 noktası	44
Şekil 3.30 : 2 noktası	44
Şekil 3.31 : 3 noktası	44
Şekil 3.32 : 4 noktası	44
Şekil 3.33 : 5 noktası	44
Şekil 3.34 : 6 noktası	44
Şekil 3.35 : 6 noktasına ait önçark yüzeyindeki mutlak basınç dağılımı	45
Şekil 3.36 : 40m ³ /h değeri için çözüm noktalarına ait yüzeydeki buhar bölgeleri	46
Şekil 3.37 : 1 noktası	46
Şekil 3.38 : 2 noktası	46
Şekil 3.39 : 3 noktası	46
Şekil 3.40 : 4 noktası	46
Şekil 3.41 : 5 noktası	46
Şekil 3.42 : 6 noktası	46
Şekil 3.43 : 40m ³ /h değeri çözüm noktalarına ait hacimsel buhar oluşumu	47
Şekil 3.44 : 1 noktası	47
Şekil 3.45 : 2 noktası	47
Şekil 3.46 : 3 noktası	47
Şekil 3.47 : 4 noktası	47
Şekil 3.48 : 5 noktası	47
Şekil 3.49 : 6 noktası	47
Şekil 3.50 : 6 noktasına ait hacimsel buhar oranının 0.5 olduğu eş yüzeyler	48
Şekil 3.51 : 6 noktasına ait karışımda sadece sıvı fazın olduğu bölgeler	48
Şekil 3.52 : Boyutsuz ENPY basınç eğrileri	49
Şekil 3.53 : Boyutsuz debi ENPY eğrisi	49
Şekil 3.54 : Tek fazlı ve çift fazlı çözümün karşılaştırılması	50
Şekil 3.55 : Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	51
Şekil 4.1 : Kanat uç açısına göre önçark basma yükseklikleri	54
Şekil 4.2 : 12.8° kanat açılı önçark	55
Şekil 4.3 : 26° kanat açılı önçark	55
Şekil 4.4 : Kanat uç açısına göre önçark verimleri	55
Şekil 4.5 : Kanat Sayısına göre basma yükseklikleri	56
Şekil 4.6 : 2 kanatlı önçark	56
Şekil 4.7 : 4 kanatlı önçark	56
Şekil 4.8 : Kanat sayısına göre verim değerleri	57
Şekil 4.9 : Kanat uç açıklığına göre basma yükseklikleri	58
Şekil 4.10 : Kanat uç açıklığına göre verimler	58
Şekil 4.11 : Önçark uzunluğuna göre basma yükseklikleri	59
Şekil 4.12 : Önçark boyunca ortalama basınç değişimi	59
Şekil 4.13 : Farklı uzunluklardaki önçarklara ait verim eğrileri	60
Şekil 4.14 : 25.5° 3 kanat, 30° 4 kanat ve 18° 3 kanatlı önçarklar	61

Şekil 4.15 : İkinci pompa için üç farklı önçarkın sayısal çözümleri.....	61
Şekil 4.16 : Pompanın ve önçarklı pompanın boyutsuz ENPY değişimi	62
Şekil 4.17 : Sayısal çözümlerin ve deney sonuçlarının karşılaştırılması	63
Şekil 4.18 : 20° ve 2 kanatlı önçark.....	65
Şekil 4.19 : 12° ve 3 kanatlı önçark.....	65
Şekil 4.20 : İki pompa için tasarlanan önçarkların sabit açıda debi basınç ilişkisi....	66
Şekil 4.21 : İki pompa için tasarlanan önçarkların sabit debide açılı basınç ilişkisi....	66
Şekil 4.22 : Açılı ve debi katsayısına bağlı olarak toplam basınç katsayısı değişimi ..	67
Şekil 4.23 : Açılı ve debi katsayısına bağlı olarak toplam basınç konturları	67
Şekil 4.24 : 0.33 nominal debideki açılı ve basınç değişimi	68
Şekil 4.25 : Üçüncü pompa için tasarlanan önçark.....	69
Şekil 4.26 : Pompa 3 için tasarlanan önçarka ait sayısal sonuçlar.....	69
Şekil 4.27 : Pompa 3 için önçarksız ve önçarklı ENPY eğrileri	69
Şekil 4.28 : Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	70
Şekil 4.29 : Debi ve açılıya bağlı toplam basınç değeri	70
Şekil 4.30 : Deneysel ve sayısal olarak basma yükseklikleri ve verim değerleri	71
Şekil 4.31 : Önçarkın basma yüksekliğine ve verime etkisi	71
Şekil 4.32 : Salyangoz ve boru üzerindeki basınç dağılımı	72
Şekil 4.33 : Çark üzerindeki basınç dağılımı	73
Şekil 4.34 : Boru ve salyangozdaki akım çizgileri	73
Şekil 4.35 : Salyangoz ve çarktaki hız vektörleri.....	74

SEMBOL LİSTESİ

β	: Önceark kanat uç açısı [derece]
D_t	: Önceark kanat uç çapı [mm]
D_h	: Önceark göbek çapı [mm]
L	: Önceark kanat uzunluğu [mm]
Z	: Önceark kanat sayısı
c	: Önceark kanat ucu ile boru arasındaki boşluk [mm]
H	: Manometrik basma yüksekliği [m]
P_e	: Pompa emme flanşındaki basınç [Pa]
P_b	: Pompa basma flanşındaki basınç [Pa]
Q	: Debi [m^3/h]
P_t	: Toplam basınç [Pa]
Ψ	: Basınç katsayısı
σ	: Kavitasyon katsayısı
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
V	: Doğrusal hız [m/s]
Ω	: Açısal hız [rad/s]
n	: Açısal hız [d/d]
P	: Basınç [Pa]
η	: Verim
U_t	: Önceark kanat uç çapındaki çizgisel hız [m/s]
ϕ	: Debi katsayısı
θ	: Açık katsayısı
k	: Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
ε	: Türbülans kayıp oranı [m^2/s^3]
τ^{ij}	: Stres tensörü [N/m^2]
μ	: Dinamik viskozite [$Pa \cdot s$]
R_B	: Kabarcık çapı [mm]
N_B	: Kabarcık sayısı
g	: Yerçekim ivmesi [m/s^2]
A	: Akış alanı [m^2]
ν	: Kinematik viskozite [m^2/s]
μ_t	: Türbülans viskozitesi [$Pa \cdot s$]
μ_m	: Karışım viskozitesi [$Pa \cdot s$]
S_l	: Sıvı üretim miktarı [kg/m^3]
S_v	: Sıvı üretim miktarı [kg/m^3]
u_i, u^i	: x,y,z yönlü hız değerleri [m/s]
V_B	: Kabarcık hacmi [m^3]
ρ_m	: Karışım yoğunluğu [kg/m^3]

MERKEZKAÇ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ KAVİTASYONA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Kavitasyon, pompa uygulamalarında performansı olumsuz yönde etkileyen ve pompa elemanlarını kullanılamaz hale getiren önemli bir fiziksel olaydır. Kavitasyonu önlemek adına önçark uygulaması oldukça yaygın olarak kullanılmaya başlanmış bir yöntemdir. Pompa için doğru önçark geometrisini belirleyebilmek adına bugüne kadar önemli ölçüde analitik ve deneysel çalışma yapılmış olup, 2000’li yılların başından beri bu çalışmalar, genellikle sayısal ve özellikle çift fazlı modeller kullanılarak devam etmektedir.

Tez kapsamında üç farklı pompa için beş farklı önçarkın sayısal çözümü, deneyleri ve bu sonuçları kullanarak optimizasyonu yapılmıştır. İlk olarak, daha önce bir pompa için imal edilmiş önçarkın, sayısal çözümlemeleri ve deneyleri yapılmıştır. Sayısal çözümlemeler sadece önçark için tek fazlı ve çift fazlı olarak yapılmıştır. Tek fazlı çözümler önçarkın, pompaya bağlanmış halde yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda tek fazlı çözümün önçark performansını tahmin edebilme adına yeterli olduğu düşünülmüştür. Çift fazlı çözümlerde ise kavitasyon oluşumu incelenmiş ve buharın oluştuğu bölgeler beklendiği gibi çıkmıştır.

Optimum önçark geometrisini belirlemek adına aynı pompaya ait özellikleri kullanarak farklı geometrilerde sayısal olarak parametrik tarama yapılmış ve en etkili parametrenin kanat uç açısı ile kanat sayısı olduğu belirlenmiştir. Bu bilgileri kullanarak ikinci bir pompada aç ve kanat sayısı değerleri farklı üç adet önçarkın tek fazlı sayısal çözümlemeleri ve deneyleri yapılmıştır. Karşılaştırma sonucunda deneysel sonuçlarla çözümler çok iyi uyuşmamış olsa da, sayısal olarak en iyi sonuç veren önçark deney sonuçlarında da en iyi sonucu vermiştir.

İki farklı pompa için yapılan sayısal sonuçlar boyutsuzlaştırılarak benzerlik analizi yapılmıştır. Benzerlik analizi sonucunda iki farklı pompa için de en iyi sonuç veren önçark geometrileri birbiriyle uyuşmuştur. Bu değerlendirmeye göre herhangi bir pompa için en iyi sonucu veren önçark geometrisinin daha az sayıda sayısal çözüm yapılarak belirlenebileceği düşünülmüş ve üçüncü bir pompa için önçark geometrisi belirlenmiştir. Bu geometrinin sayısal çözümü ve deneyi yapılmış olup, oldukça iyi sonuçlar alınmıştır. Ayrıca üçüncü pompa için önçark, çark ve salyangozun bütünleşik bir sistem olarak çözümü yapılmış ve deney sonuçlarıyla uyumlu çıkmıştır. Üçüncü pompadaki deney sonuçlarında, önçarkın pompanın kavitasyon karakterini yüzde otuz civarında iyileştirmesinin yanında pompa veriminde yüzde dörtlük bir verim artışı sağladığı görülmüştür.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION ON EFFECT OF INDUCER TO CENTRIFUGAL PUMPS CAVITATIONAL BEHAVIOUR

SUMMARY

Cavitation is an important phenomenon in turbomachinery, especially in pump applications, that negatively affects the pump performances and damages pump components undesirably. Inducer application in centrifugal pumps have been used widely to avoid cavitation and its damaging effects. In recent years, many investigations have been carried out using analytical, experimental and numerical methods for various inducer and pump geometries. Especially since 2000's, numerical methods and multiphysics have been used mainly depends on development of computer technology.

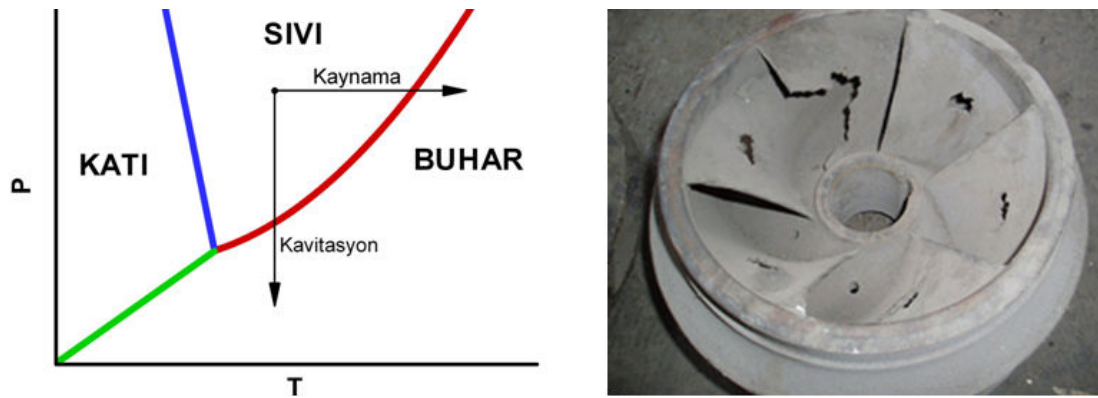
In this thesis numerical solutions, experimental studies and optimization was carried out for three different pumps and five different inducers. Preliminary, an inducer geometry was computed and tested to validate numerical solution. Numerical solutions were carried out by using single phase and multiphase mathematical models. Single phase results were compared with inducer and impeller integrated system and good agreement was observed between the experiments and numerical results. Cavitation inception and zones were demonstrated on inducer in multiphase solution and vapor generation was observed as expected.

Geometric parameters were scanned numerically to optimize inducer geometry for the same pump. Tip angle and blade number were determined as powerful constructive features, affecting inducer performance. Numerical solutions and experiments were performed three inducers which defined different tip angle and blade number, for second pump, using first pumps scanned solutions. Numerical results showed us to good agreement with experiments in case of determining the optimum geometric features, even if absolute values agreement are not.

Similarity analysis was performed for inducers of two pumps with nondimensional values. To similarity results, maximum performances of inducer of first pump were agreed with second pump. Third pump was selected and inducer parameters were determined according to evaluation of numerical results of first pump and second pumps inducers. Third pumps inducer tested and the best agreement was observed all of pumps. Also inducer and impeller were analysed as an integrated system to compared test results. The inducer which designed for third pump, improved pump efficiency about four percent as well as reduced about thirty five percent on net positive suction head values of pump.

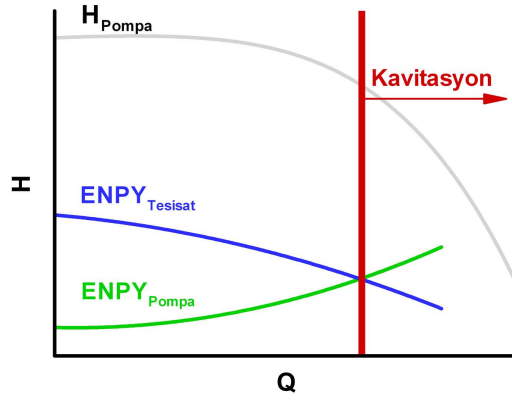
1. GİRİŞ

Kavitasyon, turbomakinalarda, özellikle de pompa uygulamalarında, performansı olumsuz etkileyen ve pompa elemanlarında aşınmaya neden olarak çalışma ömürlerini ciddi miktarda azaltan fiziksel bir olaydır. Kavitasyon tanım olarak, pompa içerisinde hareket halindeki sıvının mutlak basıncının, sabit sıcaklıkta o sıvıya ait buharlaşma basıncının altına düşerek buhar kabarcıklarının oluşmaya başlamasıdır. Oluşan buhar kabarcıkları akımla birlikte basıncın yüksek olduğu bölgeye geldiklerinde patlayarak yok olurlar. Bu patlamanın etkisiyle birlikte aşınmaya neden olarak yüzeyde oyuklu ve süngerimsi bir yapı meydana getirirler. Yüzeyde oluşan bu bozukluklar nedeniyle pompa, gürültülü ve titreşimli çalışmaya başlar ve bu şekilde çalışmaya devam ettikçe çok kısa bir süre sonunda kullanılamaz hale gelir. Şekil 1.1’de hal diyagramına göre kavitasyon olayının tanımı ve kavitasyonlu çalışmaya maruz kalmış bir pompa çarkı görülmektedir.



Şekil 1.1 : Hal diyagramına göre kavitasyon ve pompa çarkı üzerindeki etkileri.

Kavitasyon pompa tasarımına ve aynı zamanda işletme koşullarına bağlı bir olaydır. Kavitasyon oluşumunu engellemek ilk olarak, tesisata göre pompa seçimine bağlıdır. Pompanın kavitasyonlu çalışıp çalışmayacağını belirleyen parametre, emme ağzındaki pozitif yüküdür (ENPY). Bu değer emme ağzındaki mutlak statik basınç ve dinamik basınç toplamı ile akışkanın buharlaşma basıncı arasındaki farkı ifade eder. ENPY_{gerekli} olarak tanımlanan bu değer ENPY_{kullanılabilir} olarak tanımlanan tesisata ait emme yükünün altında olmalıdır. Şekil 1.2’de pompanın ve tesisatın ENPY değerlerine bağlı olarak kavitasyonlu çalışma bölgesi görülmektedir.



Şekil 1.2 : Pompa ve tesisatın ENPY eğrileri ve kavitasyonlu çalışma bölgesi [1].

Şekil 1.2'ye göre kavitasyonlu çalışma bölgesine girmemek için tesisattaki kayıpları mümkün olduğunca azaltmak ve tesisata uygun pompa seçmek gerekir.

Tesisat kurulumunda yapılabilecek hesap hataları ve değişiklikler nedeniyle ikinci bir seçenek de pompa üreticisinin pompanın ENPY değerini düşürmesidir. Bu şekilde, kullanıcı kaynaklı hatalar için bir miktar emniyet payı bırakılmış olur. Pompanın ENPY değerini düşürmek için çark geometrisinde, emme ağzının genişletilmesi gibi değişiklikler yapılabilir. Fakat bu durum da pompanın basma yüksekliğini olumsuz etkileyeceğinden verimin düşmesine neden olur. Ayrıca pompanın bir şekilde kavitasyona girmesi ve bu şekilde sürekli çalışması durumunda, çark hasar görerek pompa yine kullanılamaz hale gelecektir.

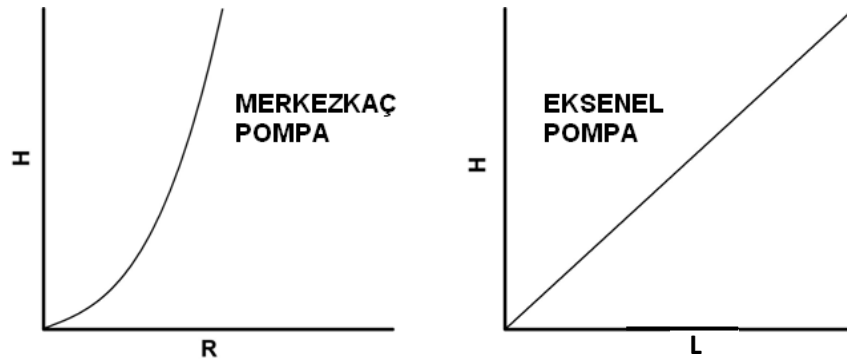
Pompanın kavitasyon karakteristiğini iyileştirmek adına üçüncü bir yöntem de bu tez kapsamında incelenen ve şekil 1.3'de görülen önçark uygulamasıdır.



Şekil 1.3 : Önçark (inducer).

Önçark (inducer) pompanın emme ağzına yerleştirilen ve mile bağlanarak, çarkla birlikte dönen aksenal bir pompadır. Önçarkın aksenal bir pompa olarak en büyük özelliği yüksek debilerde düşük basma yüksekliği ile çalışmasıdır. Aksenal çarkın giriş ve çıkışı arası mesafe kanat uzunluğunu temsil etmektedir ve bu uzunluğun artmasıyla birlikte geometrinin büyümesi, basınç artışı çok büyük oranlarda

etkilememektedir ve çarkın girişiyle çıkışı arasındaki basınç dağılımı sabite yakın oranda artarak daha yumuşak bir geçiş olmaktadır. Merkezkaç pompalarda ise basınç artışı yarıçapın karesiyle orantılı olduğundan, girişten çıkışa geçiş durumu çok daha keskin olmaktadır. Bu nedenle de kavitasyonlu çalışmada oluşan buhar kabarcıklarının tekrar sıvıya dönüşümü esnasındaki patlamalar çok şiddetli olmakta ve yüzeye zarar vermektedir. Eksenel pompalarda bu geçiş daha yumuşak olduğundan, patlama etkisi daha zararsız olmaktadır. Şekil 1.4’de eksenel ve radyal (merkezkaç) pompaların yarıçapa bağlı olarak basınç artışının değişimi görülmektedir.



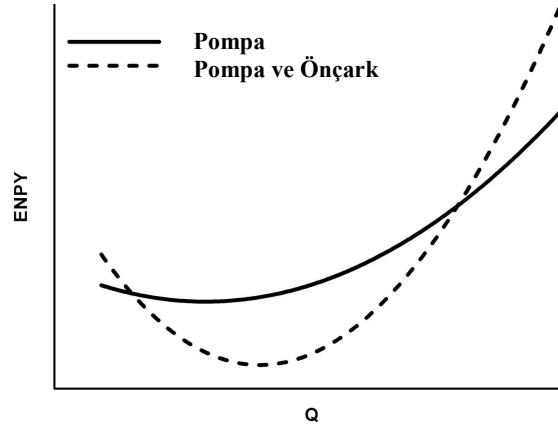
Şekil 1.4 : Radyal ve eksenel pompada yarıçapa ve uzunluğa bağlı basınç değişimi.

Şekil 1.4’de görüldüğü gibi radyal bir pompada basınç değişimi oldukça diktir. Bu nedenle eksenel bir pompada kanadın ilk kısmında oluşan buhar kabarcığının tekrar sıvıya dönüşmesi daha titreşimsiz, gürültüsüz ve zararsız olur [2].

Önçark uygulamasının bir diğer avantajı da bütün önlemlere rağmen pompanın düşük bir mertebede kavitasyona girmesi halinde, kavitasyon bölgesi önçark içinde yok olarak, pompa çarkına buhar kabarcığının gelmemesidir. Bu durumda pompa tamamen atıl hale gelmeyecek ve sadece önçark değiştirilerek pompa çalışmaya devam edecektir.

1.1 Tezin Amacı

Önçark uygulamasının temel amacı pompanın emme derinliğini arttırmak, dolayısıyla ENPY değerini düşürmektir. Pompa için tasarlanan önçarktan en iyi verimin ve en çok ENPY düşümünün sağlanması, önçarka bağlı olmayan, debi ve emme borusunun çapı gibi parametrelerle birlikte büyük oranda önçarkın geometrisine bağlıdır. Önçarklar, pompanın ENPY değerini genellikle şekil 1.5’deki gibi iyileştirirler ve çok küçük ve büyük debilerde fayda sağlamazlar.



Şekil 1.5 : Pompa ve önçarklı pompanın ENPY eğrileri.

Yapılan bu tezin amacı ilk olarak, seçilen önçark geometrisinin, tek fazlı sayısal modelleme yardımıyla, pompanın ENPY eğrisini ne kadar aşağı çekebileceğini hesaplamak ve elde edilen sayısal sonuçları deney sonuçlarıyla karşılaştırmaktır. Ayrıca, çözüme ikinci fazı da dahil ederek muhtemel kavitasyon oluşum bölgelerini tahmin edebilmektir.

İkinci aşamada değişik geometrilerde sayısal çözümler yapılarak, önçark performansını etkileyen ana parametreleri belirleyebilmek ve ENPY değerini en çok düşürecek önçark geometrisini tasarlayabilmektir. Ayrıca yapılan bu sayısal sonuçları da deney sonuçlarıyla karşılaştırarak hesaplamaların doğruluk derecesini tespit edebilmektir.

Son olarak elde edilen bütün sayısal çözümleri ve deney sonuçlarını irdeleyip, farklı pompalar ve farklı önçarklar arasında benzerlik analizi yapmaktır. Benzerlik analizi yardımıyla da herhangi bir pompa için ENPY değerini en çok düşüren önçark geometrisini hızlı bir şekilde optimize edebilmektir.

1.2 Literatür Özeti

Önçarkların akış modellemesi ile ilgili birçok analitik, sayısal ve deneysel çalışma yapılmış olup, son dönemde bu çalışmalar ağırlıklı olarak sayısal yöntemler kullanılarak devam etmektedir. [3] yapmış olduğu çalışmada daha öncesinde yapılan analitik ve deneysel çalışmaları derlemiş ve analitik çözümleri kavitasyonsuz çalışma durumunu göz önüne alarak; Euler denklemi, viskoz etkilerin hesaba katılarak meridyenel düzlemde akış analizi, yaklaşık yöntemle viskoz etkilerin hesaplanması, üç boyutlu sürtünmesiz akış analizi ve üç boyutlu sürtünmeli akış analizi olmak olarak beş ana başlıkta toplamıştır. [4] yapmış olduğu çalışmada daha öncesinde

yapılan analitik, sayısal ve deneysel çalışmaları inceleyip derlemiştir. [5] yapmış oldukları çalışmada akışı kavitasyonsuz sıkıştırılmaz, sürtünmesiz ve izantropik kabul ederek Euler denklemine dayanan basitleştirilmiş bir analitik model oluşturup, yük kayıplarını yarı ampirik olarak modellemişler ve farklı parametrelere (helis açısı, çap, kanat sayısı) sahip önçarklar üzerinde deneysel olarak karşılaştırma yapmışlardır. [6] yapmış oldukları çalışmada kavitasyonlu çalışma durumu için analitik bir model oluşturmuş ve titreşime olan etkisini incelemişlerdir. [7] yapmış oldukları çalışmada önçarktaki kavitasyonsuz çalışma durumu için konikliğin etkisini analitik olarak incelemişler ve deneysel olarak sonuçları farklı modeller kullanarak karşılaştırmışlardır. [8] yapmış oldukları çalışmada kavitasyonlu çalışma durumunda önçarktaki akışı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal hesaplama için çift fazlı akış modeli olarak VOF kullanmışlardır ve farklı debiler için önçarkın kavitasyon karakteristiği ENPY hesabını yapmışlardır. Sonuçlarda, düşük debilerde sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki fark açılmış ve bunun nedeninin önçark ile boru arasındaki boşluğun hesaba katılmamasının olduğunu belirtmişlerdir. [9] yapmış oldukları çalışmada VOF modelinden farklı olarak temelde Rayleigh Plesset denklemini kullanarak buhar ve sıvı üretimine dayanan ve birçok uygulamaya temel teşkil eden tam kavitasyon modelini geliştirmişlerdir ve modeldeki bazı sabit parametreleri deneysel olarak elde etmişlerdir. Aynı zamanda bu modeli silindir ve kanat üzerindeki akışla test etmişler ve kurdukları modele yakın sonuçlar elde etmişlerdir. [10] yapmış oldukları çalışmada tam kavitasyon modelini kullanarak, eksenel pompa, merkezkaç pompa ve önçark olmak üzere üç farklı geometriyi sayısal olarak analiz etmiştir. Ayrıca yaptıkları çalışmada akışkan içerisindeki yoğunlaşmayan gazı da partikül miktarı olarak hesaba katmışlardır. [11] yapmış oldukları çalışmada tam kavitasyon modelini kullanarak ve kavitasyonsuz çalışma durumu için önçark ile boru arasındaki boşluğun etkisini deneysel olarak ve sayısal olarak incelemişlerdir. Buldukları sonuçlarda bu boşluğun özellikle kavitasyonlu çalışma durumunda etkili olduğunu belirtmişlerdir. [12] yapmış oldukları çalışmada önçark için kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumda sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır ve buhar hacminin ENPY ile olan ilişkisini sayısal olarak incelemişlerdir. [13] yapmış oldukları çalışmada ENPY ile debi ilişkisini sayısal ve deneysel olarak hesaplamış ve önçark üzerindeki hız alanlarını incelemiştir. [14] yapmış oldukları çalışmada önçarka ait ön kenarın (leading edge) iki farklı şekilde ve iki farklı hücum açısında olması durumunda kavitasyon gelişimini iki boyutlu

profilde sayısal olarak incelemişler ve deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Hücüm açısının artmasının kavitasyon uzunluğunu arttırdığını belirtmişlerdir. [15] yapmış oldukları çalışmada kavitasyonlu çalışma durumu için üç farklı helis açısındaki önçarkın kazandırdığı yükü, çark ve önçark ile toplam verimi ve de çark ve önçark ile ENPY karakteristiklerini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca iki farklı türbülans modeli RSM SSG ve SST SAS modelleri arasındaki farkı incelemişlerdir. [16], yapmış oldukları çalışmada yüksek frekanslarda çalışan önçarklardaki (100 Hz ve üstü) kavitasyon gelişimini ve kanatlar üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişler ve alışlagelmiş uygulamalarla (50 Hz) karşılaştırmışlardır. Bu durumlar arasında, özellikle kanatlar üzerindeki yük dağılımının ve basınç dalgalanmalarının farklı karakter gösterdiklerini belirtmişlerdir. [17] yapmış oldukları çalışmada önçark ve eksenel bir çarkı birleştirerek sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada özellikle önçark ve çarkın arasındaki mesafenin farklı uzaklıkları için ve açısal farklılıkları için inceleme yapılmış olup, mesafenin azaldıkça yük kazancının düştüğünü belirtmişlerdir. [18] yapmış oldukları çalışmada dalgıç pompalarda sıvı gaz ayırıcı olarak önçark tasarlayıp çift fazlı ve arasında kütle transferi olmayan bir model kurup sayısal olarak çözmüşlerdir. [19] yapmış oldukları çalışmada sadece pompa çarkı için kavitasyon analizi yapıp ENPY karakteristiğini elde etmişlerdir. [20] yapmış oldukları çalışmada sadece pompa çarkı için kavitasyon analizi yapıp, klasik yöntem olan yüzde üçlük yük düşümünün kavitasyon başlangıcı olarak kabul edilmesine alternatif bir yöntem getirmişlerdir. Buldukları bu yöntemde üretilen buhar hacminin belli bir miktara gelmesiyle ENPY arasında matematiksel bir bağıntı kurarak pompanın kavitasyon karakteristiğini çıkarmışlardır. [21] yapmış oldukları çalışmada iki farklı ön kenar geometrisine sahip önçark için ve tek çark için kavitasyon analizi yapmışlar ve buldukları sonuçları test etmişlerdir. Farklı ön kenar geometrilerinin kavitasyonlu durumda farklı karakter gösterdiklerini belirtmişlerdir. [22] yapmış oldukları çalışmada kavitasyon dinamiğini incelemişlerdir. Temelde Rayleigh Plesset denkleminin dayanan ve buhar üretimi ile yoğuşma oranlarını hesaplayan bir model kurmuşlardır. Modele ait bazı sabitleri (buharlaşıma ve yoğuşma) deneysel yöntemler yardımıyla hesaplayarak modele koymuşlardır. Ayrıca kurdukları modeli deneysel olarak kanat, önçark ve daralan bir kesitte zamana bağlı olarak test ederek modelin geniş bir çalışma aralığına sahip olduğunu belirtmişlerdir. [23] yapmış oldukları çalışmada kavitasyon dinamiğini incelemişlerdir. Doğrusal bir lülede deneylerini

yaparak modele ait bir sabit olan kabarcık yoğunluğunun optimum değerini hesaplamışlardır. [24] yapmış oldukları çalışmada sayısal olarak parametrik tarama yaparak optimum ön kenar geometrisini ve kavitasyon başlangıcına olan etkisini incelemişlerdir. [25] yapmış oldukları çalışmada $k-\omega$ türbülans modelinin standart, RNG ve realizable olmak üzere üç farklı modelinin merkezkaç pompa geometrisi kullanarak aralarındaki farkları incelemişlerdir. [26] yapmış oldukları çalışmada roket pompaları için kullanılan önçark geometrisi üzerinde muhtemel kavitasyon oluşum bölgelerini sayısal olarak incelemişlerdir. [27] yapmış oldukları çalışmada sayısal olarak, pompa için $ENPY_{\text{gerekli}}$ hesabı yapmışlar ve test sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ayrıca sayısal çözümlemede kavitasyon modellemesinde kullanılan Schnerr ve Zwart modellerini karşılaştırmışlardır.

Yapılan bu çalışmada ise üç farklı pompa için önçark tasarımı yapılmış ve önçarkların geometrileri değiştirilerek hangi parametrenin performans üzerinde etkili olduğu incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ile farklı pompalar ait önçarklar için benzerlik analizi yapılarak optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda herhangi bir pompa için en iyi performansı sağlayacak önçark geometrisinin hızlı bir şekilde tanımlanabileceği belirlenmiştir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLARI

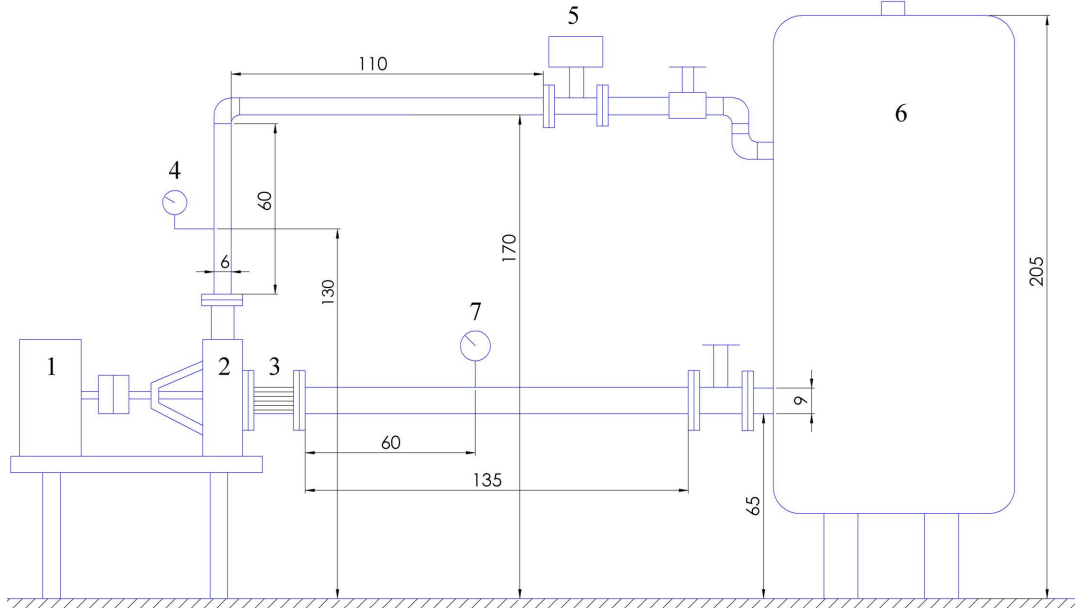
Tez kapsamında, önçark uygulamasının pompa performans karakteristiklerine olan etkisini görebilmek ve sayısal sonuçlar ile karşılaştırabilmek için deneysel ölçümler yapılmıştır. Deneyler ilk olarak İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Hasan Fehmi Yazıcı Hidrolik Makinalar Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Deneyler önce sadece pompa ile yapılmış ve daha sonra önçarkın etkisini görebilmek amacı ile pompanın emme ağzı tarafına ve pompa miline vida bağlantısı ile bağlanan önçark monte edilerek gerçekleştirilmiştir. Tezin ilerleyen kısımlarında farklı pompa ve önçarklar için de deneyler yapılmış olup bu sonuçlar optimizasyon kısmında verilmiştir. Ayrıca daha sonraki deneyler Standart Pompa ve Makina Sanayi Ticaret A.Ş.'nin test standında yapılmıştır.

2.1 Deney Tesisatı

Deney tesisatı kapalı devre ve atmosfere açık sistem olup, şekil 2.1 ve 2.2'de tesisat resmi ve şeması görülmektedir.



Şekil 2.1 : Deney tesisatı.



Şekil 2.2 : Tesisat şeması.

Şekil 2.2’de (ölçüler cm) tesisat şemasındaki numara ile gösterilmiş elemanlar çizelge 2.1’de teknik özellikleri ile birlikte belirtilmiştir. Önçark bronz malzemeden imal edilmiş olup, pompanın emme ağzına vida bağlantısı ile bağlanmıştır. Şekil 2.3 ve şekil 2.4’de önçark ve bağlantı yapısı görülmektedir. Ayrıca önçark içindeki akışın ve kavitasyon oluşumunun görsel olarak incelenebilmesi için pompanın emme ağzına, emme borusu ile aynı çapta, şeffaf plastik (pleksiglas) boru bağlanmış olup, önçark Şekil 2.5 ve 2.6’da görüldüğü gibi bu borunun içine geçirilmiştir. Elektrik motoru ve pompa için verilen bilgiler etiket değerleridir.

Çizelge 2.1 : Tesisat elemanları.

No	Eleman	Özellikler
1	Elektrik Motoru	22 kW, 2920 d/d, cosφ 0.92
2	Merkezkaç Pompa	40 m, 40 m ³ /h, 3000 d/d
3	Önçark	L:100 mm, z:3, D _t :89 mm β:17°
4	Mekanik Barometre	0-10 kgf/cm ² , %1.5 belirsizlik
5	Debimetre	Manyetik debimetre 0-250 m ³ /h
6	Tank	Atmosfere açık, 1.1m ³
7	Vakummetre	-760 mmHg



Şekil 2.3 : Önçark.



Şekil 2.4 : Önçark bağlantı yapısı.



Şekil 2.5 : Şeffaf (pleksiglas) boru.

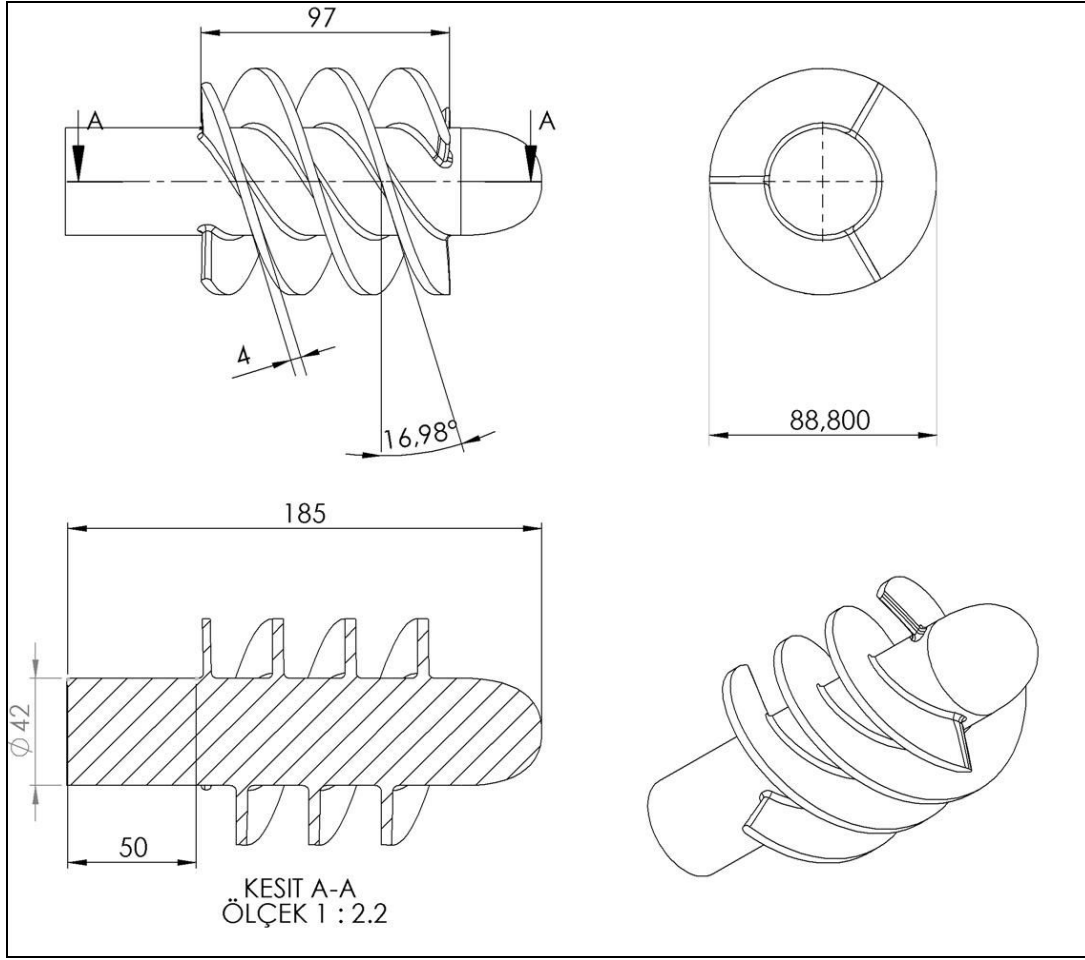


Şekil 2.6 : Önçark pompa bağlantısı.

Önçark ile boru arasında 0.6 mm boşluk bulunmaktadır. Önçarka ait geometrik parametrelerin sembolik gösterimi çizelge 2.2’de ve teknik resmi şekil 2.7’deki gibidir. Şekil 2.4’de görüldüğü gibi önçarkın mile bağlanabilmesi için mile de vida açılmıştır. Bu bağlantı yapısı farklı şekillerde de olabilir. İkinci ve üçüncü pompalar için tasarlanan önçarklar vida bağlantısı ile yapılmamıştır. Pompa mili uzatılarak ve önçarkın içine geçerek kama yardımıyla bağlantı yapılmıştır.

Çizelge 2.2 : Önçark parametreleri ve sembolleri.

Parametre	Sembol	Değer
Kanat uç açısı	β	16.98°
Kanat uç çapı	D_t	88.8 mm
Göbek çapı	D_h	42 mm
Kanat uzunluğu	L	97 mm
Kanat kalınlığı	t	4 mm
Kanat sayısı	Z	3
Kanat uç açıklığı	c	0.6 mm



Şekil 2.7 : Önçark ölçüleri.

2.2 Deneylerin Yapılışı

2.2.1 Basma yüksekliği deneyi

İlk aşamada pompanın en temel karakteristiği olan debi ve basma yüksekliği arasındaki ilişki incelenmiştir. Deneye başlamadan önce manometre kalibre edilmiş ve yaklaşık %1.5 belirsizlik olduğu saptanmıştır.

Pompa çalıştırılmadan önce emme tarafındaki vananın tamamen açık olmasına ve motorun ilk çalışma esnasında fazla yük çekmemesi için basma tarafındaki vananın tamamen kapalı konumda bulunmasına dikkat edilir. Çıkış vanasının tamamen kapalı olduğu konumda manometreden ilk basınç değeri okunur ve kaydedilir. Daha sonra vana tamamen açık konuma getirilinceye kadar çeşitli noktalardaki basınç değerleri alınır. Pompanın ölçülen debiye ait basma yüksekliği değerleri denklem 2.1'deki Bernoulli Denklemi yardımıyla metre cinsinden hesaplanarak debi ve yük eğrisi elde edilir.

$$H[m] = \left(\frac{P_b}{\rho g} + z_b + \frac{V_b^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{V_e^2}{2g} \right) \quad (2.1)$$

Deneylerde basınç ölçümü girişte mmHg ve çıkışta kgf/cm² cinsinden ölçülmüş olup denklem 2.2 ve denklem 2.3 kullanılarak Pa birimine çevrilmiştir.

$$P_e [Pa] = P_e [mmHg] \times 133.22 \quad (2.2)$$

$$P_b [Pa] = P_b [kgf / cm^2] \times 98066.5 \quad (2.3)$$

Giriş ve çıkıştaki hız değerleri denklem 2.4 kullanılarak m/s olarak alınır.

$$V_{e,b} = \frac{Q}{A_{e,b}} \quad (2.4)$$

Devir ölçümleri dijital takometre ile yapılmış olup denklem 2.5 yardımıyla 3000 d/d'ya uyarlanmıştır.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2.5)$$

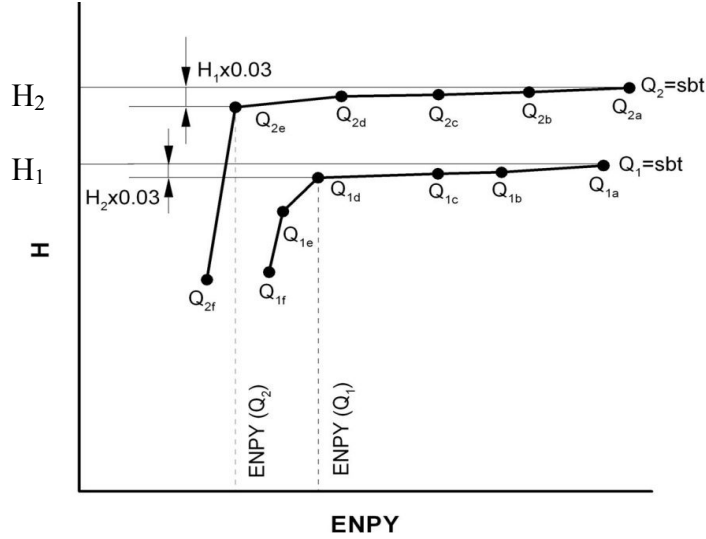
2.2.2 ENPY (kavitasyon) deneyi

Pompanın kavitasyon karakteristiğini gösteren ENPY eğrisinin bulunması emme ve basma vanalarının eş zamanlı kontrol edilmesiyle gerçekleştirilir. İlk aşamda iki vana da herhangi bir pozisyona getirilerek (ikisi de tam kapalı veya tam açık olmamak şartıyla) belli bir debi değeri (Q₁) ve o debiye karşılık gelen basınç değerleri okunur. Denklem 2.1 kullanılarak dikey eksendeki basma yüksekliği değeri (H₁) değeri elde edilir ve şekil 2.8'deki gibi dikey eksene konur. Aynı noktadaki değerler ile denklem 2.6'daki ENPY değeri hesaplanır yatay eksene yerleştirilir ve Q_{1a} noktası elde edilir.

$$ENPY = \frac{P_e - P_v}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} \quad (2.6)$$

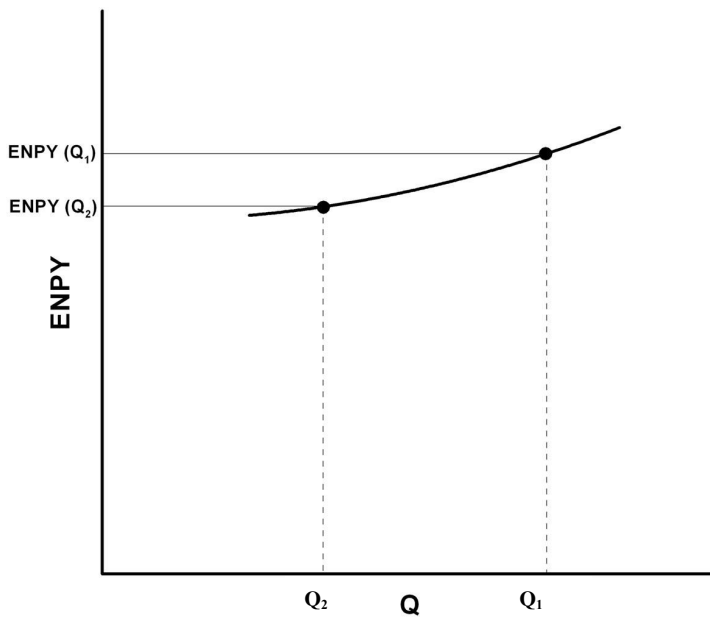
Q_{1a} değeri elde edildikten sonra çıkış vanası bir miktar açılır, bu esnada debi bir miktar artar. Debiyi tekrar Q₁ değerine getirmek için giriş vanası bir miktar kısılır. Bu esnada yine denklem 2.1 ve 2.4'ü kullanarak Q_{1b} noktası elde edilir. Aynı işlem

basma yüksekliği ilk okunan değerin en az yüzde üç altına düşünceye kadar (Q_{1d}) devam ettirilir (Q_{1f} 'ye kadar). Sabit Q_1 değerine ait ENPY Basma yüksekliği eğrisi elde edildikten sonra vanalar başka bir debi değeri (Q_2) elde edilecek konuma getirilir ve aynı işlemler tekrarlanır.



Şekil 2.8 : Sabit debiler için H ve ENPY değişimi.

Pompanın çalışma aralığındaki en az yedi debi değeri için ENPY H eğrileri elde edilir. Ölçülen debide pompanın basma yüksekliğinin yüzde üç düştüğü değerde pompanın kavitasyona girdiği kabul edilir. Bu değerler şekil 2.8'de görüldüğü gibi Q_{1d} noktasına ait $ENPY(Q_1)$ ve Q_{2d} noktasına ait $ENPY(Q_2)$ değerleridir. En az yedi debi noktasına ait ENPY değerleri elde edildikten sonra şekil 2.9'daki gibi pompaya ait ENPY grafiği oluşturulur [28].



Şekil 2.9 : Pompanın kavitasyon karakteristiği.

2.3 Deney Sonuçları

2.3.1 Sonuçların hesaplanmasında esas alınan referans değerleri

Yoğunluk: 998 kg/m^3

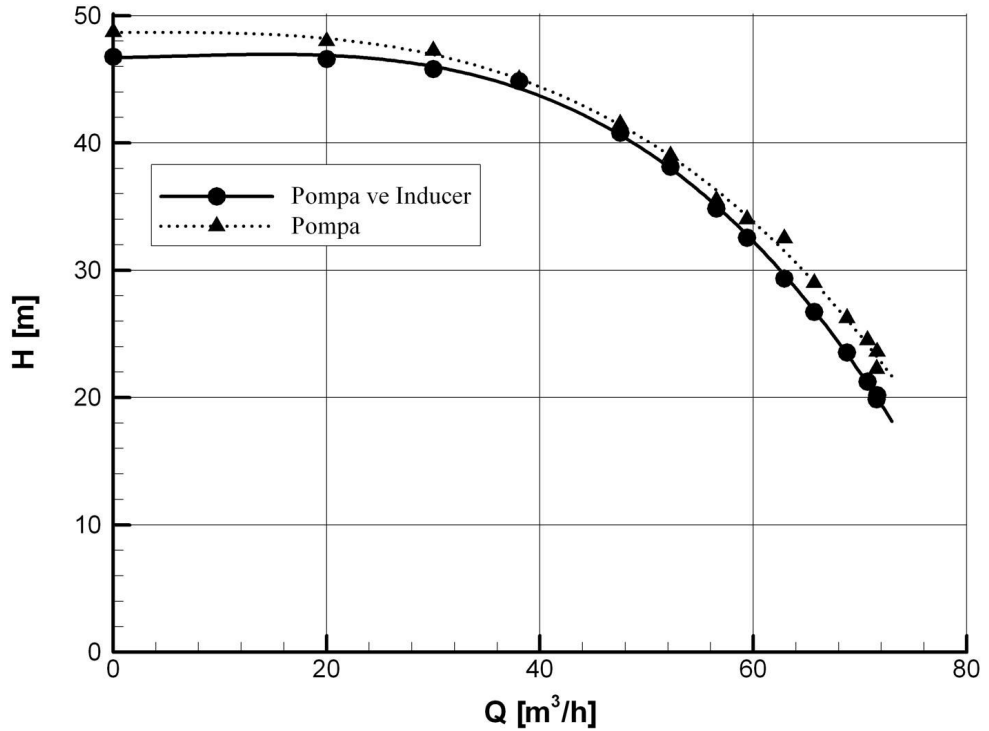
Sıcaklık: 28°C

Buharlaşma Basıncı: 3540 Pa (sıcaklık dalgalanmalarından dolayı ortalama değer)

Yerçekim İvmesi: 9.81 m/s^2

2.3.2 Basma yüksekliği

Pompanın, önçarkın takılı olduğu ve takılı olmadığı durumlardaki deneyle bulunan basma yüksekliği eğrileri şekil 2.10'da verilmiştir.

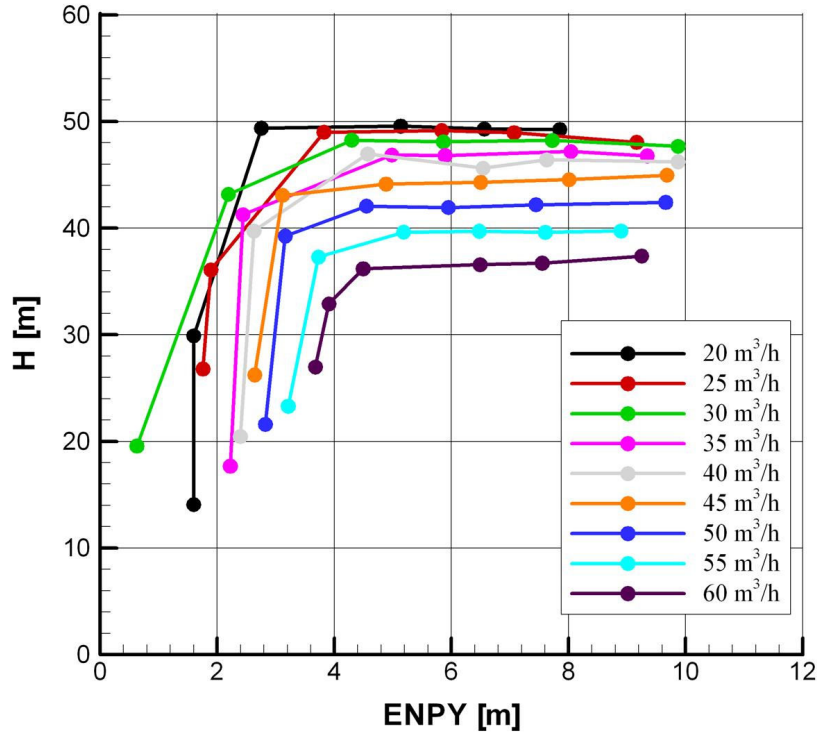


Şekil 2.10 : Sadece pompa ve önçarklı pompa basma yüksekliği değerleri.

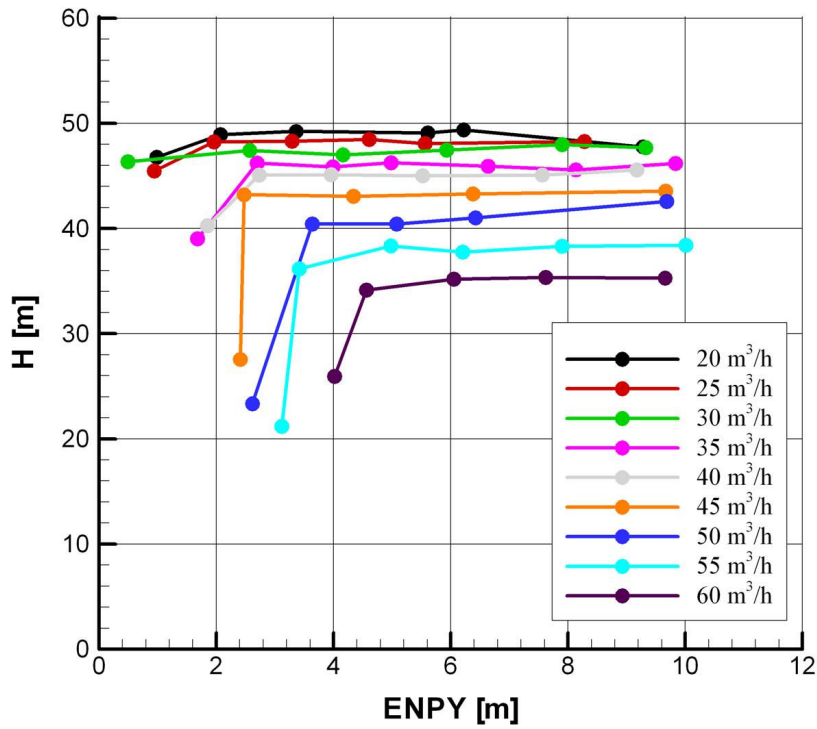
Grafikte, önçarkın pompa basma yüksekliğine düşük bir miktarda olumsuz yönde etki ettiği görülmektedir. Normal şartlarda, önçark da pompa gibi çalıştığından, toplam performansı yükseltmesi beklenir. Fakat burada önçark çıkışı ve pompa çark girişi arasındaki etkileşim oldukça önemlidir. Bu etkileşimdeki en önemli parametre önçark çıkış kenarı ve pompa çarkı giriş kenarı arasındaki eksenel yöndeki açı değeri ve önçarkın bağlantı uzunluğudur [17]. Bu konu inceleme kapsamında tutulmamış olup, önçarkın pompa emiş şartlarını kötüleştirdiği olarak yorumlanmıştır.

2.3.3 Kaviteasyon deneyi

Pompanın ve önçarklı pompanın farklı debi değerlerinde giriş şartlarına yani ENPY değerlerine bağlı olarak basma yüksekliği değerleri Şekil 2.11 ve 2.12'deki gibi verilmiştir.

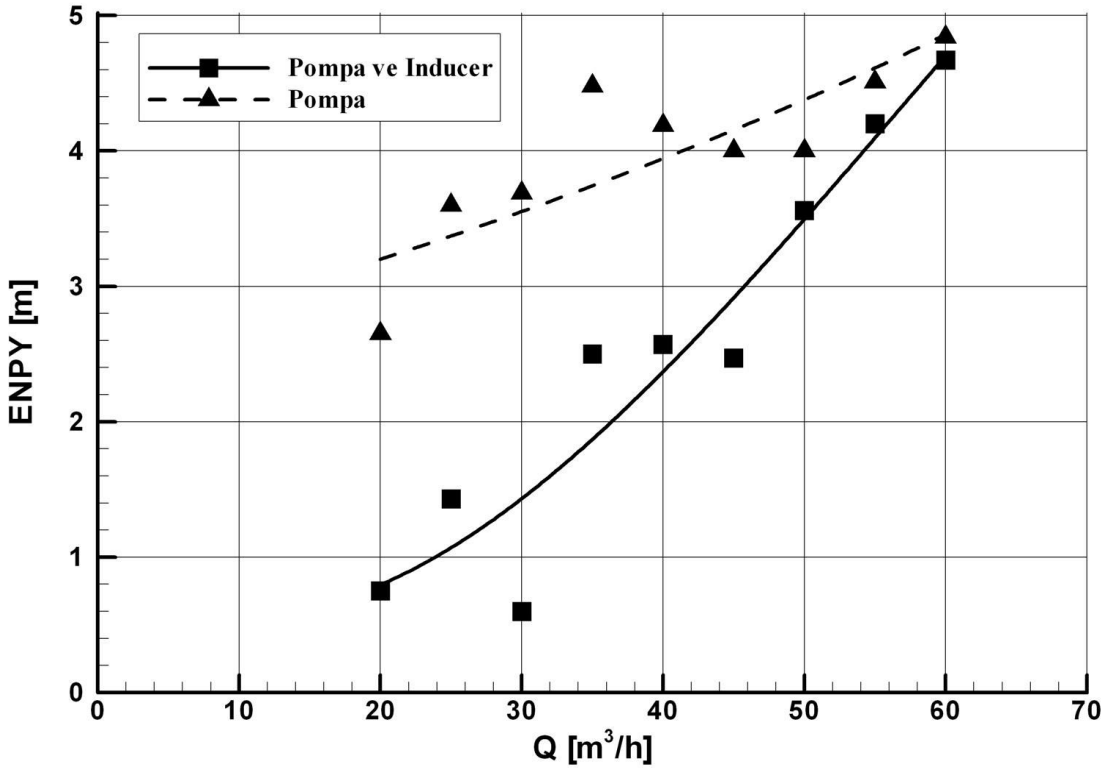


Şekil 2.11 : Sadece pompaya ait basma yüksekliği ve ENPY deney sonuçları.



Şekil 2.12 : Pompa ve önçarka ait basma yüksekliği ve ENPY deney sonuçları.

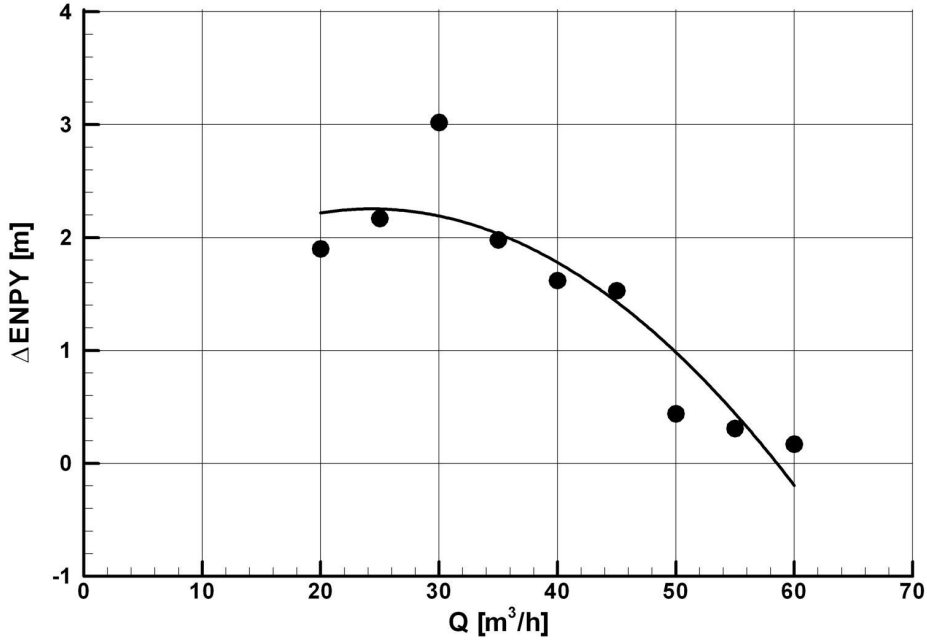
Şekil 2.11 ve 2.12’de görüldüğü gibi yük değerinde her iki grafikte ve sabit debi değerlerinde ENPY değerinin düşmesiyle, başlangıçta küçük miktarlardan başlayarak bir noktadan sonra keskin bir düşüşün olduğu gözlemlenmiştir. Bu keskin düşüşün meydana geldiği geldiği yer de kavitasyon başlangıcı olarak adlandırılmaktadır. Bu değerler kullanılarak önçarklı ve önçarksız durumlardaki debiye bağlı olarak ENPY grafikleri şekil 2.13’de gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : İlk pompa için önçarklı ve önçarksız ENPY deney sonuçları.

ENPY eğrilerine göre önçark uygulamasının pompanın kavitasyon karakteristiğine olumlu yönde etkisi olmuştur. Önçark uygulamasıyla pompanın nominal noktası olan 40 m³/h debide yaklaşık 1.6 metrelik bir düşüş gözlemlenmiştir. Bu değer de yaklaşık olarak % 35’lik bir iyileştirmeye denk gelmektedir. yaygın önçark uygulamalarında da bu değer %25-%50 arasındadır. Aynı zamanda grafikte önçarkın belli bir debi değerinden sonra katkı yapmasının aksine durumu kötüleştirdiği görülmektedir. Bu durum belli bir noktanın altındaki debi değerleri için de geçerli olup, deneylerdeki zorluklardan ve sayısal hesaplamalardaki hataların artmasından dolayı 20 m³/h değerinin altında ölçüm yapılmamıştır. Ayrıca sonuçlara bakıldığında önçarkın pompanın nominal noktasında değilde 30 m³/h debi değerinde en fazla katkıyı yaptığı görülmektedir. Bu da tamamen önçarkın geometrik parametrelerine bağlı olup olağan bir durumdur.

Pompa ve öñçarklı pompanın ENPY değeri arasındaki fark, öñçarkın pompa girişindeki toplam basınç değeri denklemler 2.6'ya göre ne kadar değıştirdiğini göstermektedir. Şekil 2.14'de iki durum arasındaki fark metre cinsinden verilmiş olup, bu fark sayısal çözümlerle karşılaştırmada kullanılacaktır.



Şekil 2.14 : İlk pompa için ENPY değeri arasındaki fark.

Pompa ve öñçarklı pompa modellerinin ENPY değeri arasındaki farkın denklemler 2.7'ye göre, iki durum arasındaki statik basınç farkının olduğunu söylemek mümkündür. Bunun nedeni denklemlerde de görüldüğü gibi iki durumda da giriş basıncının ölçüldüğü kesit değışmemiş olup, buna bağılı olarak dinamik basınç teriminde de herhangi bir değışiklik olmamasıdır.

$$\left(\frac{P_e - P_v}{\rho g} - \frac{V^2}{2g} \right)_{Pompa} - \left(\frac{P_e - P_v}{\rho g} - \frac{V^2}{2g} \right)_{Pompa+\text{Öñçark}} \quad (2.7)$$

2.4 Sonuçların Boyutsuzlaştırılması

Elde edilen sonuçların, geometrik büyüklüklerden ve fiziksel birimlerden kurtarılması ve farklı öñçarklarla daha sağlıklı bir karşılaştırma yapabilmek amacıyla pompanın nominal debi değeri göre boyutsuzlaştırma yapılmıştır. Basıncın ve ENPY değeri boyutsuzlaştırılması için denklemler 2.8, 2.9 ve 2.10 kullanılmıştır [16].

$$\Psi = \frac{\Delta P}{\rho U_t^2} \quad (2.8)$$

$$\Delta P = P_{t_e} - P_{t_b} \quad (2.9)$$

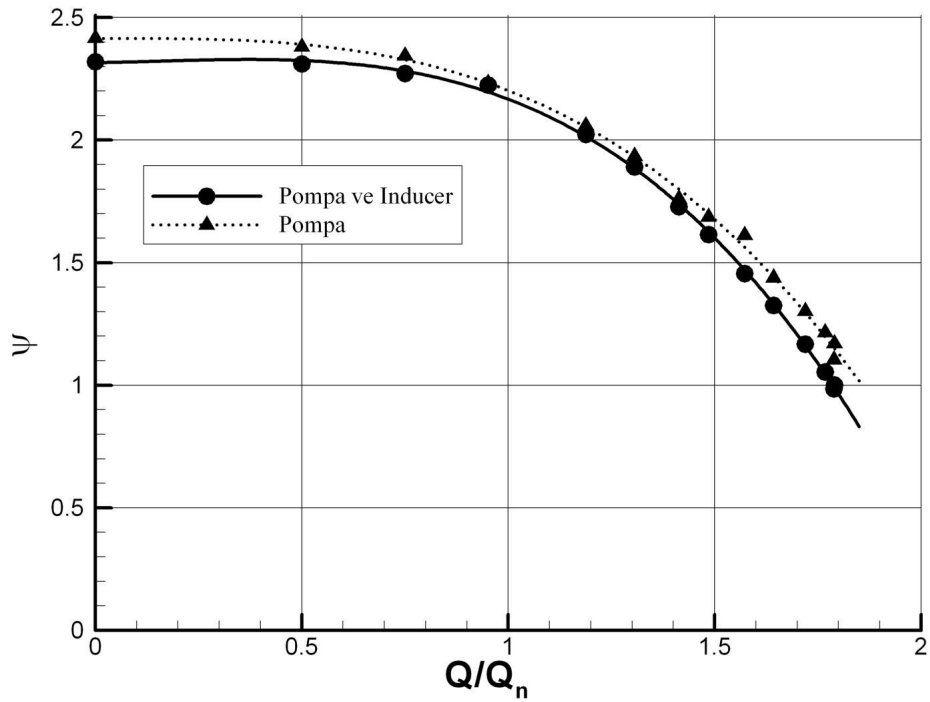
$$\sigma = \frac{gENPY}{\rho U_t^2} \quad (2.10)$$

Pompada basınç katsayısı ve ENPY için genelde denklem 2.11 ve 2.12 kullanılmaktadır. Fakat burada öñçark ile karşılaştırma yapıldığından, öñçarka ait bir parametre olarak öñçark uç çapındaki hız değeri boyutsuzlaştırmaya dahil edilmiştir.

$$\Psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (2.11)$$

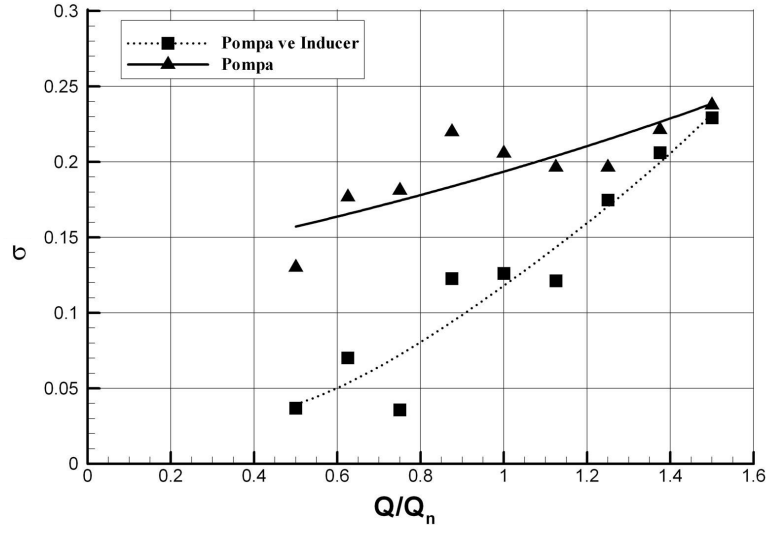
$$\sigma = \frac{gENPY}{\omega^2 D^2} \quad (2.12)$$

Şekil 2.15’de basma yüksekliği değeriinin nominal debiye göre boyutsuzlaştırılmış değeri görölmektedir.

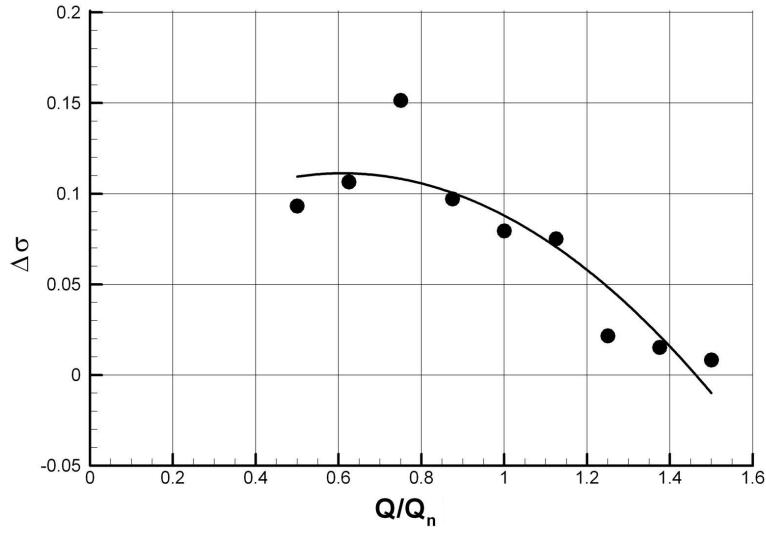


Şekil 2.15 : Boyutsuz basma yüksekliği değeri.

Şekil 2.16 ve 2.17’de boyutsuz olarak iki durum için pompanın ENPY eğrisi ve aralarındaki fark verilmiştir.



Şekil 2.16 : Pompa ve önçarklı pompa için boyutsuz ENPY eğrileri.



Şekil 2.17 : Pompa ve önçarklı pompanın boyutsuz ENPY farkı.

3. SAYISAL ÇÖZÜMLEMELER

Günümüze kadar öñçark uygulamasının pompanın kavitasyon karakteristiğine olan etkisini tahmin edebilmek için çeşitli analitik metodlar kullanılmıştır. Bu analitik metodlar genellikle tek fazlı olarak modellenmiş ve bazı deneysel katsayılar kullanılarak yarı ampirik bağıntılar oluşturulmuştur [3-7].

Tezin esas amacı olan sayısal çözümler ticari bir sayısal çözümler programı ANSYS'in alt yazılımlarından biri olan Fluent ile yapılmıştır. Fluent temelde, çözüm ağı oluşturulan geometride sonlu hacimler metodu kullanarak zamana bağılı veya zamandan bağımsız olarak sayısal çözümler yapmaktadır. Öñçarktaki çözümler başlangıçta tek fazlı ve daha sonra kavitasyon oluşumunu görebilmek amacıyla çift fazlı yapılmıştır.

Tek fazlı ve çift fazlı çözümde matematik modeller birbirinden farklıdır. Çift fazda çözülen denklem sayısı artmaktadır ve buna bağılı olarak da çözüm süresi oldukça uzamaktadır. Bu noktada çift fazlı çözüm, deney sonuçlarıyla kıyaslamaktan ziyade muhtemel kavitasyon oluşum bölgelerini tahmin etmek için yapılmıştır. Deney sonuçları ile tam olarak bir karşılaştırma yapabilmek için, öñçark performans deneylerinin pompa ile birlikte değil tek başına yapılması gerekmektedir [8,12,13,15]. Öñçarkın, pompanın ENPY değerini tam olarak ne kadar iyileştirdiğini tahmin edebilmek için ise pompa ve öñçarkın bütünleşik bir biçimde çift fazlı olarak çözülmesi gerekmektedir [10,15].

3.1 Matematik Model

Sayısal çözüm için kullanılan ana denklemler tek fazlı ve çift fazlı sistemlerde bazı farklılıklar içermektedir. Çift fazlı sistemin tek fazlı sisteme göre temel farkı kavitasyon oluşumu nedeniyle ikinci faz için kütle üretiminin ve geçişinin olmasıdır. Ayrıca çift fazlı sistemlerde hal denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir. Her iki sistem için kullanılan denklemler ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1.1 Tek fazlı sistem

Tek fazlı sistemde, temelde akış hacmindeki süreklilik ve momentum denklemlerinin uzaysal koordinatlarda ve zamanda ayrıklaştırılmasıyla çözümleme yapılır. Önçarkın çözümlendiği akış birden fazla boyutdaki hareketten ve yüksek hızından dolayı türbülanslı bir akıştır ve yüksek ölçüde viskoz etkiler içermektedir. Bu yüzden sistemi çözümlemek için artık bu tür uygulamalarda standart hale gelmiş k-ε türbülans modeli kullanılmıştır [6,11,26]. Bu model kendi içinde Standart, RNG ve Realizabe olmak üzere üç farklı yapıda kullanılmaktadır. Bu üç modelin birbirinden farkı merkezkaç pompa çözümlemesinde daha önce incelenmiştir [25]. Tez kapsamında yapılan çözümlmelerde k- ε Realizable modeli kullanılmıştır. Bu model diğer iki modele göre deneysel sonuçlara daha yakındır. Çözümlemede akış daimi rejimde ve sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir. Kullanılan modele ait ana denklemler, Fluent programında çözümleme yapan denklem 3.1, 3.2 ve 3.3 ve 3.4’de verilmiştir [29].

Süreklilik denklemi ve momentum denklemleri (zaman ortalamalı);

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u_i' u_j'}) \quad (3.1)$$

$-\overline{u_i' u_j'}$ Reynolds stres terimi ve buna bağlı olarak k ve ε için taşıyım denklemleri;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}$$

$$+ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon, \quad k = \overline{u_i' u_i'} / 2, \quad \varepsilon = \mu / \rho \left(\overline{\partial u_i' / \partial x_j} \right) \left(\overline{\partial u_i' / \partial x_j} \right) \quad (3.4)$$

Bu denklemlerde “k” türbülans kinetik enerjisi ve “ε” kayıp oranını temsil etmektedir. C_μ 0.09, C_1 1.44, C_2 1.92, σ_k 1 ve σ_ε 1.2’dir. $S_{\varepsilon,k}$ kullanıcı kaynaklı

terimlerdir. G_k ortalama hız gradyanlarından üretilen türbülans kinetik enerjisidir. σ_k ve σ_ϵ “k” ve “ ϵ ” için Prandtl sayılarını temsil etmektedir. Akışın sınırladığı yüzeyler için “Non-equilibrium wall functions” kullanılmıştır. Genellikle akışın çok kompleks olduğu, yüzeyde ayrılmaların meydana geldiği ve basınç gradyanının çok hızlı değiştiği durumda bu seçenek kullanılır [17]. Bu model temelde yüzeye bütünleşik hücrelerde viskoz alt tabaka ve türbülanslı tam tabaka akışını çözümler.

3.1.2 Çift fazlı sistem

Çift fazlı sistemde tek fazlı sisteme göre önemli ölçüde farklar bulunmaktadır. En başta süreklilik ve momentum denklemlerinin iki faz içinde çözülmesi gerekmektedir. Ayrıca fiziksel olarak akış hacmine iki faz beraber girmemektedir, buna karşın bir fazdan diğer faza kütle geçişi olmaktadır. Bu şartlarda tek bir faz için kütle üretiminin ve aradaki aktarımın tanımlanması gerekmektedir. Bu çözümlerler daha önce VOF denklemleri kullanılarak yapılmıştır [8].

Kavitasyonun başlangıcı ve bitişi esnasında oluşan buharlaşma ve yoğunlaşma, hal denklemlerine ve faz diyagramına göre basınç ve sıcaklığın değişimiyle gerçekleşir. Sıcaklığa bağlı herhangi bir değişim olmadığı sürece, kavitasyon, tanımı itibarı ile sabit sıcaklıkta basıncın düşmesiyle birlikte buhar oluşması olayıdır.

Kavitasyon için günümüze kadar farklı modeller türetilmiştir. Bunlardan biri barotropik hal denklemlerinin kullanılmasıdır [12,14,21]. Denklem 3.5’deki barotropik hal denkleminde görüldüğü gibi akışkanın yoğunluğu ve buna bağlı olarak hangi fazda bulunduğu yalnızca basınca bağlıdır.

$$\rho = \rho(P) \quad (3.5)$$

Bu yaklaşıma göre basınç değerlerinin çözüldüğü noktalarda lokal basınç değeri buharlaşma basıncından büyükse o noktadaki akışkan sıvı, buharlaşma basıncından küçükse de akışkan buhar fazındadır. Gerçek sistemde bu iki faza ilave olarak mevcut akışkanla karışmayan bir fazdan (non-condensable) daha bahsedilebilir. [8,10]. Bu faz da özellikle pompa uygulamaları için genellikle havadır. Ayrıca bu noktada kütle üretiminin olmadığı ve sadece sıvı hava karışımı bir akışkanın aktarımı, [18] tarafından incelenmiştir.

Barotropik modelden farklı bir yaklaşımla burada yapılan sayısal çözümlerde kütle üretimi referans alınarak [22] tarafından geliştirilen ve Fluent programına adapte

edilen Zwart Gerber Belamri kavitasyon modeli kullanılmıştır. Bu model temelde [9] tarafından geliştirilen ve ikinci mertebedeki türevlerin ihmal edildiği tam kavitasyon modeline dayanmaktadır. Ayrıca bu modele dayanarak [23] tarafından geliştirilen Schneer Sauer kavitasyon modeli bulunmaktadır. Bu iki modelin merkezkaç bir pompa üzerinde karşılaştırılması [27] tarafından yapılmıştır.

Zwart Gerber Belamri kavitasyon modeline göre [22] kütle ve momentum korunum denklemleri denklem 3.6 ve 3.7'deki gibi olmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho_m u^i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u^i u^j)}{\partial x^j} = -\frac{\partial P}{\partial x^i} + \rho_m r_\alpha g^i + \frac{\partial(\tau^{ji})}{\partial x^j} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha u^i)}{\partial x^i} = \dot{s}_\alpha \quad (3.7)$$

Burada r_α , u^i , ρ^α ve $\dot{S}_\alpha$ sırasıyla fazlara ait hacimsel oran, kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri, yoğunluk ve kütle üretim oranlarını, g^i yerçekimi ivmesini P basıncı ve τ^{ij} stres tensörünü göstermektedir. Stoke's kanunu gereği stres tensörü denklem 3.8'deki gibi olmaktadır.

$$\tau^{ji} = \mu_m \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \right) \quad (3.8)$$

Buhar ve sıvı fazı için üretilen kütle miktarı toplamda birbirini dengeleyeceğinden, toplam üretim denklem 3.9'a göre sıfır olmaktadır.

$$\sum_{\alpha=1}^N \dot{S}_\alpha = 0 \quad (3.9)$$

Ayrıca hacimsel olarak da oranların toplamı denklem 3.10'a göre bir olmaktadır.

$$\sum_{\alpha=1}^N r_\alpha = 1 \quad (3.10)$$

Sistemde bir faz daha bulunması durumunda hacimsel oranların toplamı yine bir olurdu. Ayrıca karışımın moleküler viskozitesi, yoğunluğu gibi parametreler hacim ağırlıklı olarak hesaplanır. Süreklilik denklemi bütün fazların kendi yoğunluğuna bölünmesiyle denklem 3.11'deki gibi olur.

$$\sum_{\alpha=1}^N \frac{1}{\rho_{\alpha}} \left(\frac{\partial \rho_{\alpha}}{\partial t} + \frac{\partial (r_{\alpha} \rho_{\alpha} u^i)}{\partial x^i} - \dot{S}_{\alpha} \right) = 0 \quad (3.11)$$

Denklem 3.12'ye göre üretilen kütle miktarı skalar olarak eşit olacağından,

$$\dot{S}_v = -\dot{S}_l = \dot{S}_{lv} \quad (3.12)$$

olur denklem 3.13;

$$\frac{\partial u^i}{\partial x^j} = \dot{S}_{lv} \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (3.13)$$

haline gelir. Akışın türbülanslı olduğu durumda momentum denklemlerine Reynolds stres terimi eklenir. Bu ekleme herhangi bir türbülans modeline göre uygulanabilir.

Yukarıda verilen denklemler çift fazlı akışa ait korunum denklemleridir. Kaviteasyon oluşumu, denklem 3.14'deki gibi Rayleigh-Plesset denklemine göre tanımlanmaktadır.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_l} \quad (3.14)$$

Bu denklemde R_B kabarcık yarıçapını σ yüzey gerilim tensörünü ve P_v de buharlaşma basıncını temsil etmektedir. Denklemdeki ikinci derece terimler ve yüzey gerilim değeri ihmal edildiğinde denklem 3.15 haline dönüşür.

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} \quad (3.15)$$

Tek bir kabarcığa ait zamana göre kütle üretim miktarı denklem 3.16' daki gibi olur.

$$\frac{dm_b}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} \quad (3.16)$$

Birim hacimde N_B adet kabarcık olduğu kabul edilirse, buhara ait hacim oranı denklem 3.17'deki gibi olur.

$$r_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (3.17)$$

Kavitasyondan dolayı oluşan toplam kütle üretim miktarı da denklem 3.18'deki gibi tanımlanır.

$$\dot{S}_{lv} = \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} \quad (3.18)$$

Buharlaşamayı ifade eden bu denklem yoğuşma miktarını da hesap edecek şekilde genişletilirse denklem 3.19 haline gelir.

$$\dot{S}_{lv} = F \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_l}} \text{sign}(P_v - P) \quad (3.19)$$

Bu ifadede F ampirik bir kalibrasyon sabitidir. Çeşitli düzenlemelerden sonra yukarıdaki ifade denklem 3.20'deki gibi genelleştirilebilir.

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} P < P_v \Rightarrow F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} \\ P > P_v \Rightarrow F_{cond} \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_l}} \end{cases} \quad (3.20)$$

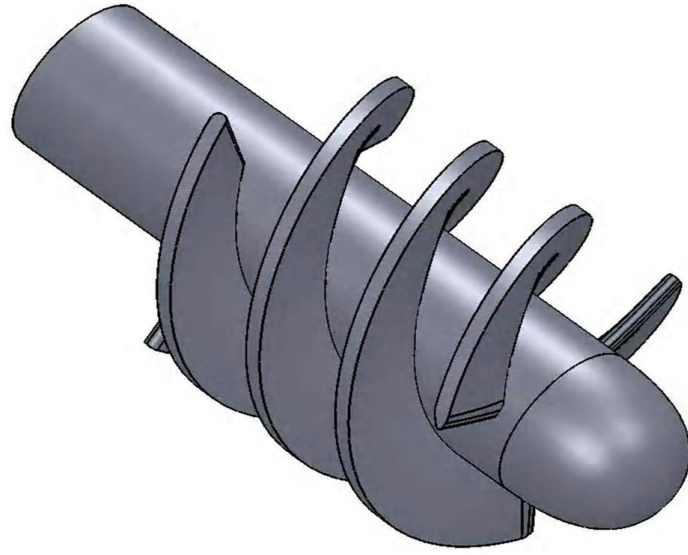
Önçark ve silinir üzerindeki akışın deneysel olarak incelenmesiyle $R_B=10^{-6}\text{m}$, $r_{nuc}=5 \times 10^{-4}$, $F_{vap}=50$ ve $F_{cond}=0.01$ değerleri bulunmuştur [22].

Türbülans için k- ϵ modeli kullanılmıştır. Ayrıca çözüm için SIMPLE algoritması ve basınç hız çifti kullanılmıştır [20]. Bu denklemler sonlu hacimler metoduna göre ayrıklaştırılmıştır.

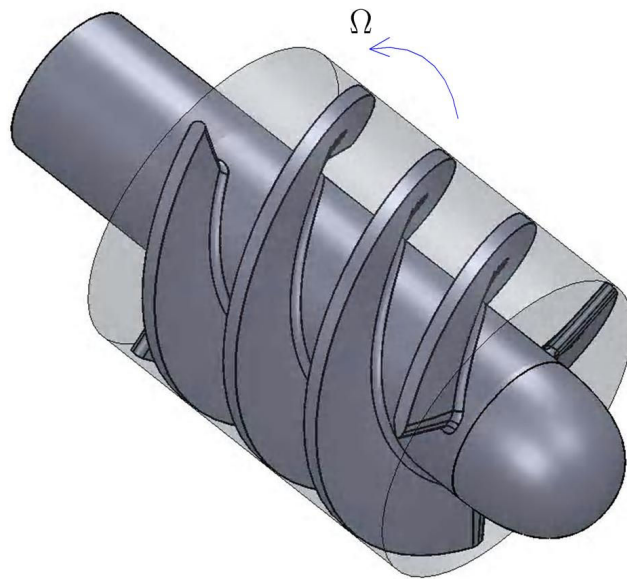
Kavitasyon olayı fiziksel olarak zamana bağlı bir olaydır. Bunun en temel nedeni Rayleigh-Plesset denklemine göre oluşan kabarcık hacminin zamana göre değişmesidir. Fakat pompanın ve önçarkın çalışması esnasında sistem daimi rejimde olduğundan zamana göre çözümleme yapılmamıştır.

3.2 Geometri

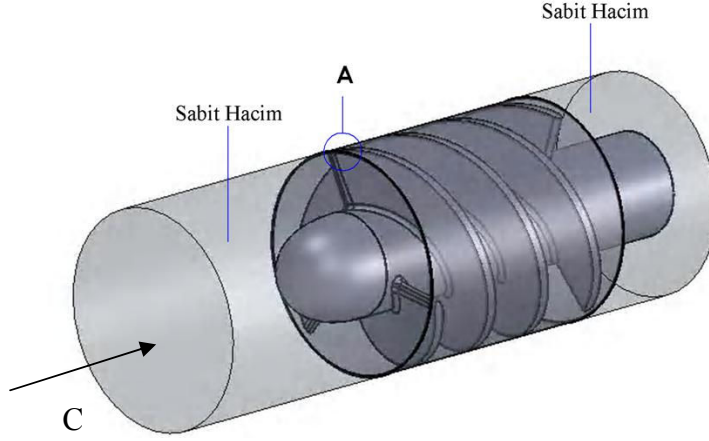
Sayısal çözümlemenin yapıldığı geometri Şekil 3.1 ve 3.2'de gösterildiği gibi bir boru içine yerleştirilmiş önçarkın boru hacminden çıkarılmasıyla elde edilen akış hacminden oluşmaktadır. Çözüme ait geometri üçü sabit ve biri hareketli olmak üzere birbirine bitişik ve etkileşim halinde olan dört hacimden oluşmaktadır. Bu hacimler önçarkın içinde bulunduğu hacim, girişten itibaren önçarka kadar olan sabit hacim, önçarkın arkasından çıkışa kadar olan hacim ve yine sabit olacak şekilde kanat uçlarıyla boru arasındaki hacimdir. Şekil 3.3 ve 3.4'de ise çözüme ait bütün hacimler vermiştir.



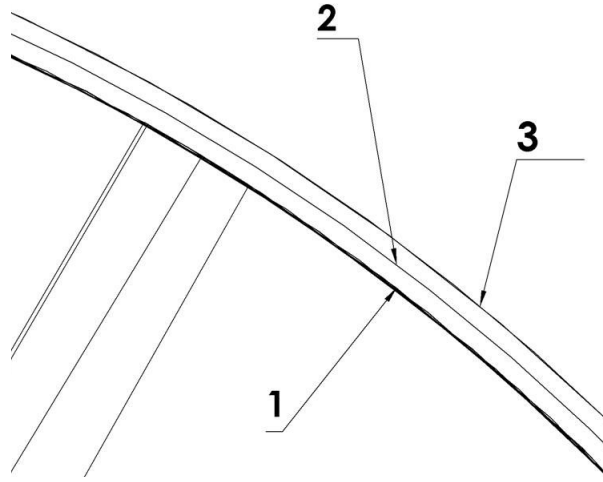
Şekil 3.1 : Önçark.



Şekil 3.2 : Dönen hacim (silindirden önçarkın çıkarılması ile elde edilmiştir).



Şekil 3.3 : Çözüme ait bütün hacimler.



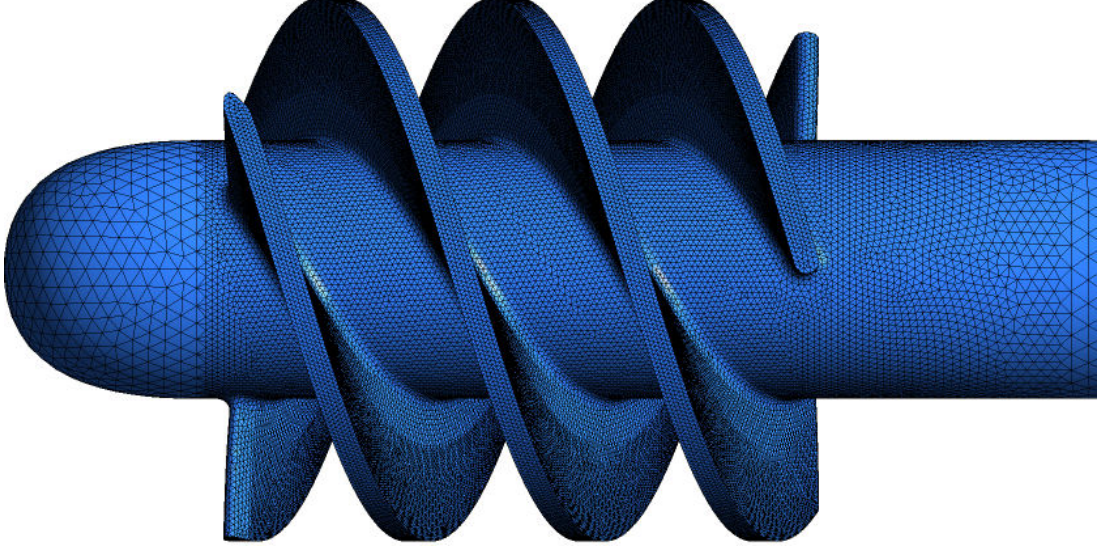
Şekil 3.4 : C'den (Akışkan girişi) bakarak A kesitine ait detaylar

Geometride görüldüğü gibi kanatlar ve boru arasında kalan boşluk için ayrı bir hacim oluşturulmuş ve hesaba katılmıştır [26]. Şekil 3.4'de 1 kanat uç yüzeyini 2 dönen hacmin sınırını 3 de boru yüzeyini temsil etmektedir. Kanat ucu ile sabit hacmin sınırı arasındaki mesafe 0.4 mm ve sabit hacmin kalınlığı 0.4 mm olmak üzere toplam boşluk miktarı yarıçapta 0.8 mm'dir. Ayrıca önçark, geometride bir hacim olarak değil boru hacminden çıkarılmış yüzeyler olarak tanımlanmıştır.

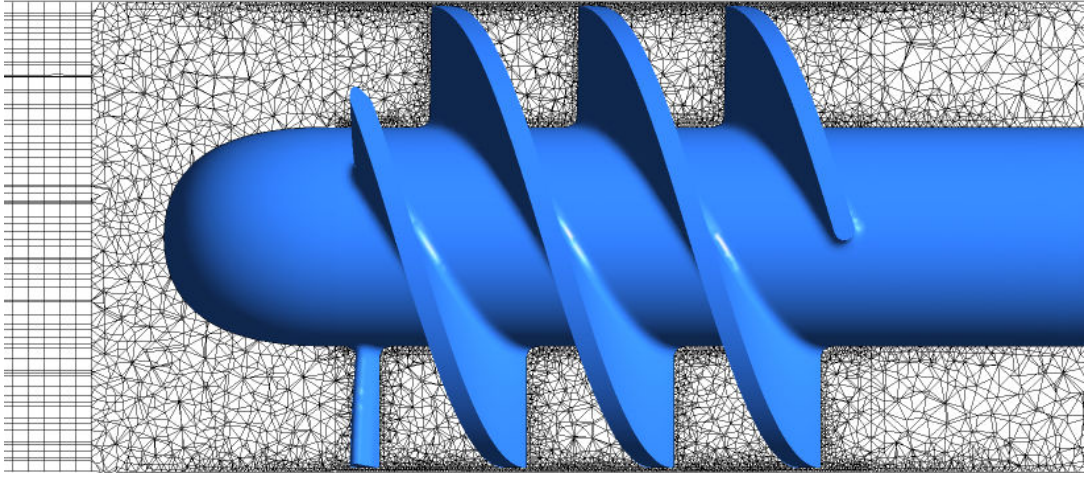
3.3 Çözüm Ağı (mesh)

Katı modeli oluşturulan geometri parasolid formatında ticari bir program olan Gambit ortamına alınmıştır. İlk aşamada geometride bulunan çok kısa kenarlar, keskin köşeler gibi çözüm ağını oluşturmada problem çıkaracak olan kusurlar temizlenmiştir. Hacme mesh atmaya geçmeden önce önçark yüzeylerine mesh atılmıştır. Yüzeylere atılan mesh tedricen büyütülerek bütün hacme aktarılmıştır (Size Function). Önçarkın bulunduğu hacimde ve kanatla boru arasındaki boşluk

hacminde mesh boyutları küçük tutulmuş ve üçgen (tri) mesh kullanılmıştır. Akışı çok fazla etkileyecek bir parametrenin bulunmadığı diğer hacimlerde ise mesh büyük tutulmuş ve heksahedral eleman kullanılmıştır. Bütün Geometride yaklaşık üç buçuk milyon eleman kullanılmıştır. Şekil 3.5 ve 3.6’da önçark yüzeyindeki ve ara kesitteki mesh yapısı görülmektedir.



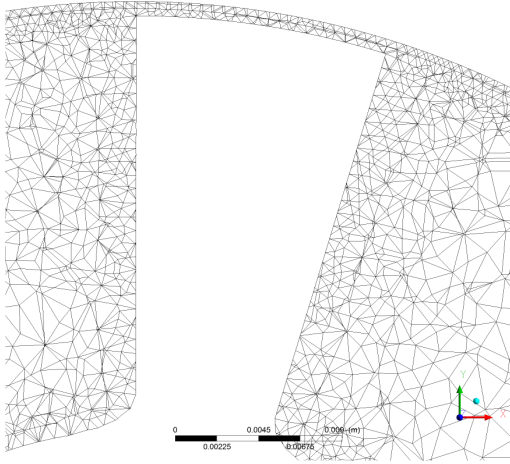
Şekil 3.5 : Önçark yüzeyindeki mesh.



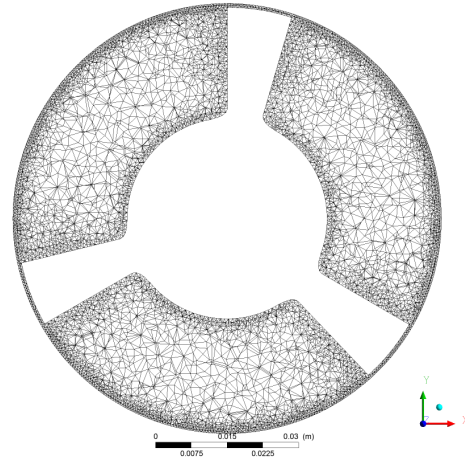
Şekil 3.6 : Dönen ve sabit hacimlere ait ara kesitte mesh.

Mesh yapısında görüldüğü kanatlara yakın yerlerde, özellikle uç kısımlarda boyutlar küçük tutulmaya çalışılmıştır. Bu noktalarda akış viskoz etkilerden oldukça etkilenmektedir. Şekil 3.6’da üçgen elemanların bittiği yerde dörtgen elemanlara geçilmiştir ve de mesh boyutları büyütülmüştür. Bunun nedeni hacmin bu kısmında geometrinin oldukça düzgün olması ve dönel bir hareketin bulunmamasıdır. Üçgen elemanlarla dörtgen elemanların bulunduğu hacim tek bir yüzeyle birbiriyle konuşur vaziyettedir (interior sınır şartı). Şekil 3.7 ve 3.8’de akış yönünde alınmış kesitte

mesh yapısı görülmektedir. Şekil 3.7'deki ayrıntılı kanat görüntüsünde kanadın uç kısmıyla boru arasında yaklaşık 0.4 mm genişliğinde mesh kullanılmıştır.



Şekil 3.7 : Kanat ucundaki mesh.



Şekil 3.8 : Akışa dik mesh yapısı.

3.4 Sınır Şartları

Giriş: Debi, [kg/s]

Çıkış: Basınç çıkışı, [Pa], 0 Pa, Atmosfer Basıncı (Mutlak 1 atm)

Önçarkın İçinde Bulunduğu Hacim: MRF (döner çerçeve), [rpm], 3000 d/d

Solver (çözücü): Basınç temelli, 3d, daimi rejim, hücre temelli.

Çift fazlı sistem için çözüm yapılırken girişte debi değil basınç değeri verilmiştir. Her çözüm noktası için giriş ve çıkış basınç değerleri kademeli olarak düşürülmüştür.

Kurulan modelde tek faz için bütün akış hacimleri sıvı fazda seçilmiştir. çift fazlı durumlarda ise bütün hacimler mixture (karışım) olarak seçilmiştir.

3.5 Analiz Sonuçları

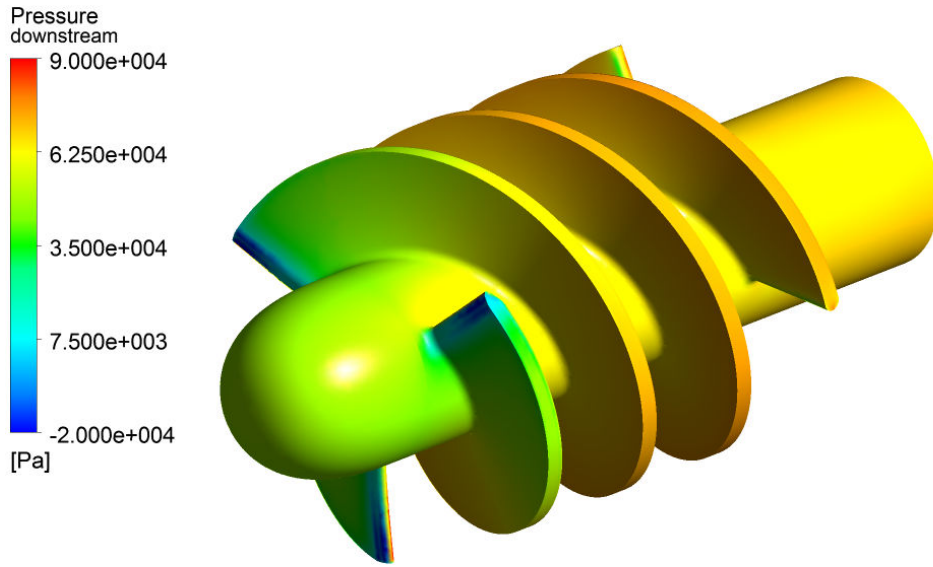
3.5.1 Tek fazlı sistem

Analizler SIMPLE algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir [20]. Bu algoritma gereği, her iterasyon sonucunda artık değerler oluşmakta olup, çözümün matematiksel olarak doğruluğunu arttırmak adına bu artık (residual) değerler en fazla 10^{-4} olacak şekilde iterasyon devam ettirilmiştir. Ayrıca hesaplama esnasında bazı noktalara ait basınç ve debi değerlerini veren göstergeler açılarak bu değerlerin artık değerlerle birlikte sabitlenmesi beklenmiştir. Yüksek debi değerlerinde çözümün

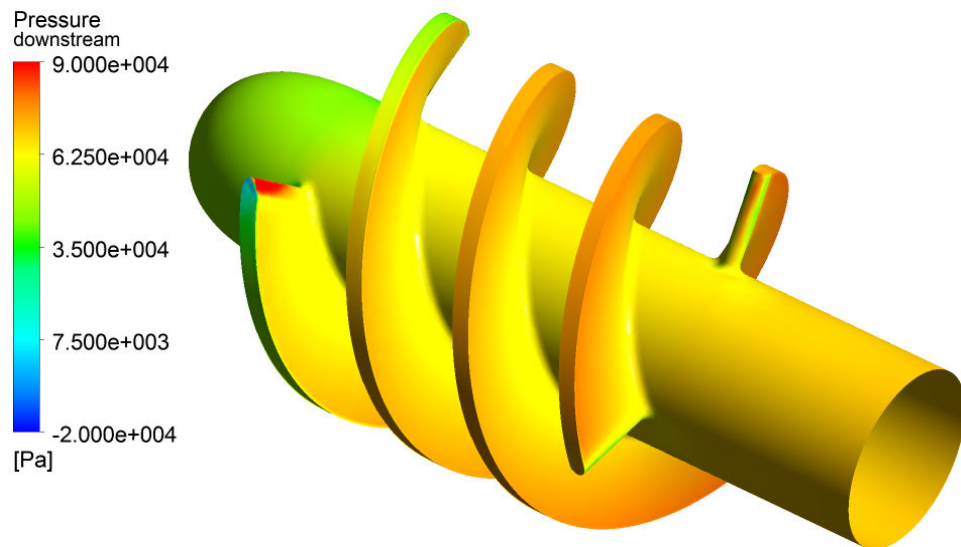
yakınsaması daha az zaman almış ve yaklaşık iki bin iterasyon yapılmıştır. Düşük debi değerlerinde yakınsama biraz daha zaman almış ve yaklaşık sekiz bin iterasyona kadar çıkmıştır. Girişte türbülans yoğunluğu yüzde on ve çıkışta girdap etkilerinin oldukça fazla olmasından dolayı bu oran yüzde yirmi alınmıştır.

Önçark geometrik yapısı itibarı ile aksenal bir pompa gibi çalışmaktadır. Aksenal pompalar akışkanı aldığı doğrultuda basınç kazandıran pompalardır ve basınç değeri girişten çıkışa doğru artar.

Sonuçların değerlendirilmesi adına en önemli parametre önçark üzerindeki basınç dağılımıdır. Şekil 3.9 ve 3.10’da önçark üzerindeki basınç dağılımı görülmektedir.

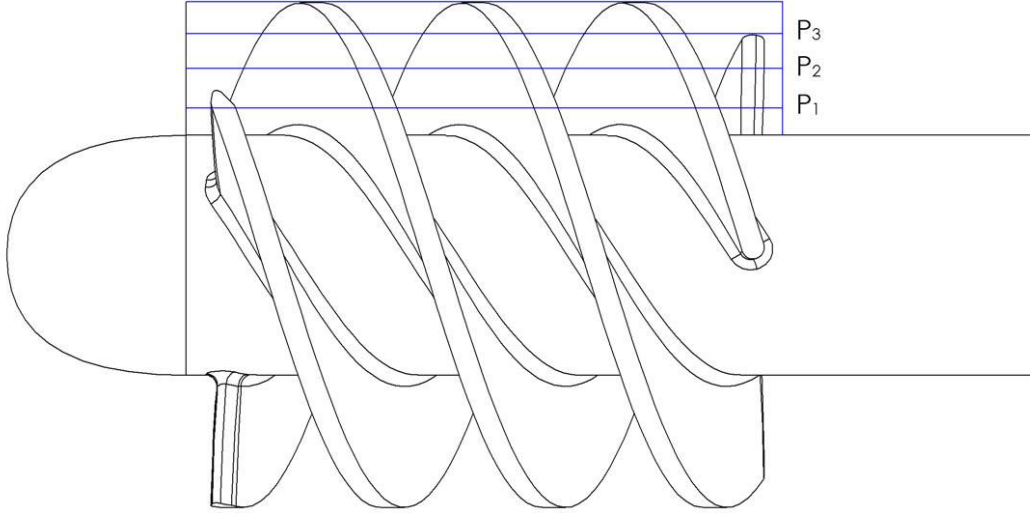


Şekil 3.9 : Önçark yüzeyindeki basınç dağılımı (önden).



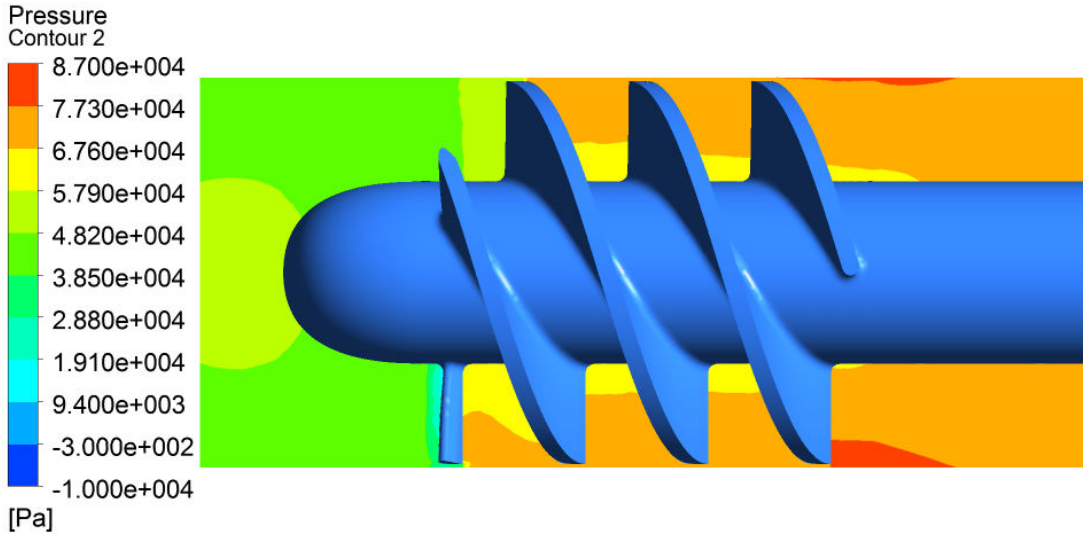
Şekil 3.10 : Önçark yüzeyindeki basınç dağılımı (arkadan).

Şekil 3.9 ve 3.10’da görüldüğü gibi yüzey üzerindeki basınç değerleri girişten çıkışa ve göbekten uca doğru artmaktadır. Önçarkın çap değeri arttıkça çevresel ve helisel hız bileşenleri de artmaktadır. Ortalama basınç artışının büyük kısmı kanatların uç kısmında meydana gelmektedir. Şekil 3.11’de yarıçapa bağlı olarak basınç dağılımı sembolize edilmiştir [13].



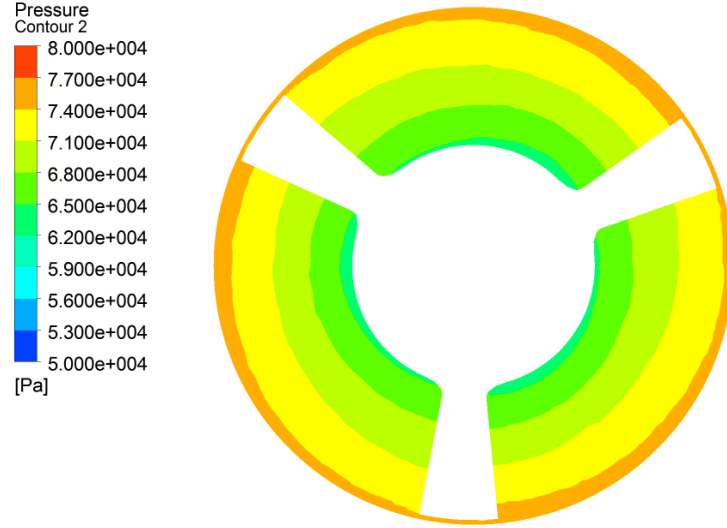
Şekil 3.11 : Çapa bağlı basınç değişimi. $P_3 > P_2 > P_1$

Şekil 3.12’de akışa paralel olarak alınmış bir ara kesitteki basınç dağılımı görülmektedir.



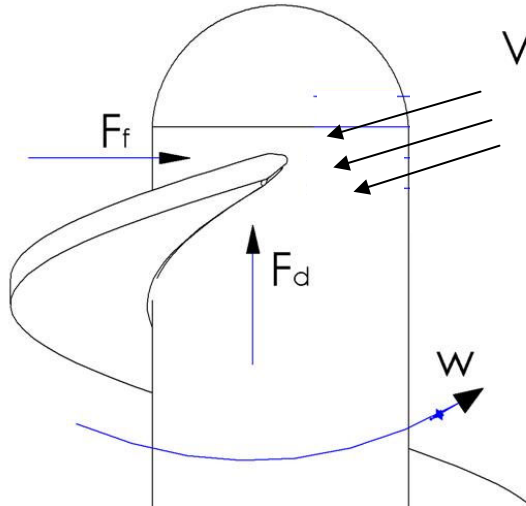
Şekil 3.12 : Akış yönüne paralel ara kesitteki basınç dağılımı.

Ara kesitteki basınç dağılımında görüldüğü gibi göbek çevresinden kanat uçlarına doğru artış vardır. Şekil 3.13’de akışa dik bir kesitte basınç skalası daha iyi görülmektedir. Özellikle boru yüzeyine yakın yerlerde hızların düşmesiyle birlikte basıncın daha fazla arttığı görülmektedir.



Şekil 3.13 : Akış yönüne dik ara kesitteki basınç dağılımı.

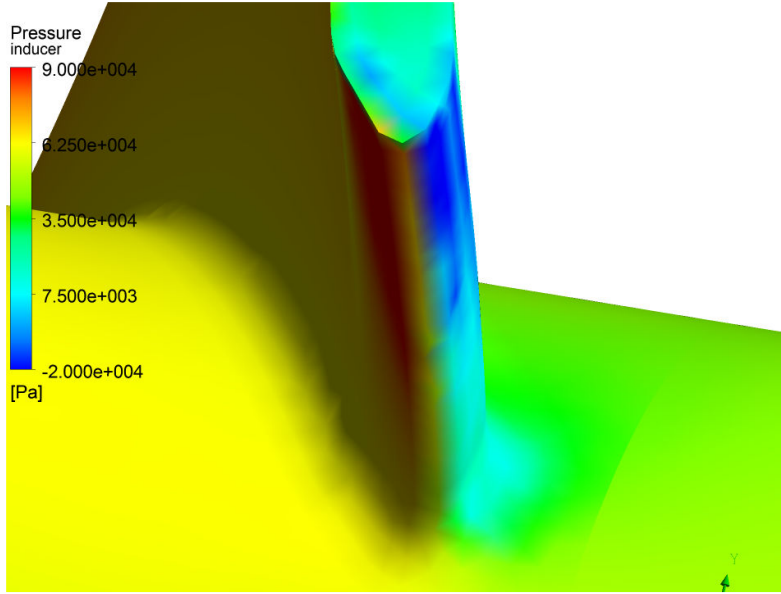
Önçarklarda da radyal çarklarda olduğu gibi akışkana ilk temas eden kenarda (leading edge) basınç değişimi diğer bölgelere göre daha fazla olur. Bunun nedeni akışa dik gelen kenar üzerinde sınır tabaka (boundary layer) oluşmasıdır. Sınır tabakanın oluşması nedeniyle şekil 3.14’de görüldüğü gibi kanadın üst tarafında akış hızı yüksek ve basınç değeri düşük, kanadın alt tarafında ise hızın düşük ve basıncın yüksek olduğu bir bölge oluşur. Kanadın üst tarafındaki basınç değerinin düşük olmasından dolayı kavitasyonun ilk başladığı yer burasıdır. Ayrıca bu basınç farkından dolayı da eksenel ve radyal kuvvetler oluşmaktadır.



Şekil 3.14 : Önçarkın dönüş yönü ve bağıl akış doğrultusu.

Şekil 3.14’de görüldüğü gibi önçarkın kanadı belli bir hücum açısıyla hareket eden kanat geometrisi olarak düşünülebilir. Bu durumda önçarkın varsayılan hareket yönünde, kanadın alt tarafında basınç değeri düşük ve hız değeri yüksek, kanadın üst tarafında ise, basınç değeri düşük ve hız değeri yüksek olur ve kenar kavitasyonu

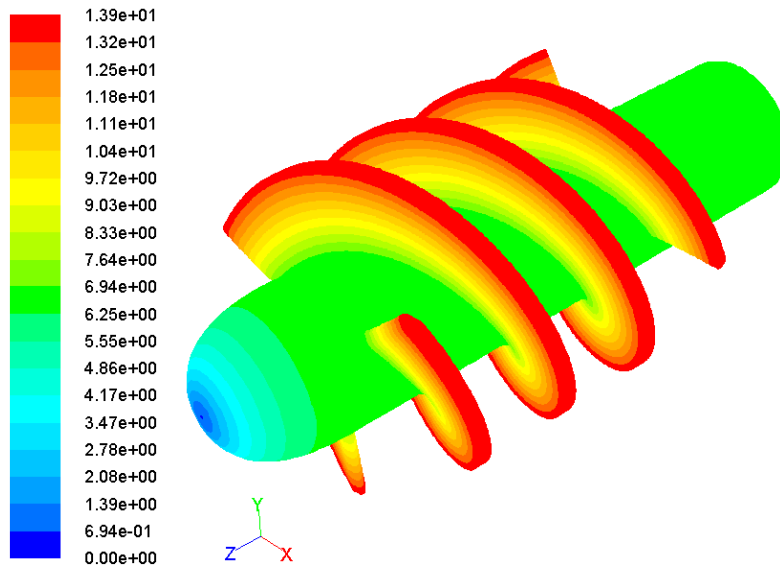
oluşmasına neden olur [14]. Şekil 3.15’de kanadın ilk kenarı üzerindeki basınç dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.15 : Akışın ilk geldiği kenar (leading edge) üzerindeki basınç dağılımı.

Kanadın ön yüzeyinde yani akışın geldiği yönde basınç değeri diğer bölgelere göre oldukça düşük değerdedir. Kanadın arka kısmında ise basınç değeri ön tarafa göre oldukça yüksektir. Aynı zamanda bu basınç farkı nedeniyle akışa ters yönde aksel kuvvet oluşmaktadır.

Sayısal çözümlerde önçark kendisine bitişik olan hacimle beraber aynı hızda dönmektedir. Bu yüzden Şekil 3.16’da görüldüğü gibi çizgisel hız (üç yöndeki hız bileşenlerinin toplamı) dönme ekseninden kanatların ucuna doğru artmaktadır.



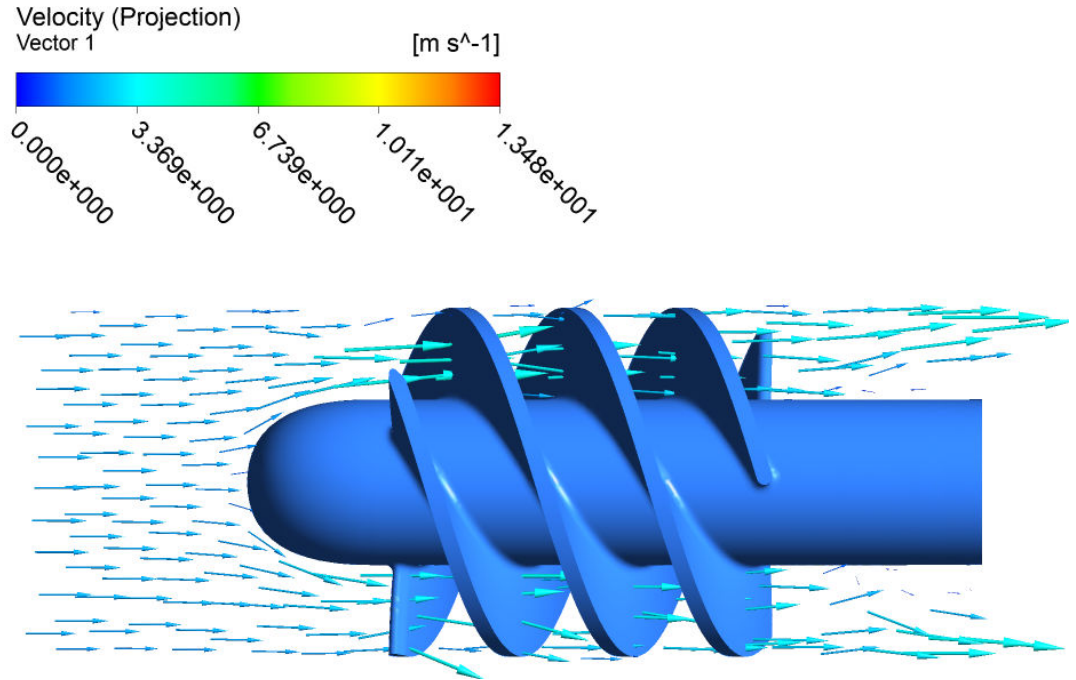
Şekil 3.16 : Önçarka ait hız ölçeği.

Önçarktaki hız değerlerinde görüldüğü gibi dönme merkezinde hız sıfırdır ve en uç kısımda ise yaklaşık 14 m/s değerindedir. Denklem 3.21 ile de kıyaslama yapıldığında aynı değer olduğu görülmektedir.

$$V = \omega R \quad (3.21)$$

$$V = \frac{\pi 3000 d / d}{30} \times 0.045 m = 14.1 m / s$$

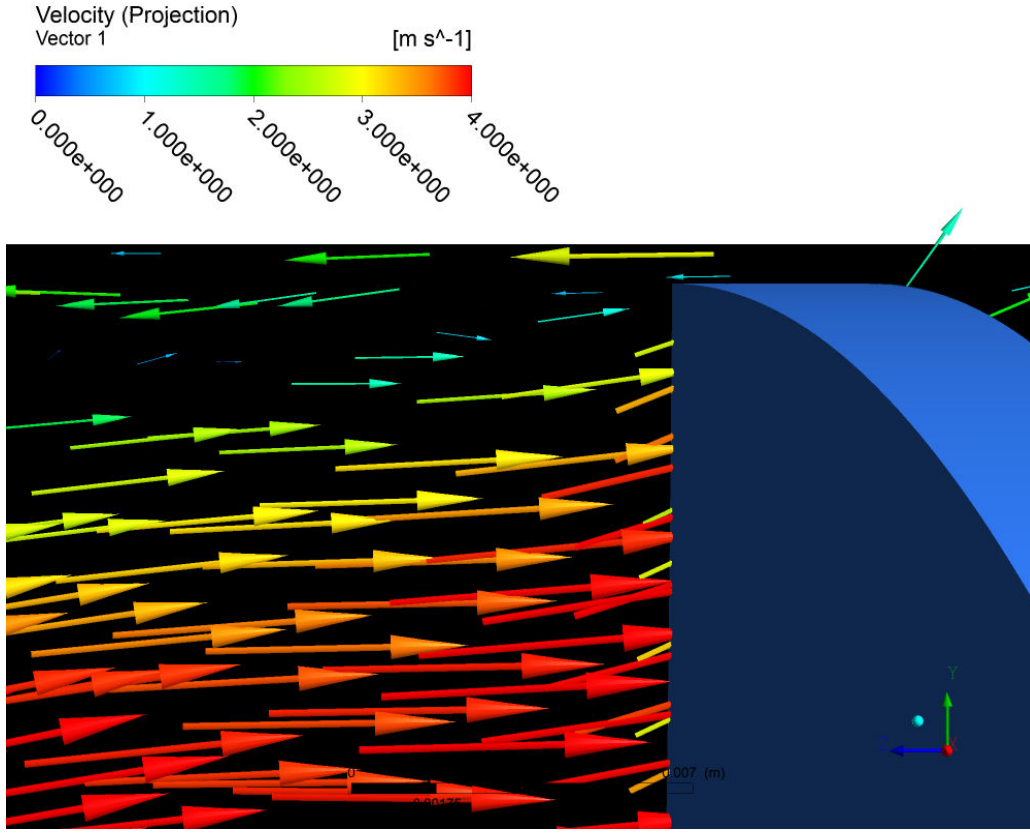
Şekil 3.17’de akış düzlemine paralel alınan kesitte, akış yönü ve hız vektörleri görülmektedir. Hız vektörleri alınan kesite teğet olacak şekilde yansıtılmıştır.



Şekil 3.17 : Akış yönüne paralel kesitte hız vektörleri.

Turbomakinalarada, özellikle pompalarda hareket eden ve birbiriyle temas halinde olan elemanlar için sürtünmeyi ve aşınmayı önlemek adına, iki eleman arasında bir miktar boşluk bırakılır. Fakat akışkanın yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye hareket etme eğiliminde olmasından dolayı bu boşluklar mümkün olduğunca küçük tutulmaya çalışılır. Bu mesafe önçark açısından değerlendirilirse, önçarkın zamanla ağırlığından dolayı oluşabilecek sehimi de tolere edebilmelidir. Deneyleri yapılan önçarkdaki boşluk miktarı yarıçapta yaklaşık 0.6 mm olup sayısal çözümlerde daha düzgün mesh atabilmek için dolayısı ile daha stabil bir çözüm elde edebilmek için 0.8 mm alınmıştır. Şekil 3.18’de kanat uç kısmındaki kesitte hız vektörleri görülmektedir. Burada basınç akış yönünde artmakta ve aradaki boşluktan,

basınç gradyenin ters yönlü değişmesinden dolayı geri dönüşler ve girdaplar olmaktadır [4].



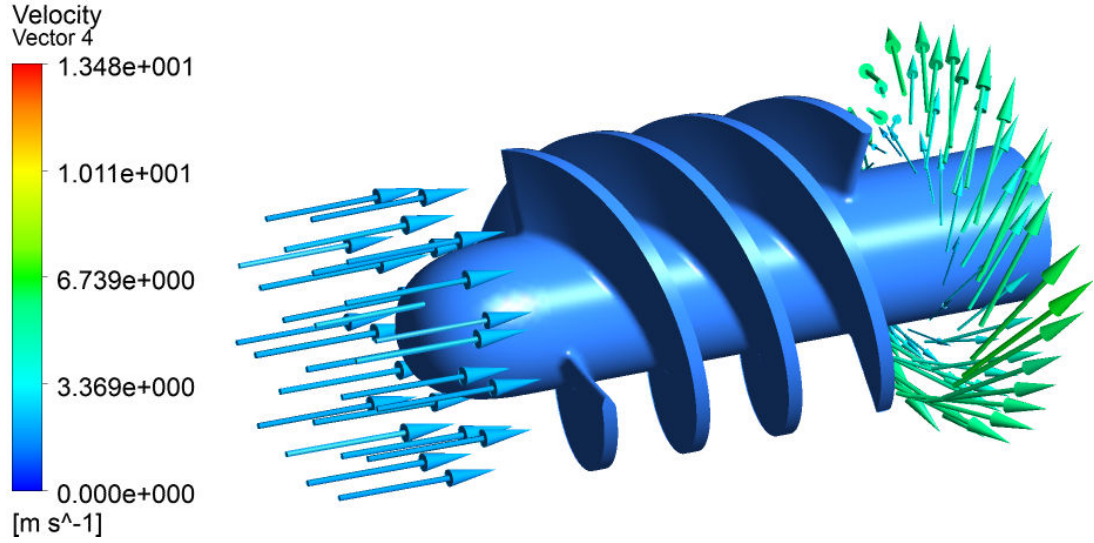
Şekil 3.18 : Boşluktaki geri dönüşler.

Şekil 3.18'e göre akışın x doğrultusunda hareket ettiği kabul edilirse geri dönüş olayı matematiksel olarak denklem 3.22'e göre ifade edilir.

$$\frac{\partial P}{\partial x} > 0 \quad (3.22)$$

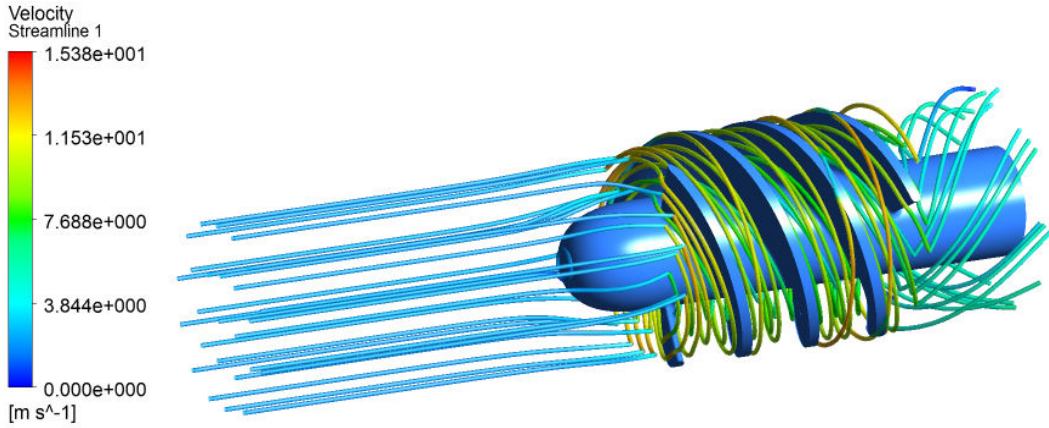
Pompa girişinde hız değerinin artması kavitasyon oluşma riskini de artırır. Normal şartlarda pompa girişinde akış hızının ortalama 3 m/s değerini geçmemesi istenir. Pompaya önçark monte edildiğinde girişte, önçarkın göbek çapı ve kanatların kalınlığından dolayı, alan olarak bir daralma meydana gelir. Bu daralma da girişteki hızı arttırmaktadır. Hız değerinin artmasıyla yine kayıp miktarı da artmaktadır ve önçarkın kazandırdığı basınç artışı sürtünmelerle kaybolmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak kanat aralarındaki aksenal hızın 4-5 m/s değerini geçmemesi istenir, bunun içinde göbek çapı mümkün olduğunca küçük tutulmalıdır. Şekil 3.19'daki vektörlere bakıldığında bu değer yaklaşık olarak 4 m/s civarındadır. Önçark çıkışında ise dönel hareketin de etkisiyle hız değeri kaçınılmaz olarak artmaktadır.

Bu noktadaki hız değerleri de kanat açısıyla yakından ilgilidir. Şekil 3.19’da giriş ve çıkıştaki hız yönü ve değerleri görülmektedir.



Şekil 3.19 : Akış hacmindeki hız vektörleri.

Girişten itibaren hız değerlerine bağlı olarak üç boyutlu akım çizgileri şekil 3.20’deki gibidir.

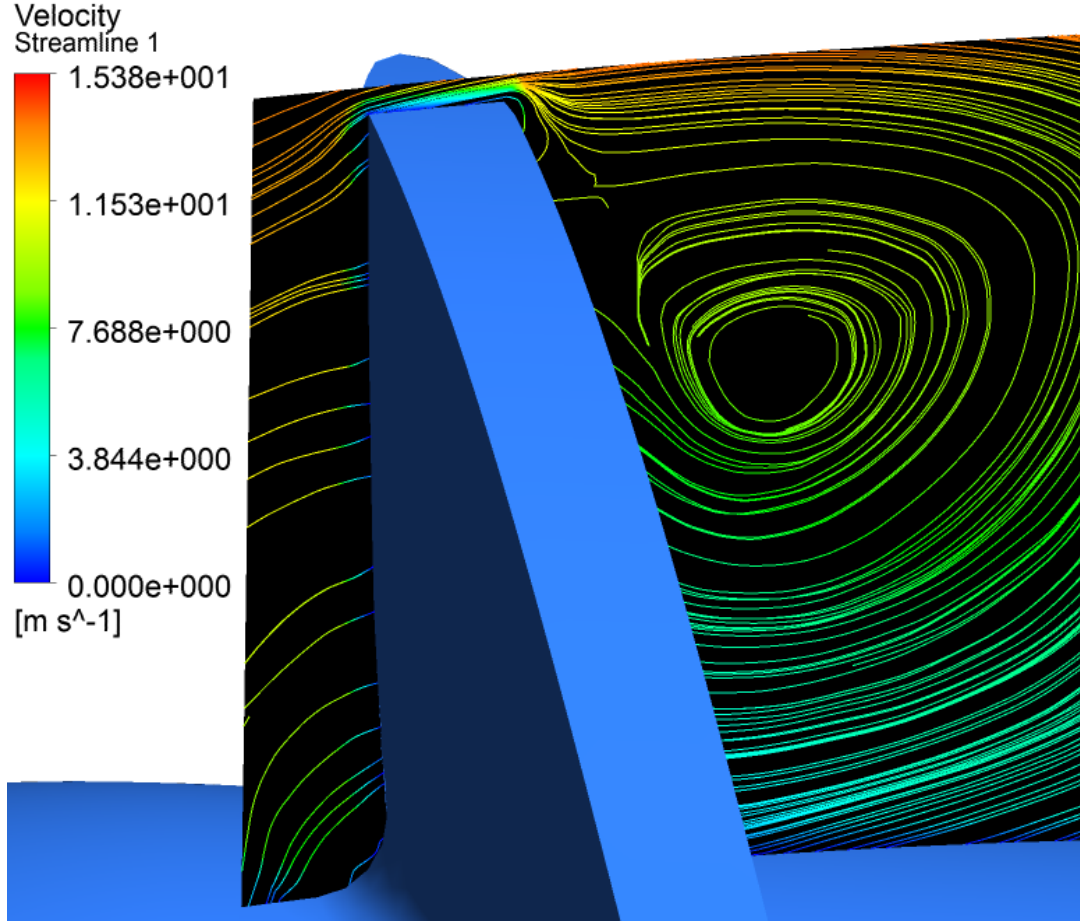


Şekil 3.20 : 3 boyutlu akım çizgileri.

Girişten dönme hacminin başladığı sınıra kadar akış sadece eksenel yönde hareket etmektedir. Kanatların arasına girdiğinde dönme başlamakta ve kanatlardan çıktıktan sonra kanat arasındaki dönme yönünün tersine dönmektedir. Önçarkın dönme yönü de, akışın kanattan çıktıktan sonraki dönme yönüdür.

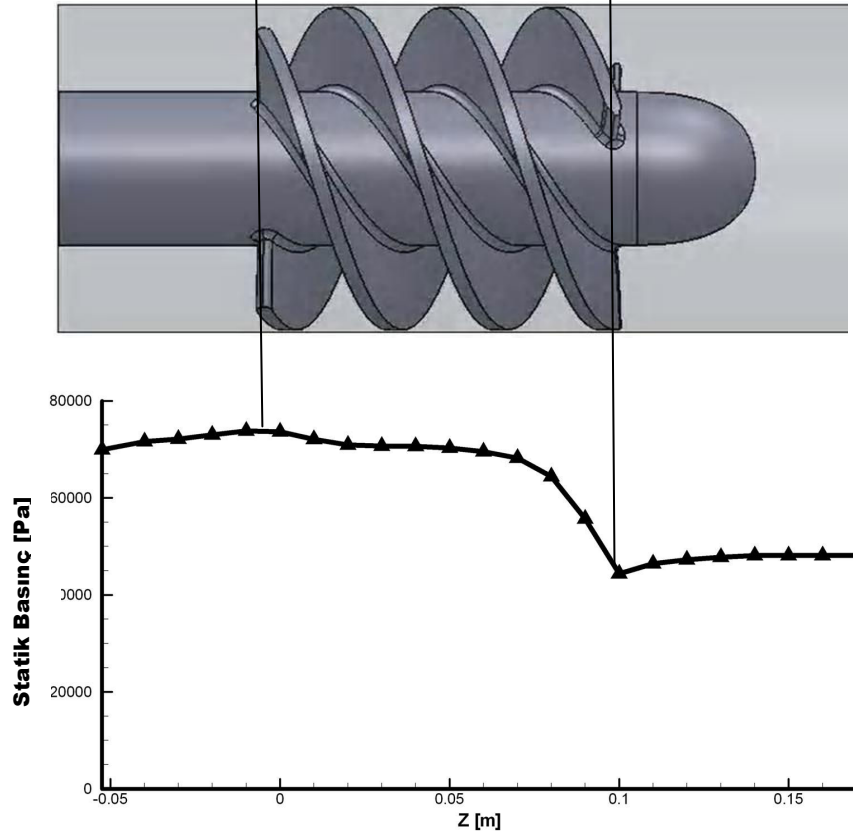
Şekil 3.17’deki hız vektörlerinin gösterildiği profil boruyu tam ortadan ikiye kesmektedir. Ve dolayısıyla kanatlarla, kanat uç açısı kadar (β) açı yapmaktadır. Şekil 3.21’de girişte kanada dik bir kesit alınmıştır ve alınan kesitte kanatlar arasındaki iki boyutlu akım çizgileri görülmektedir. Kanatlar arasındaki akım

çizgileri dönmenin ve kanatla boru arasındaki dönmenin etkisiyle bu kesitte geri dönüş yapmaktadır ve girdaplar oluşmaktadır [4].



Şekil 3.21 : Kanada dik alınmış kesitte akım çizgileri.

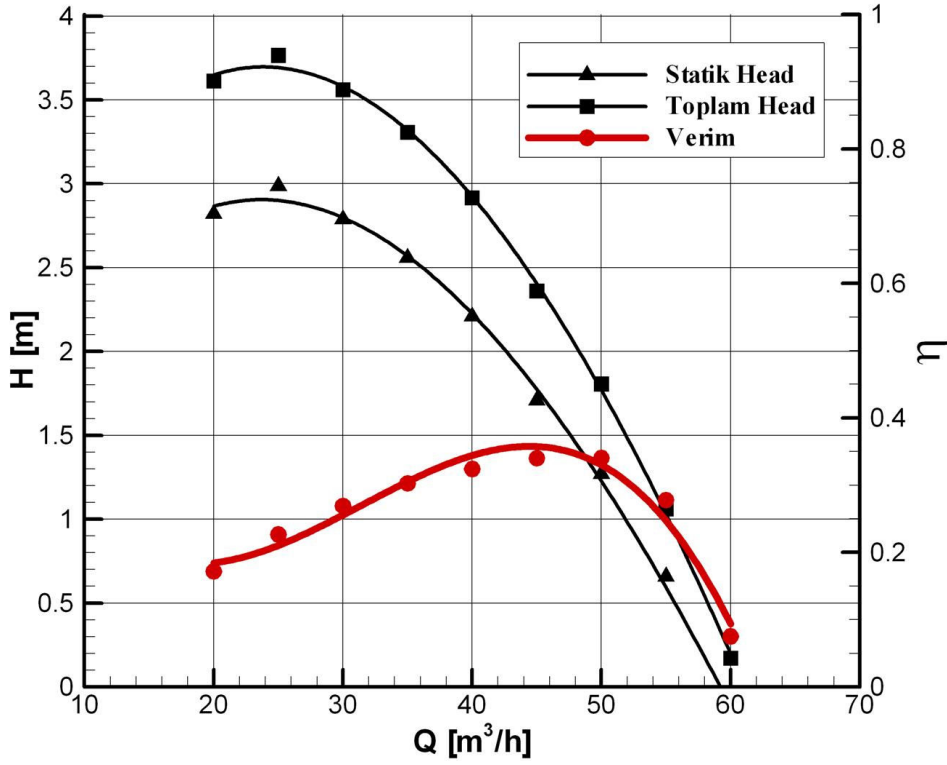
Önçarklar genellikle pompa miline bağlanarak çalıştırılırlar ve bu nedenle mil, radyal yüklere maruz kalır. Etki eden bu radyal kuvvetlerden dolayı zamanla milde ve önçarkta sehim oluşur, bunun sonucunda da pompa flanşına veya boruya sürterek aşınmaya neden olur. Bu durumdan kaçınmak için önçark malzemesi mukavemet açısından elverdiği derecede hafif ve boyutları küçük olmalıdır. Bu noktada en önemli parametre de önçarkın uzunluğudur. Bu uzunluk değeri mümkün olduğu ölçüde kısa tutulmalıdır. Şekil 3.22’de akış yönünde aralıklarla akışa dik alınan kesitlerdeki ortalama basınç değerleri görülmektedir. Önçark, basınç artışının büyük bölümünü, akışın temas ettiği kenardan sonra kısa bir mesafede gerçekleştirmektedir ve bu değerlere bakılarak önçark için optimum uzunluk değeri bulunabilir. Ayrıca basınç artışının en büyük oranda gerçekleştiği kısım aynı zamanda önçark çapı ve açısı gibi parametrelere bağlıdır.



Şekil 3.22 : Akış hacminde akış doğrultusundaki ortalama statik basınç değerleri.

Şekil 3.22’de görüldüğü gibi basınç değeri girişten itibaren önçarkın ucuna gelene kadar sürtünmelerden dolayı bir miktar düşmüş, önçarkın ucundan kanadın ilk temas ettiği noktaya kadar kesit daralmasının da etkisiyle bir miktar daha düşmüş ve bu noktada en düşük değerine ulaşmıştır. Bu noktadan itibaren basınç artışının yaklaşık yüzde seksenlik kısmını uzunluğun ilk yüzde yirmilik kısmında gerçekleştirmiştir. En yüksek değere kanatlardan kurtulduğu anda ulaşmış ve türbülans etkisiyle sürtünme kayıplarının artmasından dolayı tekrar düşmüştür.

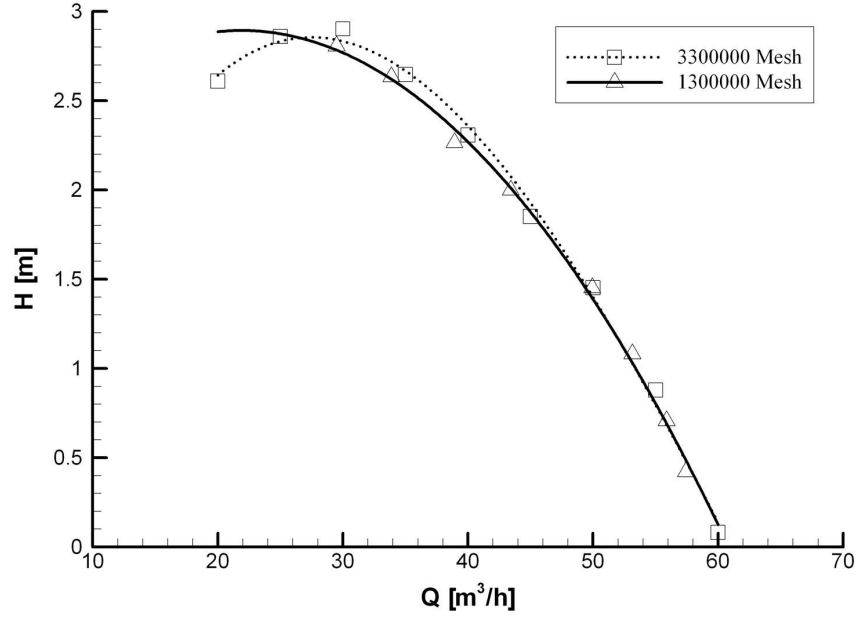
Önçark, pompa nominal debisi referans alınarak farklı debilerde analiz edilmiş ve performans eğrileri elde edilmiştir. Önçarkın toplam basınç artışı göz önüne alınarak elde edilen debi basma yüksekliği ve verim eğrisi şekil 3.23’deki gibidir. Önçarkın verim eğrisine göre nominal nokta yaklaşık olarak 45-50 m³/h aralığındadır. Pompanın nominal debisi ise 40 m³/h değerindedir. Pompanın nominal debisi ile önçarkın ki arasında bir fark söz konusudur. Bu durum toplam sistem veriminin de aşağı düşmesine neden olmaktadır. Önçark tasarımı yapılırken verimlerin aynı olması da göz önüne alınmalıdır. Aradaki fark çok fazla olmasa da büyük pompalarda daha fazla enerji ihtiyacına neden olmaktadır.



Şekil 3.23 : Önçark debi basma yüksekliği ve verim eğrisi (sayısal).

Önçarklar geometrik yapısı itibarı ile aksenal çark gibi çalışırlar. Aksenal çarkların basma yüksekliği ve debi eğrisi radyal çarklara göre biraz farklıdır. Radyal çarklarda basma yüksekliği eğrisi kapalı vanaya yani sıfır debiye doğru sürekli artma eğilimi gösterir. Aksenal çarklarda ise şekil 3.23’de görüldüğü gibi belli bir debi değerinde basma yüksekliğinde belirsiz bir bölge ve devrilme oluşur. Burada analizler yakınsama probleminden ve çözümün stabil olmaması dolayısıyla 20 m³/h’e kadar yapılmıştır. Basınç değerindeki devrilme 25 m³/h civarında görülmektedir. Ayrıca aksenal çarkların verim karakteri de radyal çarklara göre farklıdır. Aksenal çarklarda radyal çarklara göre verim değeri nominal noktadan sonra daha keskin bir düşüş göstermektedir.

Sayısal hesaplamaların matematiksel olarak doğru çözüldüğünün anlaşılabilmesi için çözümün mesh sayısından bağımsız olması gereklidir. Şekil 3.24’de görüldüğü gibi farklı mesh sayılarında sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca farklı mesh sayılarının da çözümleme yapılırken basma yüksekliği için farklı debi değerleri sınır şartı olarak verilmiş ve eğrinin genel karakterinde değişiklik olmamıştır. Sadece küçük debilerde fark bir miktar açılmıştır. Bunun nedeni yukarıda bahsedilen aksenal pompalar için belli bir noktadaki belirsizlik durumu ve debinin düştükçe yakınsamanın zorlaşmasıdır.



Şekil 3.24 : Mesh sayısına bağlı olarak basma yüksekliği değerleri.

3.5.2 Çift fazlı sistem

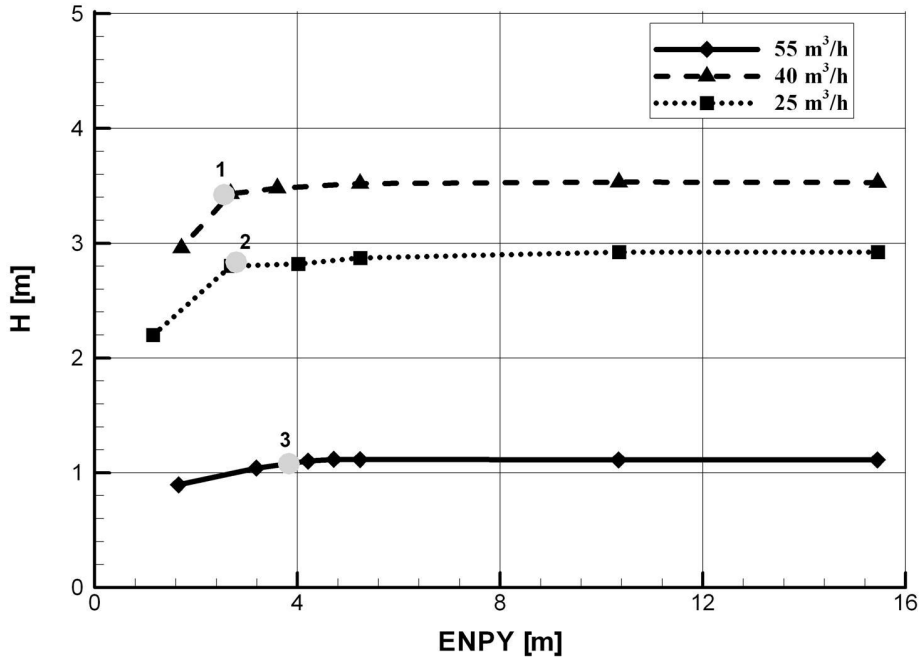
Çift fazlı sistemde iki ayrı faz için de çözümleme yapıldığından bilinmeyen ve denklem sayısı artmaktadır ve bu nedenle çözüm süresi de uzamaktadır. Ayrıca çözümün yakınsaması da zorlaşmaktadır. Bu sebeplerden dolayı çift fazlı sistemde mesh sayısı azaltılmış ve denklemlerin ayrıklaştırılması uzaysal koordinatlarda birinci dereceden (first order) yapılmıştır [20].

Çift fazlı sistemde sınır şartları olarak girişte ve çıkışta basınç değeri verilmiştir. Başlangıçta kavitasyon oluşmaması için girişte yüksek basınç değerleri verilmiştir. Daha sonra her çözümde girişteki ve çıkıştaki basınç değeri fark aynı kalacak şekilde düşürülmüştür ve her çözüm için giriş ve çıkıştaki debi miktarının aynı kaldığı kontrol edilmiştir. Girişteki basınç değeri mutlak olarak sıfır basınca yaklaştıkça öncarkın basma yüksekliğinin tedrici olarak azaldığı ve kavitasyon başlangıç noktasından sonra keskin bir düşüş olduğu görülmüştür. Çift fazlı sisteme ait elde edilen sonuçlar özellikle kavitasyon oluşumunda ve gelişiminde beklendiği gibi çıkmıştır.

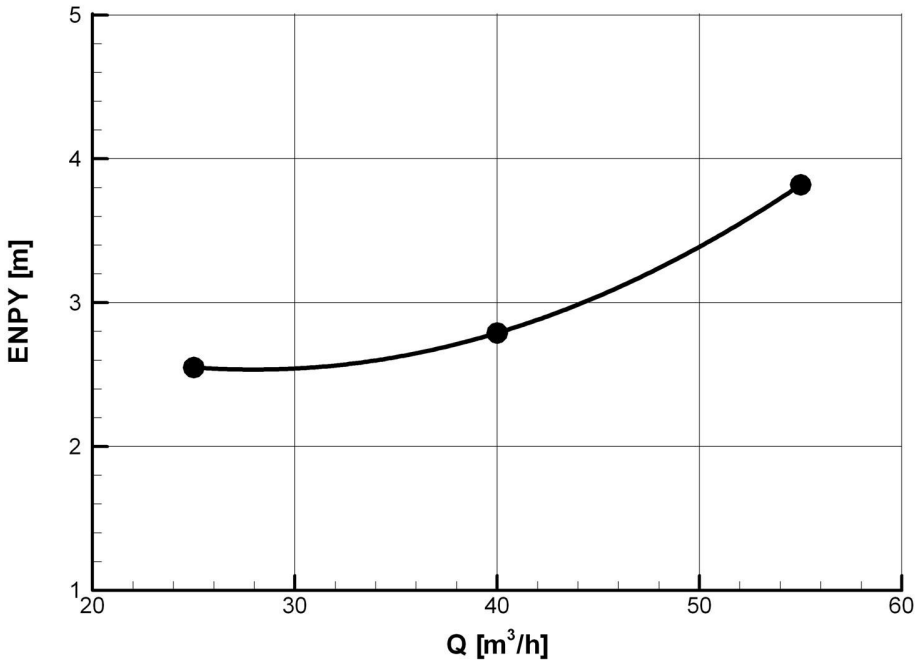
Şekil 3.9’da görüldüğü gibi basıncın en düşük ve dolayısıyla hızın en yüksek olduğu bölgeler kavitasyon açısından en riskli noktalardır. Kavitasyon oluşumu da hızın en yüksek olduğu bölgeden başlayarak yayılır.

Öncarka ait üç farklı debi değerinde H-ENPY ve ENPY-Q eğrileri elde edilmiştir. Elden edilen sonuçlar şekil 3.25’de görülmektedir. Grafikte 1, 2 ve 3 ile gösterilen

noktalar ait olduğu debi için kavitasyon başlangıç noktasını temsil etmektedir. Bu noktalar alınarak Şekil 3.26’da dikey eksene aktarılmış ve kavitasyon eğrisi elde edilmiştir.



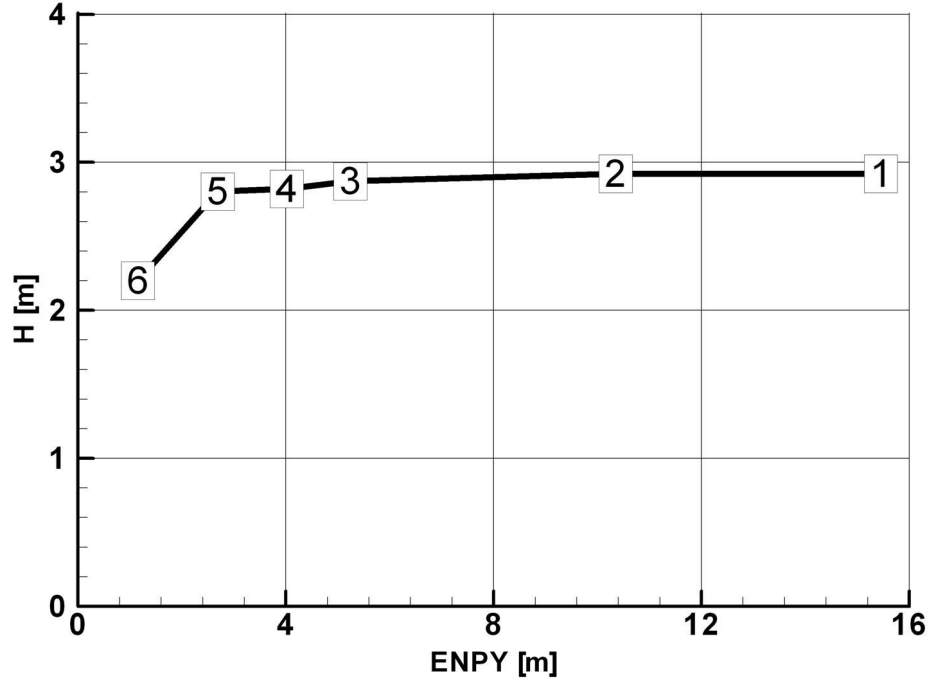
Şekil 3.25 : Farklı debi değerlerine ait kavitasyon başlangıç grafiği (sayısal).



Şekil 3.26 : Öncark ENPY-Q karakteristiği (sayısal).

Şekil 3.25’de sabit debi eğrilerinin kavitasyon başlangıç noktasından sonraki durumuna bakıldığında pompadaki kadar keskin bir düşüş görülmemektedir. Bu durum öncarkın başlangıç kenar (leading edge) geometrisiyle ilgilidir [21]. Şekil 3.27’de 40 m³/h debi için analiz yapılan noktalar verilmiştir ve bu noktalara göre

çizelge 3.1’de giriş ve çıkışta sınır şartı olarak verilen basınç değerleri görülmektedir. Analizler yapılırken sınır şartı olarak verilen basınç değerleri için akış hacminin giriş ve çıkışında debi değerleri kontrol edilmiştir. İlk olarak birinci nokta için yapılan analizden çıkan debi referans olarak alınmıştır. Bu değer de 11.1 kg/s, (40 m³/h) pompanın nominal noktasıdır.

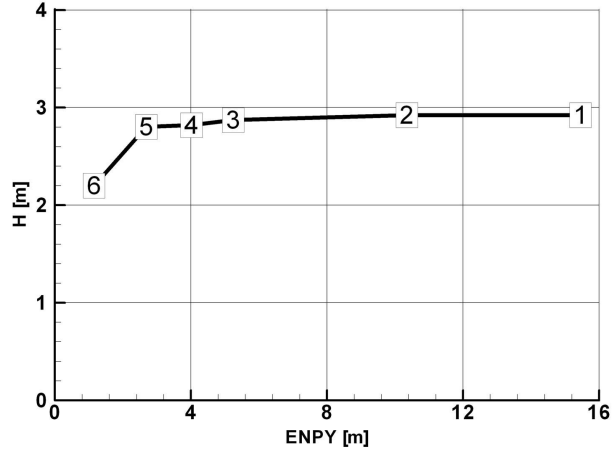


Şekil 3.27 : 40m³/h değeri için ENPY basınç değişimi (sayısal).

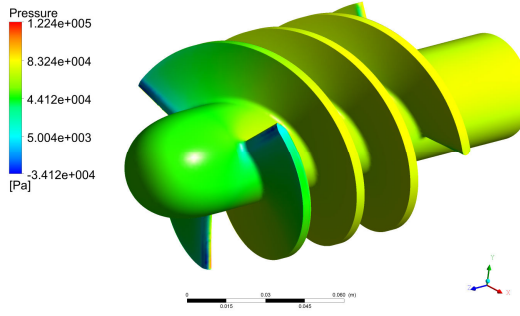
Çizelge 3.1 : Çözüm yapılan noktalardaki basınç değerleri.

Nokta	Giriş Toplam (Pa)	Çıkış Statik (Pa)
1	50000	70000
2	0	20000
3	-50000	-30500
4	-62000	-43000
5	-75000	-56500
6	-90000	-76250

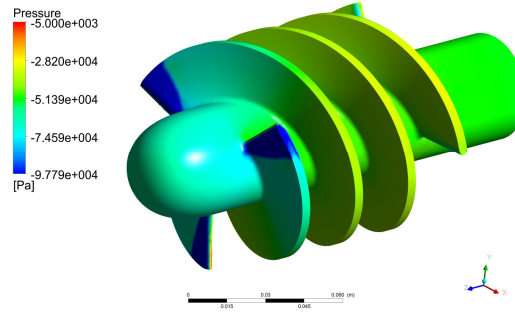
Şekil 3.27’de bir noktasından altı noktasına gidildikçe önçark üzerindeki basınç dağılımı ilk kenarın (leading edge) uç kısmından başlayarak düşmektedir. Bu basınç düşüşüne bağlı olarak önçark yüzeyindeki ve akış hacmindeki buhar oranı artmaktadır. Şekil 3.28’den 3.34’e kadar her nokta için önçark üzerindeki basınç dağılımları görülmektedir.



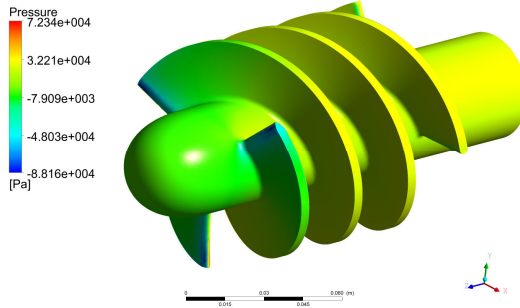
Şekil 3.28 : $40\text{m}^3/\text{h}$ değeri için çözüm noktalarına ait yüzeydeki basınç dağılımı



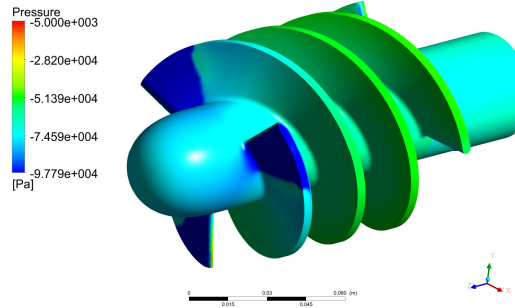
Şekil 3.29 : 1 noktası



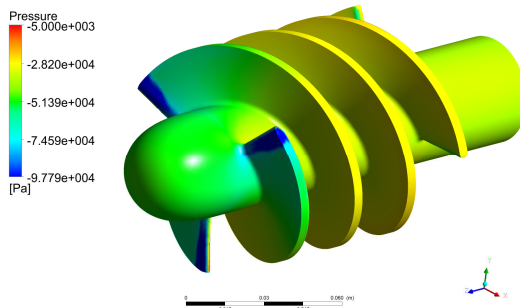
Şekil 3.32 : 4 noktası



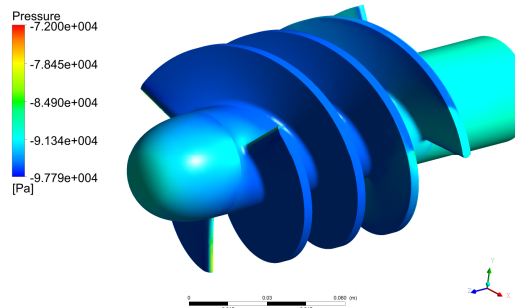
Şekil 3.30 : 2 noktası



Şekil 3.33 : 5 noktası



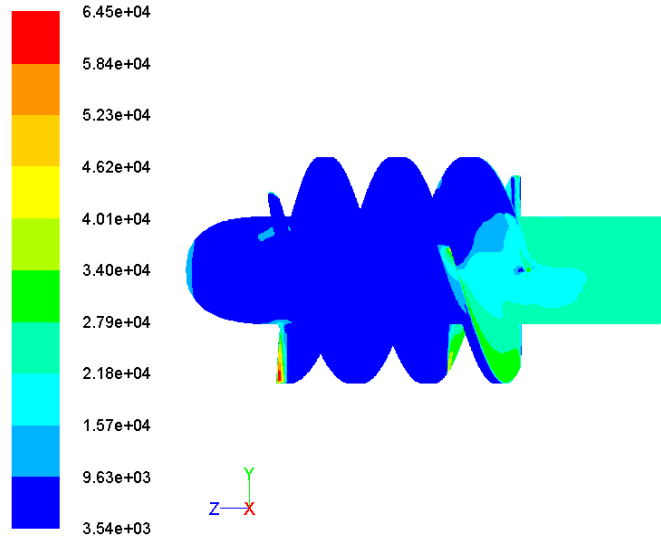
Şekil 3.31 : 3 noktası



Şekil 3.34 : 6 noktası

Önçark üzerindeki basınç dağılımlarında görüldüğü gibi, referans olarak alınan ilk değer olan 1 noktasında düşük basınç bölgesi beklendiği gibi ilk kenarın en uç noktasındadır. Bu bölge yarıçap değerinin büyümesinden dolayı hızın da en yüksek olduğu bölgedir, dolayısıyla kavitasyon oluşumu açısından en riskli bölgedir. 1 noktasından sonra ise düşük basıncın olduğu bölge göbek kısmına doğru inmekte ve 6 noktasında ise kanatların bulunduğu kısmı büyük oranda kaplamaktadır.

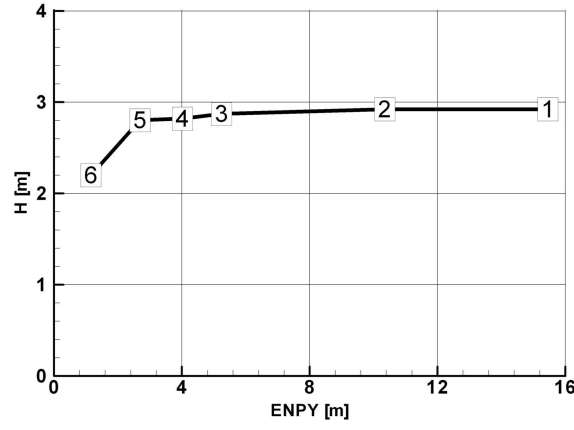
Çift fazda çözümler yapılırken buharlaşma basıncı 3540 Pascal olarak verilmiştir. Önçark üzerinde buharın oluştuğu bölgeler mutlak olarak bu değerin altına düşmemelidir. Şekil 3.35’de önçark üzerindeki mutlak basınç değerleri görülmektedir.



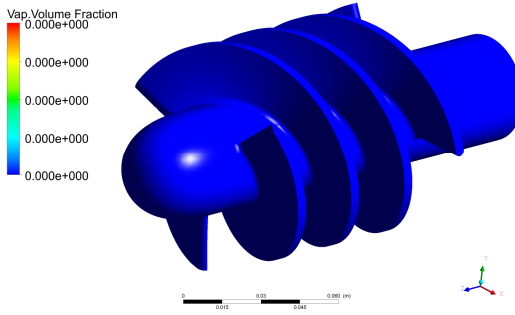
Şekil 3.35 : 6 noktasına ait önçark yüzeyindeki mutlak basınç dağılımı.

Çift fazlı sistemde çözümleme yapılırken buhar oluşumu sabit sıcaklıkta, sadece basıncın fonksiyonu olarak hesaplanır. Matematik modele göre basınçların hesaplandığı noktalardaki değerler daha önceden sınır şartı olarak verilen buharlaşma basıncının altına düştüğünde o bölgede kavitasyon başlayarak sudan buhara kütle transferi meydana gelir. Bu hesaplama göre buharın oluştuğu hücreler bulunur. Belli bir noktadan sonra basınç artmaya başlar ve oluşan buhar kabarcıkları tekrar sıvı haline gelir. Bu işlem esnasında toplam kütle transfer oranında herhangi bir değişiklik olmaz.

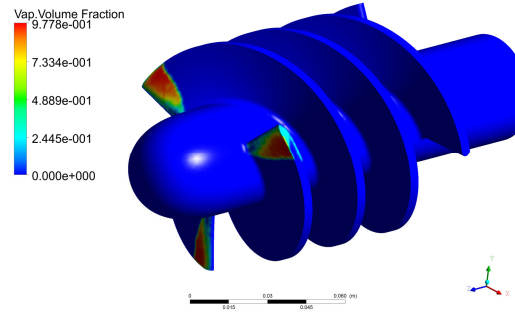
Şekil 3.36’dan 3.42’ye ve 3.43’den 3.49’a kavitasyon oluşumu önçark yüzeyinde ve bütün akış bölgesinde hacimsel oranda görülmektedir.



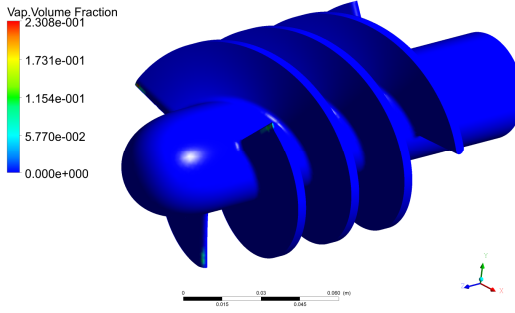
Şekil 3.36 : $40\text{m}^3/\text{h}$ değeri için çözüm noktalarına ait yüzeydeki buhar bölgeleri



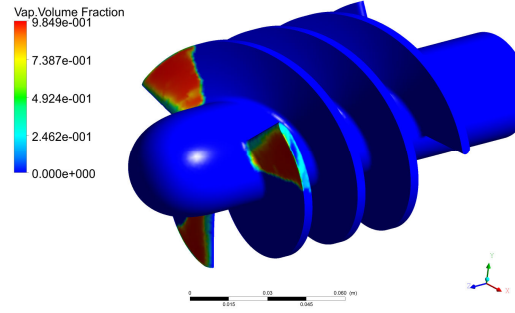
Şekil 3.37 : 1 noktası



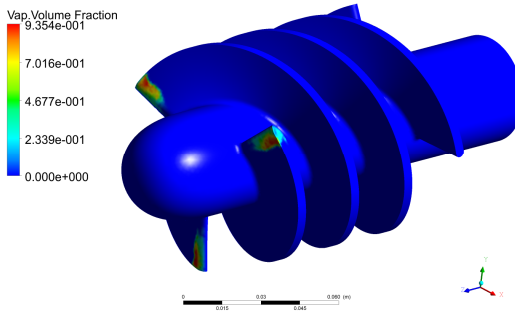
Şekil 3.40 : 4 noktası



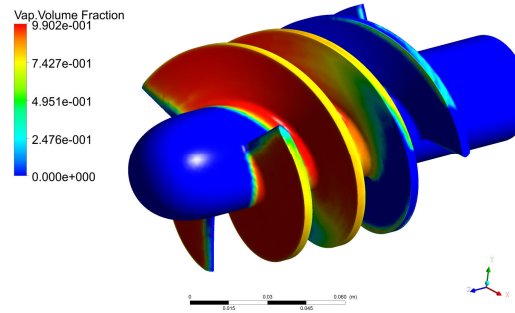
Şekil 3.38 : 2 noktası



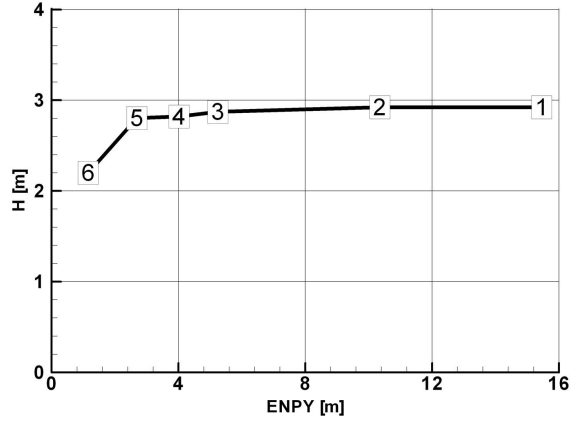
Şekil 3.41 : 5 noktası



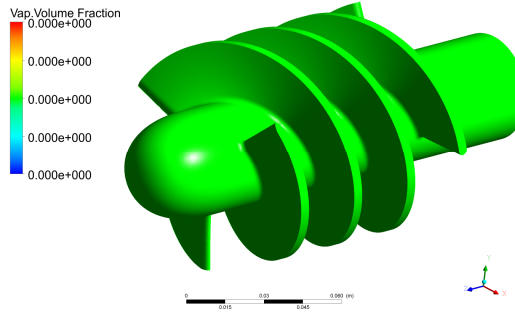
Şekil 3.39 : 3 noktası



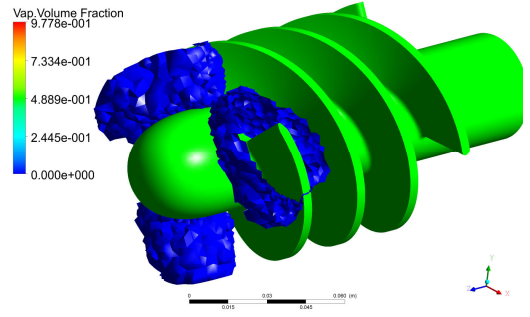
Şekil 3.42 : 6 noktası



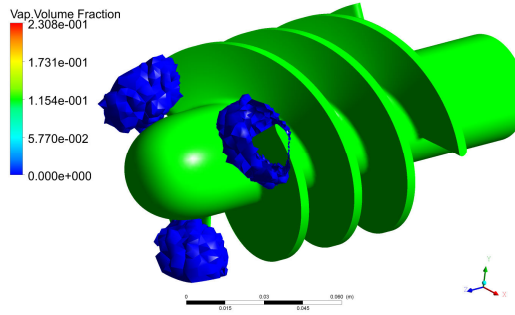
Şekil 3.43 : 40m³/h değeri çözüm noktalarına ait hacimsel buhar oluşumu



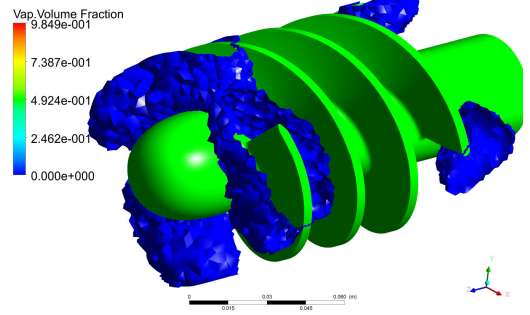
Şekil 3.44 : 1 noktası



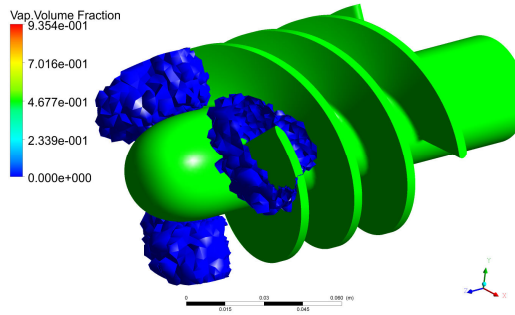
Şekil 3.47 : 4 noktası



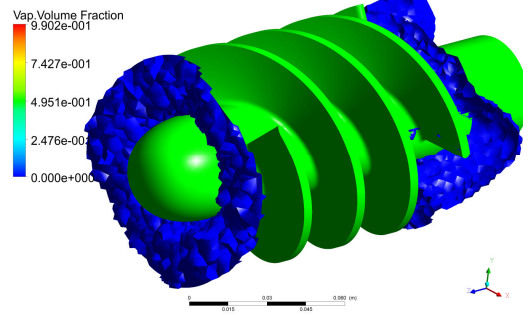
Şekil 3.45 : 2 noktası



Şekil 3.48 : 5 noktası



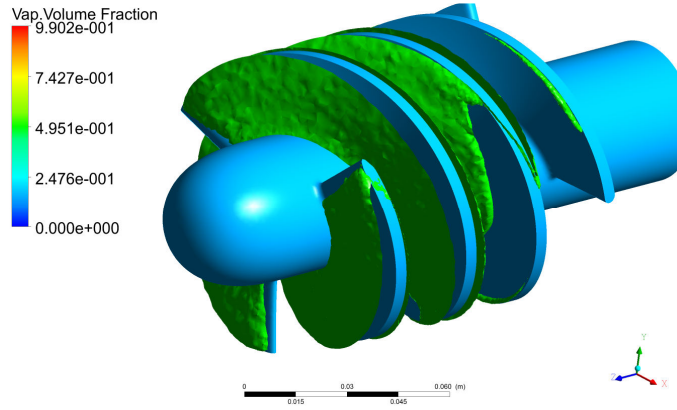
Şekil 3.46 : 3 noktası



Şekil 3.49 : 6 noktası

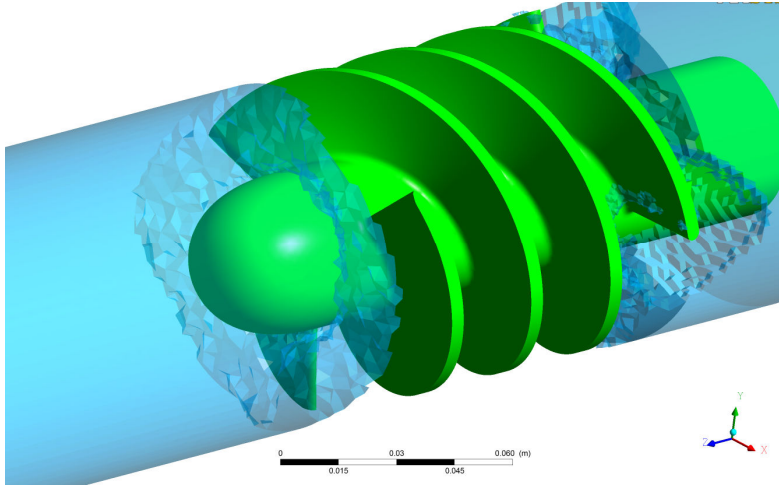
Şekil 3.48'deki 5 noktasında kanatların bittiği kısımda da (trailing edge) buhar oluştuğu görülmektedir. Bunun nedeni bu kısımda da ön kenar da olduğu gibi sınır tabaka oluşması ve buna bağlı olarak basıncın düşmesidir.

Akış hacminde görülen mavi renk olan yüzeyler buhar oranının sıfır olduğu yerleri göstermektedir, yani buhar ve su fazının birbirinden ayrıldığı noktalardır. Birinci noktadan itibaren buharın kapladığı hacim artmakta olup son noktada kanatların arasına girerek bütün hacimde yer almaktadır. Son nokta için kesir değeri 0.5 olarak verildiğinde kanatlar arasındaki buhar yüzeyleri şekil 3.50'deki gibi görülmektedir.



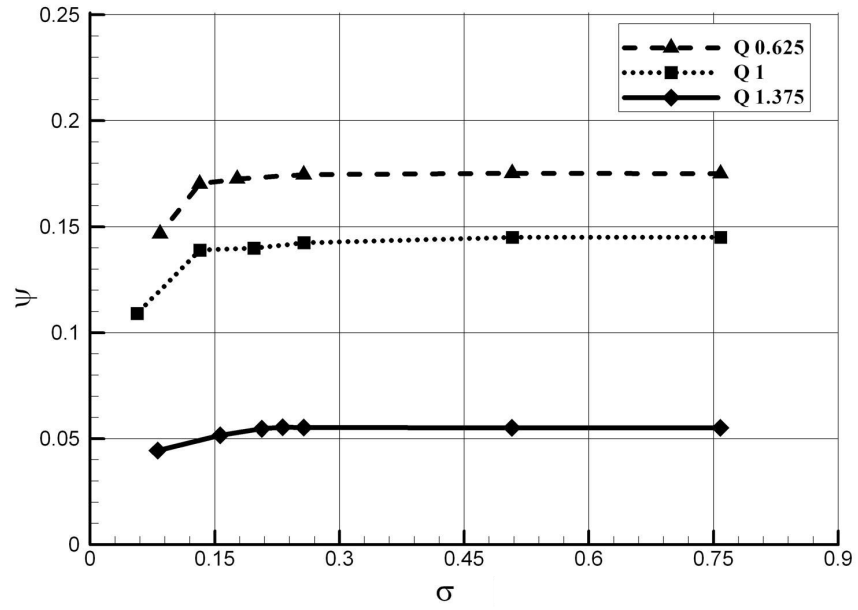
Şekil 3.50 : 6 noktasına ait hacimsel buhar oranının 0.5 olduğu eş yüzeyler.

Buhar oluşumunun hacimsel olarak sıfır olduğu bölgeler önçarkın giriş ve çıkış kısımlarıdır. Şekil 3.51'de sadece suyun bulunduğu hacim görülmektedir.

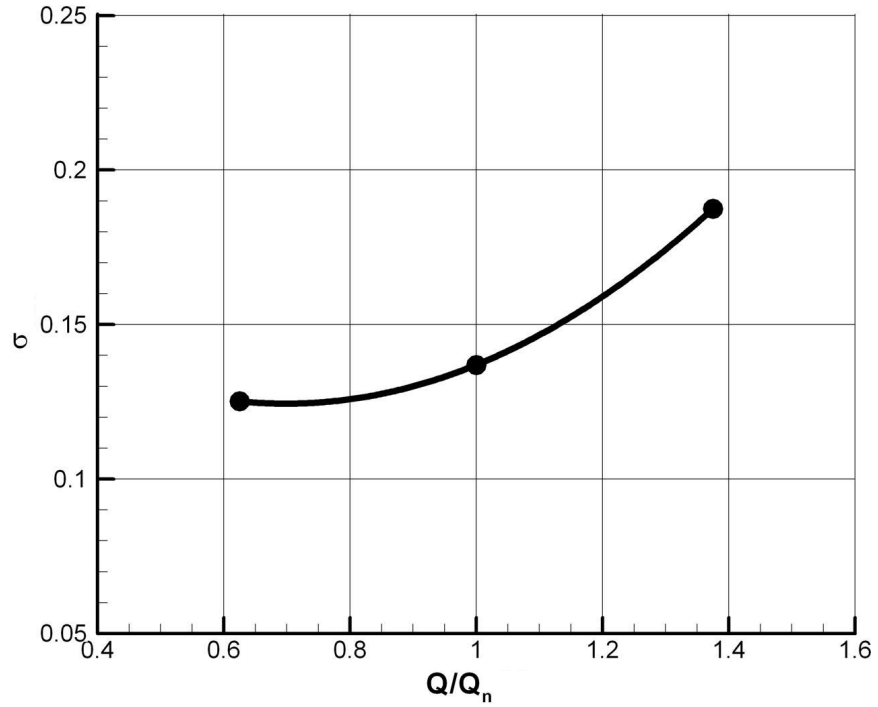


Şekil 3.51 : 6 noktasına ait karışımda sadece sıvı fazın olduğu bölgeler.

Şekil 3.51'de suyun hacimsel oran olarak 1.0 olduğu yerler görülmektedir. Kanatların olduğu bölge tamamen buhar değil su buhar karışımı bir bölgedir ve buhar önçark çıkışında tamamen kaybolmaktadır. Önçarka ait ENPY basınç ve debi ENPY değerlerinin boyutsuzlaştırılmış hali şekil 3.52 ve şekil 3.53'deki gibidir.



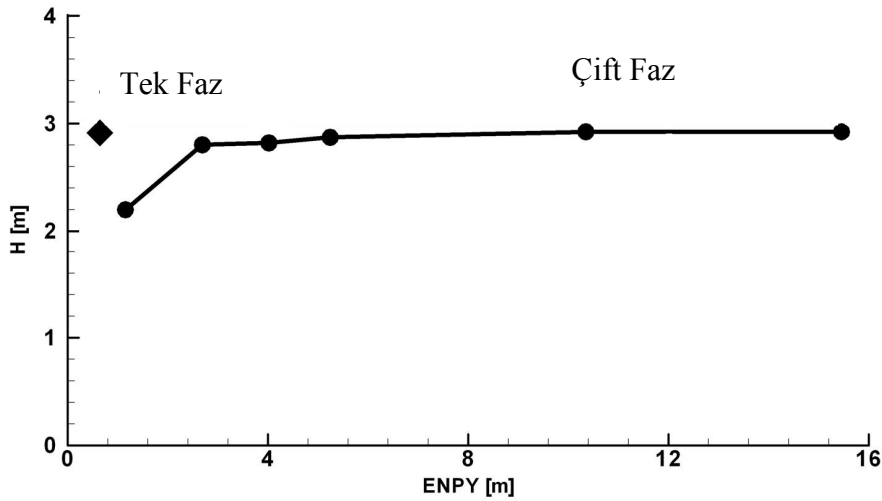
Şekil 3.52 : Boyutsuz ENPY basınç eğrileri.



Şekil 3.53 : Boyutsuz debi ENPY eğrisi.

3.6 Tek Fazlı ve Çift Fazlı Çözümlerin Karşılaştırılması

Kavitasyon problemlerinde çift fazda çalışmanın gerekliliğini görmek açısından aynı değerlerde giriş ve çıkış basınç sınır şartı verilerek, problem tek fazda da çözdürülmüştür. Şekil 3.54’de görüldüğü gibi 40 m³/h değerinde basınç düşüşü görülmemiştir.



Şekil 3.54 : Tek fazlı ve çift fazlı çözümün karşılaştırılması.

3.7 Deney Sonuçları ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Önçarkın, pompanın kavitasyon karakteristiğine olan etkisini tam olarak olarak görebilmek ve deney sonuçları ile kıyaslama yapabilmek için, çark, salyangoz ve önçarkın bütünleşik bir sistem olarak çift fazlı çözümünün yapılması gereklidir. Bu bileşenlerin hepsi çözüme dahil olduğunda çözüm için kullanılacak eleman sayısı çok fazla artar. Ayrıca çift fazda çözümün sağlıklı olabilmesi için eleman boyutlarının çok büyük olmaması ve oldukça düzgün olması gerekmektedir. Tüm bunlardan dolayı eleman sayısı oldukça artmaktadır. Çözüm yapılırken her debi için beş nokta almak gerektiğinden ve yine en az beş farklı debide ENPY değeri elde edildiğinden bir önçarkın ENPY değerinin hesaplanması için en az yirmibeş çözüm yapılması gerekmektedir. Ayrıca buradaki hesaplamalar kapsamında önçark geometrisine ait uzunluk, açı, kanat sayısı ve kanat ucu açıklığını içeren toplam on farklı geometri için çözüm yapılmıştır. Tüm bu değişkenlerle birlikte toplamda çok fazla çözüm olmaktadır. Bu değerlendirme göz önüne alınarak karşılaştırma denklem 3.23 esas alınarak yapılmıştır.

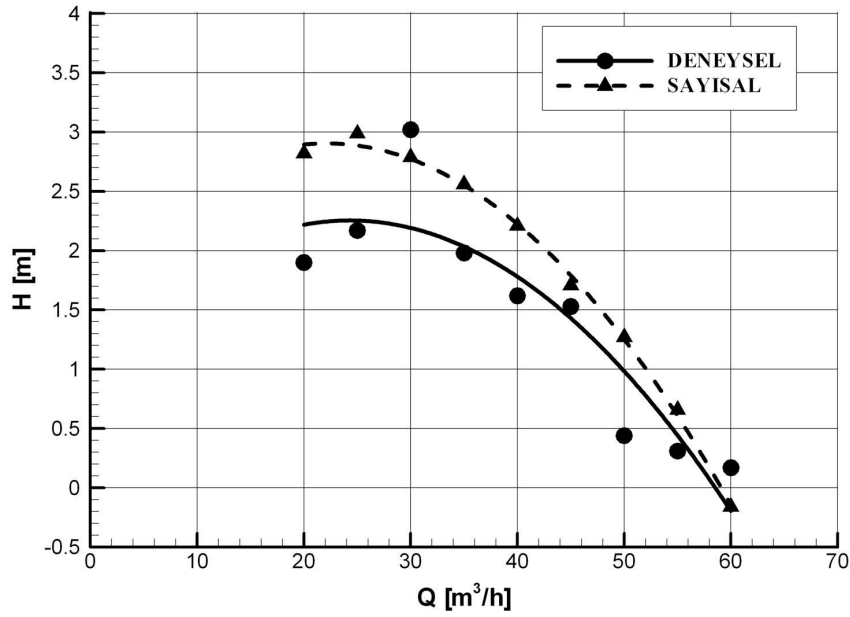
$$\left(\frac{P_e - P_v}{\rho g} - \frac{V_v^2}{2g} \right)_{Pompa} - \left(\frac{P_e - P_v}{\rho g} - \frac{V_v^2}{2g} \right)_{Pompa+\text{Önçark}} \quad (3.23)$$

Denklem 3.23 önçarklı pompa ile sadece pompanın her debi için ENPY değerleri arasındaki farkı temsil etmektedir. Denklemde her iki durumda da buharlaşma basıncı aynı değerde olduğundan dolayı bu terimler ihmal edilmiştir. Hıza bağlı dinamik basınç terimleri de her iki durumda ölçüm yapılan boru çapı ve debi

değişmediğinden dolayı ihmal edilmiştir. Bu kabuller altında denklem 3.23, iki durum arasındaki statik basınç farkını veren denklem 3.24 haline gelir.

$$(P_e)_{Pompa} - (P_e)_{Pompa+\text{Önçark}} \quad (3.24)$$

Denklem 3.24'e göre, sayısal çözümlerde her debi için giriş ve çıkış arasındaki statik basınç farkı referans alınmıştır. Bu değerlendirmeye göre deney sonuçları ve sayısal sonuçlar şekil 3.55'de görülmektedir.



Şekil 3.55 : Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

Deney sonuçlarında yaklaşık 60 m³/h değerinde, önçarkın pompanın kavitasyon karakteristiğine hiçbir etkisinin olmadığı görülmektedir. Sayısal sonuçlara göre de önçark 60 m³/h değerinde basınç farkı oluşturmamaktadır. Sayısal çözümün bu değeri yakalayabilmesi tasarım aşamasında önçarkın fayda sağlayabileceği sınır değeri hesaplayabilmesi açısından önemlidir. Debi düştükçe aradaki farkın açılması, sayısal çözümlerde düşük debilerdeki yakınsamanın zorlaşması ve çözümün kararsızlaşmasıyla ilgilidir.

4. PARAMETRELERİN TARANMASI VE OPTİMİZASYON

Önçarklar genellikle kanat uç açısı, kanat sayısı, göbek çapı, kanat uç çapı, uzunluk ve koniklik gibi bazı geometrik parametreler kullanılarak tanımlanırlar. Önçarkı optimize edebilmek için bu parametrelerin değişiminin, pompanın kavitasyon karakteristiğine ne derece etki ettiği sayısal olarak incelenmiştir. Çözüm, beş farklı kanat uç açısı, üç farklı kanat sayısı, iki farklı uzunluk ve kanat uç açıklığı için yapılmıştır. Çözümü yapılan geometriler çizelge 4.1’de görüldüğü gibidir.

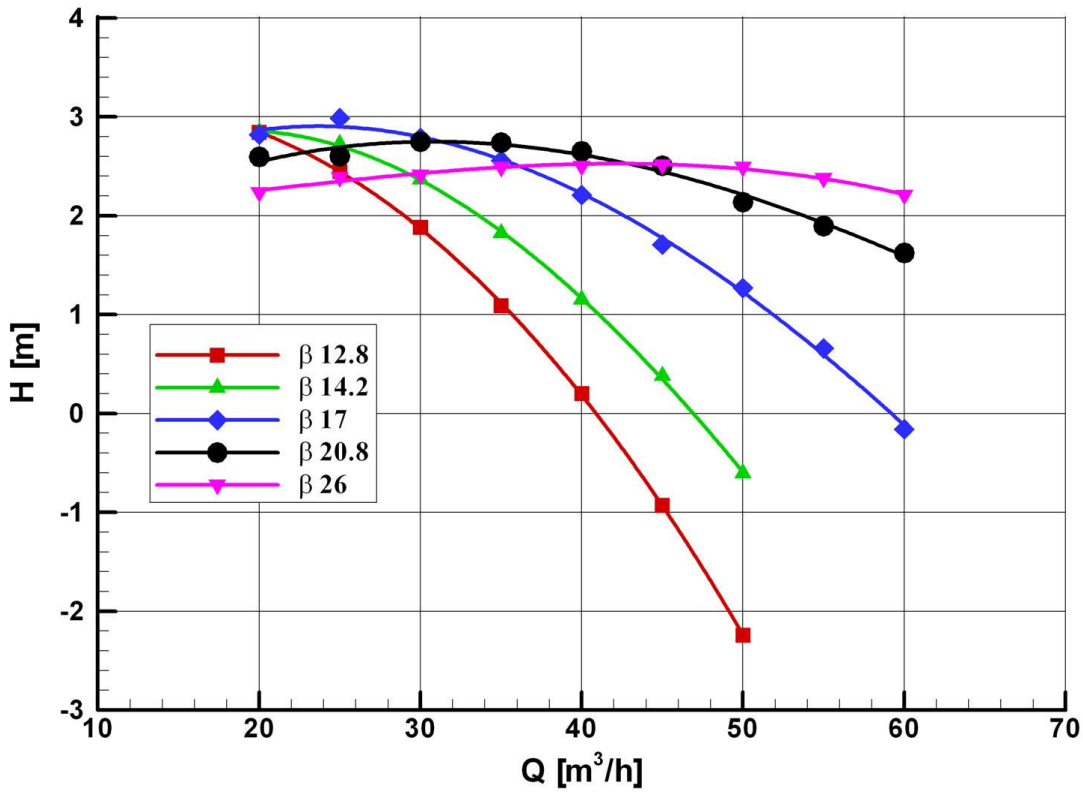
Çizelge 4.1 : Çözüm yapılan geometriler.

Model	Kanat uç Açısı (β)	Kanat sayısı (Z)	Kanat uç açıklığı (c)	Uzunluk (L)
1 (Ana Geometri)	17°	3	0.8 mm	100 mm
2	12.84°	3	0.8 mm	100 mm
3	14.21°	3	0.8 mm	100 mm
4	20.8°	3	0.8 mm	100 mm
5	26°	3	0.8 mm	100 mm
6	17°	2	0.8 mm	100 mm
7	17°	4	0.8 mm	100 mm
8	17°	3	1 mm	100 mm
9	17°	3	1.2 mm	100 mm
10	17°	3	0.8 mm	125 mm
11	17°	3	0.8 mm	50 mm

Çizelge 4.1’de görüldüğü gibi deneyleri yapılan ana geometri ile birlikte on bir farklı durum için analiz yapılmış ve önçarktan elde edilen basma yüksekliği ile verimleri karşılaştırılmıştır. Bu opsiyonlardan başka kanatlara veya göbek kısmın da koniklik verilmesi gibi uygulanmış yöntemler mevcuttur [7,13]. Bu opsiyonlarında hesaba katılması durumunda çözüm sayısı çok fazla arttığında burada ele alınmamıştır. Ayrıca her farklı çözümde ana geometriye göre tek bir parametre değiştirilerek çözümler yapılmıştır. Elde edilen çözümler için sonuçlar; kanat açısı, kanat sayısı, kanat uç açıklığı ve uzunluk olarak sınıflandırılmıştır.

4.1 Kanat Uç Açısı (β)

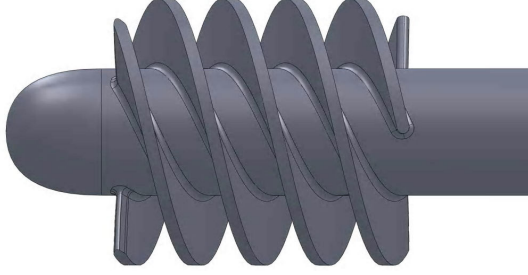
Önçark uygulamasında en etkili ve önemli parametre kanat uç açısı değeridir. Kanat uç açısı değeri, kullanılacak debi miktarına göre 10° - 30° aralığında değişir. Genellikle kesitin dar ve debi değerinin yüksek olduğu, yani emme borusunda akış hızının yüksek olduğu durumlarda kanat uç açısı arttırmak gerekir. Bunun nedeni açı değeri küçüldükçe kesit alanı daraldığından ve akış kanatlara çok dik gelmeye başladığından, önçark üzerindeki eksenel kuvvet ters yönde olur ve önçark pompa gibi değil türbin gibi çalışmaya başlar. Şekil 4.1’de farklı açı değerlerinde basma yükseklikleri görülmektedir.



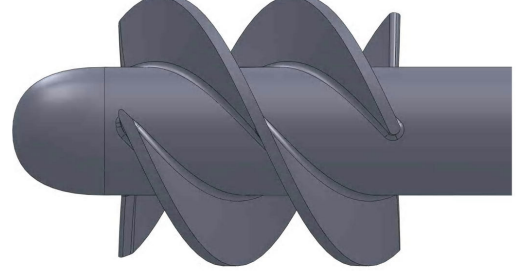
Şekil 4.1 : Kanat uç açısına göre önçark basma yükseklikleri (sayısal).

Nominal debiye ($40 \text{ m}^3/\text{h}$) göre kıyaslama yapıldığında Şekil 4.1’de görüldüğü gibi açı değeri düştükçe basma yüksekliğinde de ciddi bir düşüş meydana gelmektedir ve bu fark debi değeri arttıkça açılmaktadır. Açı değeri arttıkça ise nominal nokta civarında bir yükselme olmaktadır. Bu yükselme miktarı 20.8° değerinden sonra azalmakta ve 26° değerine geldiğine bir miktar düşmektedir. Bu iki değer arasında da nominal debi için basma yüksekliği en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. Ayrıca açının artmasıyla birlikte eğrilerin karakteri de değişmekte olup yüksek debilerde büyük açıların daha fazla performans sağladığı görülmektedir.

Şekil 4.2 ve 4.3’de 12.8° ve 26° için önçarkın açının değişmesiyle birlikte kanat geometrisinin nasıl değiştiği görülmektedir. 12.8° değerinde kanatlar arası mesafe çok azalmakta ve kanatlar akışa karşı oldukça dikleşmektedir. Bunun sonucunda da debi büyüdükçe önçark üzerindeki kuvvet ters yöne döner ve önçark türbin gibi çalışmaya başlar.

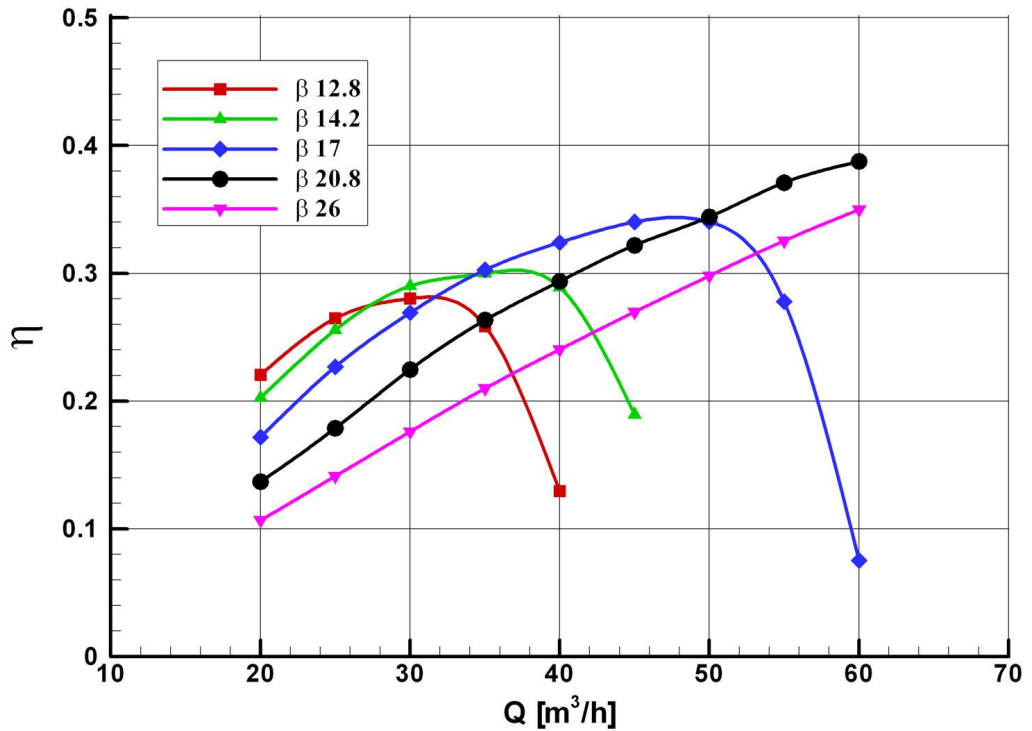


Şekil 4.2 : 12.8° kanat açılı önçark.



Şekil 4.3 : 26° kanat açılı önçark.

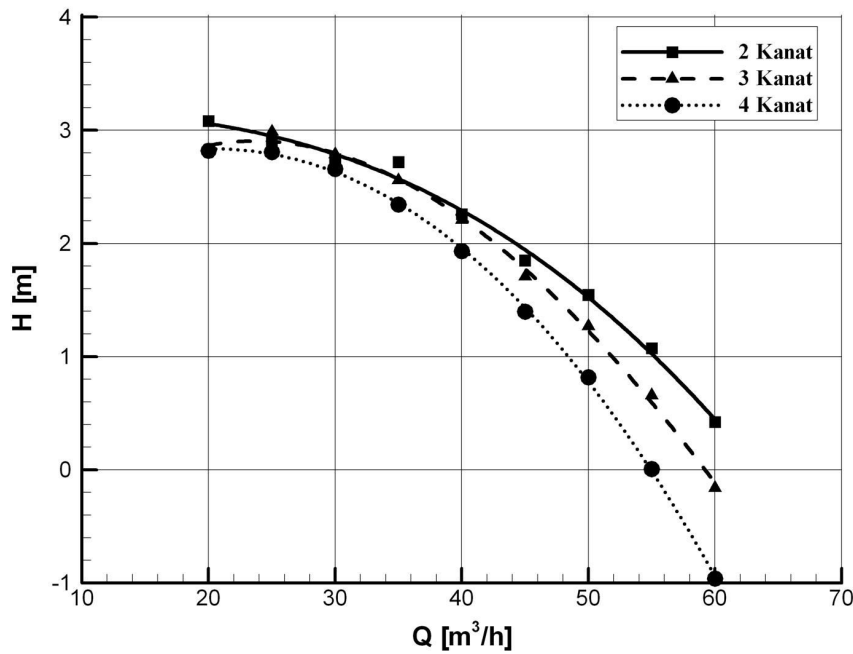
Önçark akışkana hidrolik enerji aktaran ve dönmesi için dışarıdan enerji alan bir eleman olduğundan, sistemin toplam verimine artı veya eksi yönde bir etkiye bulunmaktadır. Özellikle büyük miktarlarda güç çeken pompalarda verimdeki ufak değişiklikler enerji maliyetlerini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu yüzden önçark tasarımı yapılırken verim değerleri de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu bakımdan en önemli değerlendirme kriteri, mevcut sistemde ENPY değeri ile verimin optimize edilmesidir. Şekil 4.4’de farklı açılar için debiye göre verim değişimi görülmektedir.



Şekil 4.4 : Kanat uç açısına göre önçark verimleri (sayısal).

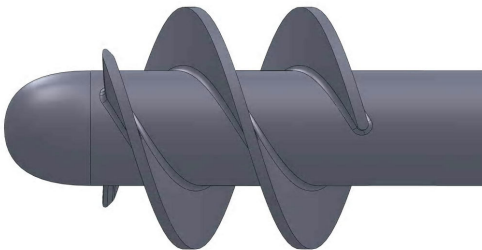
4.2 Kanat Sayısı (Z)

Önçark tasarımında bir diğer önemli parametre de kanat sayısıdır. Önçarklar genellikle iki, üç ve dört kanatlı olarak tasarlanırlar. Kanat sayısının dördün üzerine çıkması durumunda küçük kanat uç açılarında olduğu gibi akışın geçtiği kesit daralmakta ve hızlar artmaktadır. Ayrıca kanat sayısının artmasıyla birlikte kanat uçlarında oluşan kavitasyon bölgesinin hacmi de artmakta olup ENPY değerini yükseltmektedir. Şekil 4.5’de iki üç ve dört kanatlı önçarkların performans eğrileri görülmektedir.

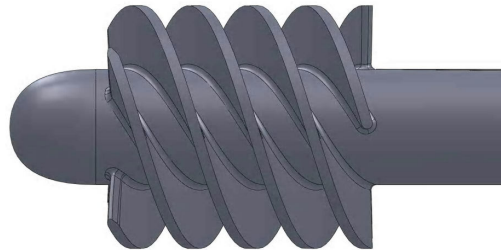


Şekil 4.5 : Kanat sayısına göre basma yükseklikleri (sayısal).

Düşük debilerde, görüldüğü gibi yük miktarında çok fazla değişim olmamaktadır. Fakat debi büyüdükçe kanat sayısının artması performansı olumsuz etkilemektedir. Şekil 4.6 ve 4.7’de iki ve dört kanatlı önçark için kanat geometrisi görülmektedir.



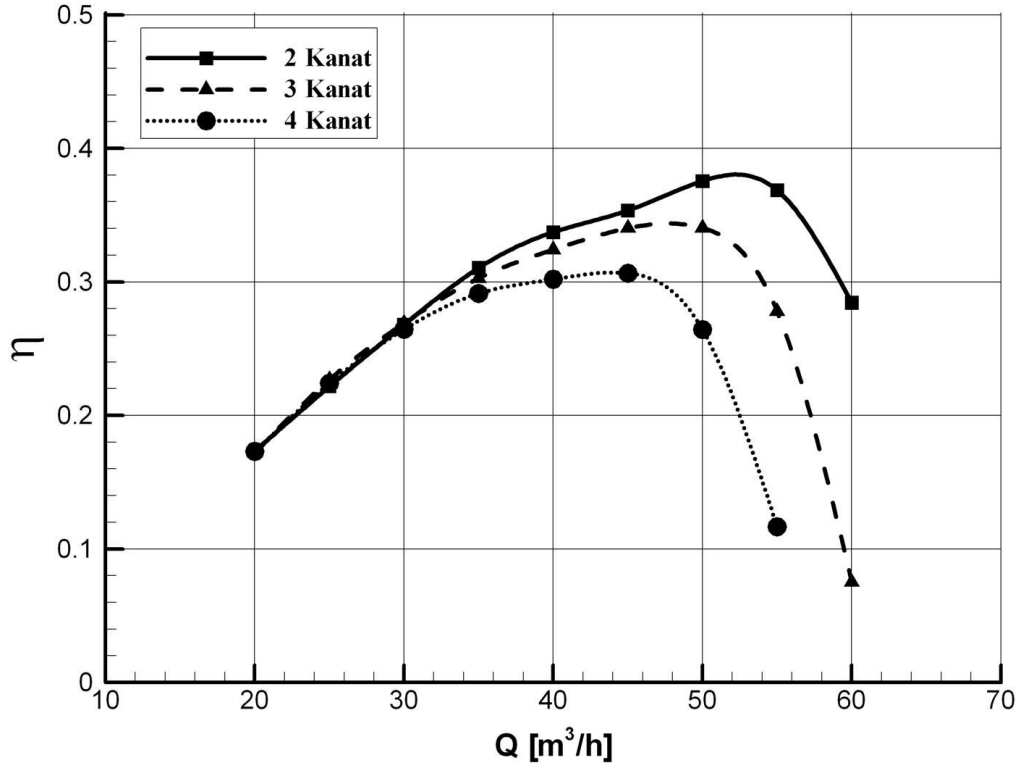
Şekil 4.6 : 2 kanatlı önçark.



Şekil 4.7 : 4 kanatlı önçark.

Dört Kanatlı geometrinin kanal yapısı görüldüğü gibi iki kanatlıya göre daha dardır ve bu nedenle kesitteki hızın artmasından dolayı yükte düşme meydana gelir.

Kanat sayısının artmasıyla birlikte kanatlar arasındaki kanallar daralmaktadır. Bu daralmadan dolayı akışkanın temas ettiği yüzey alanı artarak sürtünme kayıplarını da artırır ve verimin düşmesine neden olur. Şekil 4.8’de kanat sayıları ile verim ilişkisi görülmektedir.

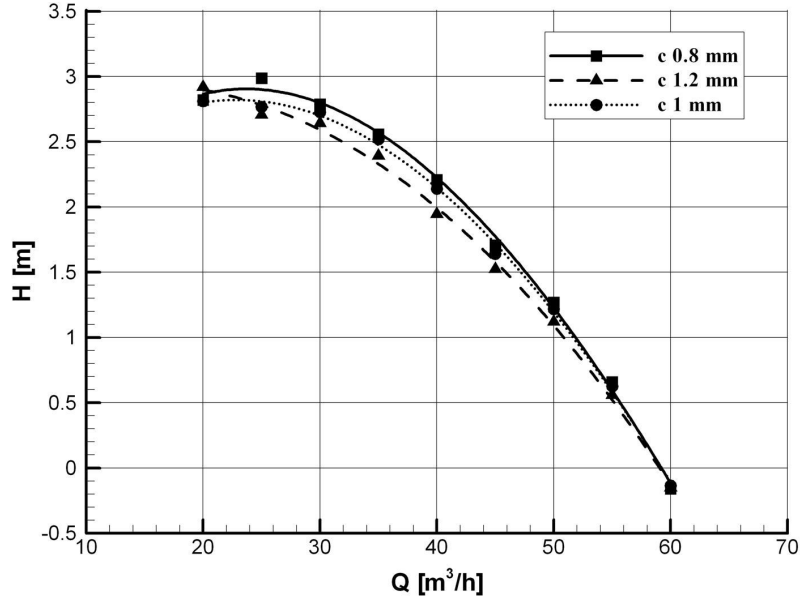


Şekil 4.8 : Kanat sayısına göre verim değerleri (sayısal).

4.3 Kanat Uç Açıklığı (Tolerans)

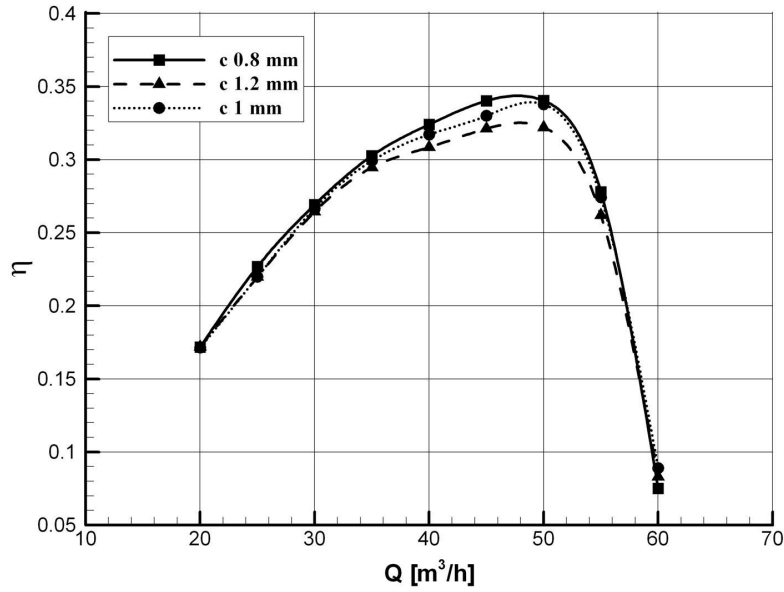
Hidrodinamik makinalarda, özellikle pompalarda, hareket eden elemanların temas ettikleri yüzeylerle olan mesafesi kayıp ve kaçaklar bakımından verimi etkileyen önemli bir parametredir.

Önçark, çarka bağlantısı yapısı itibarıyla, milde radyal bir yüklenmeye sebep olur ve belli bir çalışma süresinden sonra sehim oluşturarak aşınmaya ve verim kaybına neden olabilir. Boşluğun çok büyük tutulması halinde, kayıp kaçak oranı artarak yine verimde düşüş meydana gelir. Bu değerlendirmeler göz önüne alınarak boşluk mesafesinin yarı çapta bir milimetreyi geçmemesi istenir. Bu değer kullanılacak malzemeye göre daha aşağı çekilebilir. Önçark malzemesi olarak alüminyum gibi göreceli olarak hafif bir metal kullanılacaksa 0.5 mm değerine kadar inilebilir. Şekil 4.9’da boşluğun basma yüksekliğine olan etkisi görülmektedir. Özellikle 1 mm değerinden sonra basma yüksekliğindeki düşüş daha fazla olmaktadır.



Şekil 4.9 : Kanat uç açıklığına göre basma yükseklikleri (sayısal).

Şekil 4.10'da boşluk değerleri için verim eğrileri görülmektedir. Boşluk miktarı 1 milimetreyi geçtiğinde verim daha fazla düşmektedir.

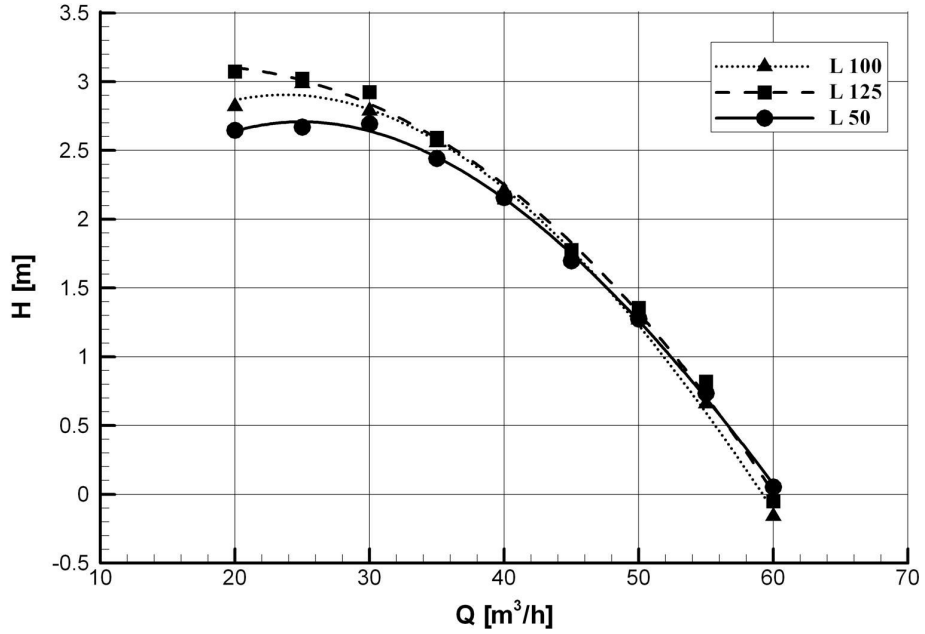


Şekil 4.10 : Kanat uç açıklığına göre verimler (sayısal).

4.4 Uzunluk (L)

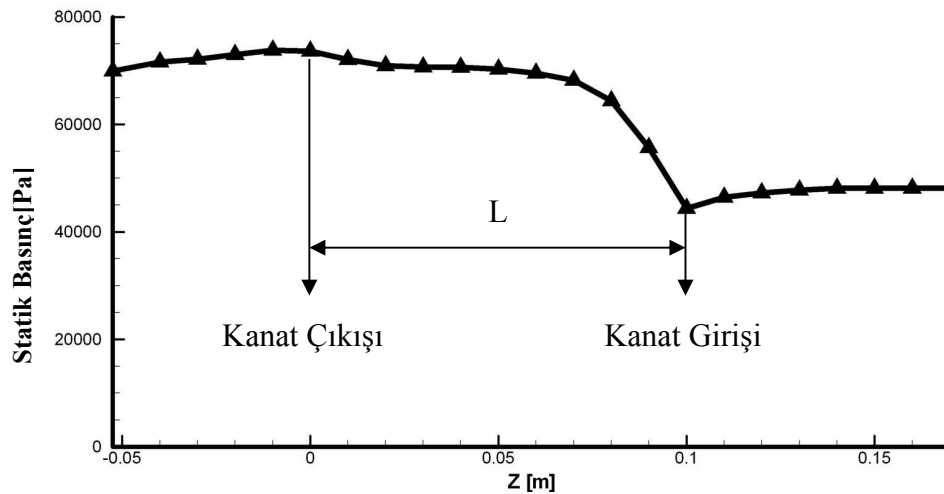
Önçark performansını etkileyen bir diğer önemli parametrede uzunluktur. Tasarım yapılırken ilk olarak önçarkın sehim ihtimali göz önüne alınarak çok uzun olmamasına dikkat edilmelidir. Ayrıca pompa kullanıcısının tesisatın kurulumunda yapabileceği montaj hataları göz önüne alınarak önçarkın pompa flanşının dışına taşmaması önemlidir.

Yapılan sayısal analiz sonuçlarında görülmüştür ki belli bir debide, belli bir uzunluk değerinden sonra önçarkın basma yüksekliğinde çok fazla bir değişiklik olmamaktadır. Bunun nedeni basınç artışının büyük bölümünün kanat uzunluğun ilk kısmında meydana gelmesidir. Bu noktada debi değeride önemli bir faktördür. Daha büyük bir debi değerinde bu uzunluk bir miktar daha artabilir. Şekil 4.11’ de üç farklı uzunluk değeri için basma yükseklikleri karşılaştırılmıştır.



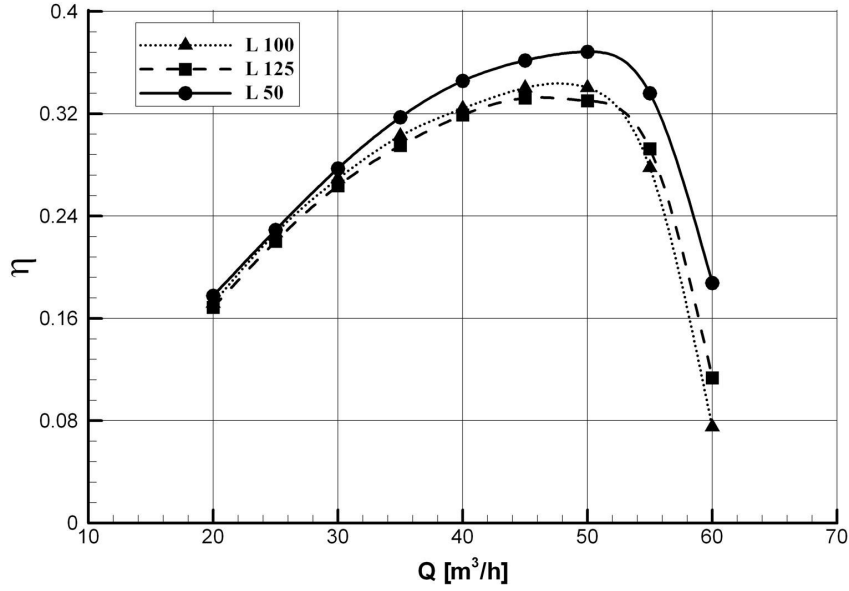
Şekil 4.11 : Önçark uzunluğuna göre basma yükseklikleri (sayısal).

Uzunluğu göre basma yükseklikleri görülüşü gibi çok fazla değişmemektedir. Bunun nedeni basınç artışının büyük bölümünün önçarkın ilk kısmında meydana gelmesidir. Şekil 4.12’de 100 mm uzunluğundaki önçark için ve 40 m³/h debi için girişten çıkışa kadar ortalama basınç değerlerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 4.12 : Önçark boyunca ortalama basınç değişimi (sayısal).

Kanat uzunluğunun artmasının, basma yükseliğine kayda değer bir katkı sağlamadığı görülmektedir. Ayrıca kanat uzunluğunun artmasıyla birlikte yüzey alanı da arttığından sürtünme kayıplarında da artış olmaktadır bu da verime olumsuz yönde etki etmektedir. Şekil 4.13’de farklı uzunluklardaki öңçarkların verim eğrileri görülmektedir.



Şekil 4.13 : Farklı uzunluklardaki öңçarklara ait verim eğrileri (sayısal).

Öңçark için 11 farklı modelin sayısal olarak hesaplanmasından sonra, öңçark performansını en çok etkileyen parametrenin kanat uç açısı ve kısmen kanat sayısı olduğu görülmüştür.

4.5 Parametrik Taramanın Test Edilmesi

Öңçarkın en yüksek performansı sağladığı geometrik şartları belirlemek adına yapılan parametrik tarama işleminden sonra bu sonuçları doğrulamak için farklı bir pompada üç farklı öңçark modelinin sayısal çözümleri ve deneyleri yapılmıştır. Tasarlanan ve test edilen öңçark geometrileri çizelge 4.2 ve şekil 4.14’deki gibidir.

Çizelge 4.2 : İkinci pompa için sayısal çözümü ve deneyleri yapılan öңçarklar.

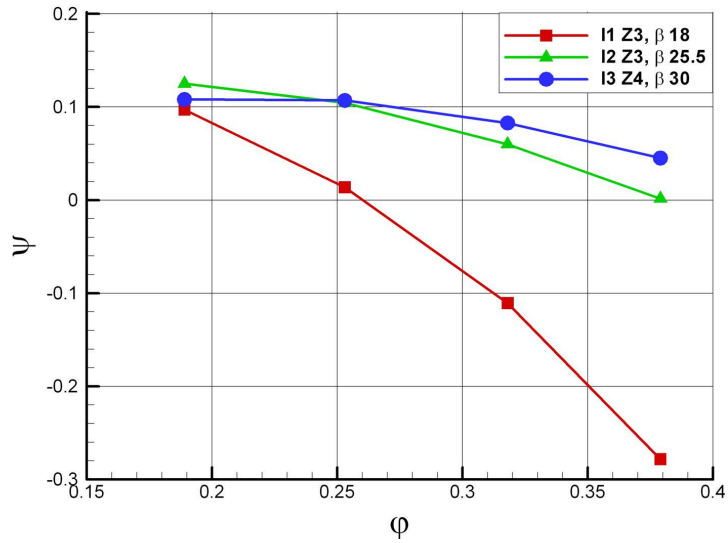
Model	Kanat uç Açısı (β)	Kanat sayısı (Z)	D_t/D_h
1	18°	3	2.22
2	25.5°	3	2.22
3	30°	4	2.22



Şekil 4.14 : 25.5° 3 kanat, 30° 4 kanat ve 18° 3 kanatlı önçarklar (soldan sağa).

4.5.1 Sayısal çözümler

Şekil 4.14’de üç farklı önçark için daha öncekilerle aynı yöntemle ve 3000 d/d hız için farklı debilerde sayısal çözümler yapılmıştır. Şekil 4.15’de üç farklı önçarkın kazandırdığı yükün, statik basınç referans alınarak boyutsuzlaştırılmış hali görülmektedir. Nominal debi 0.37’dir.

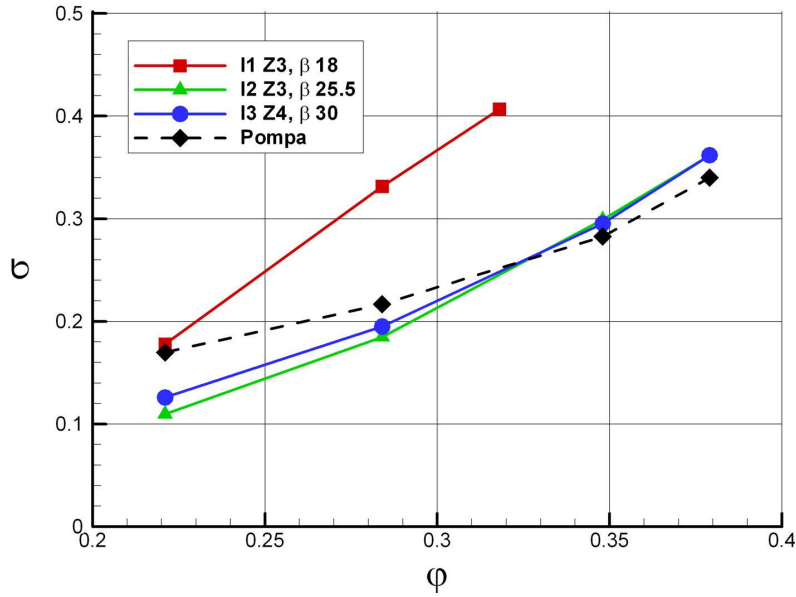


Şekil 4.15 : İkinci pompa için üç farklı önçarkın sayısal çözümleri.

Sayısal çözümlerde 18°’lik ve 3 kanatlı önçark nominal debide basınç kazandırmanın aksine, basıncı büyük oranda düşürmektedir. 25.5°’lik ve 3 kanatlı önçarkta da nominal debide herhangi bir basınç farkı görülmemektedir. 30°’lik ve 4 kanatlı önçarkta ise nominal debide yaklaşık 0.05’lik basınç farkı oluşmaktadır. Ayrıca debi değeri düştükçe ve yaklaşık 0.02 debide aralarındaki fark tamamen kapanmaktadır. Şekil 4.1’de de ilk yapılan pompada ve önçarkta da düşük debilerde açı değişiminin basma yüksekliğine herhangi bir etkisinin olmadığı görülmektedir.

4.5.2 Deney sonuçları

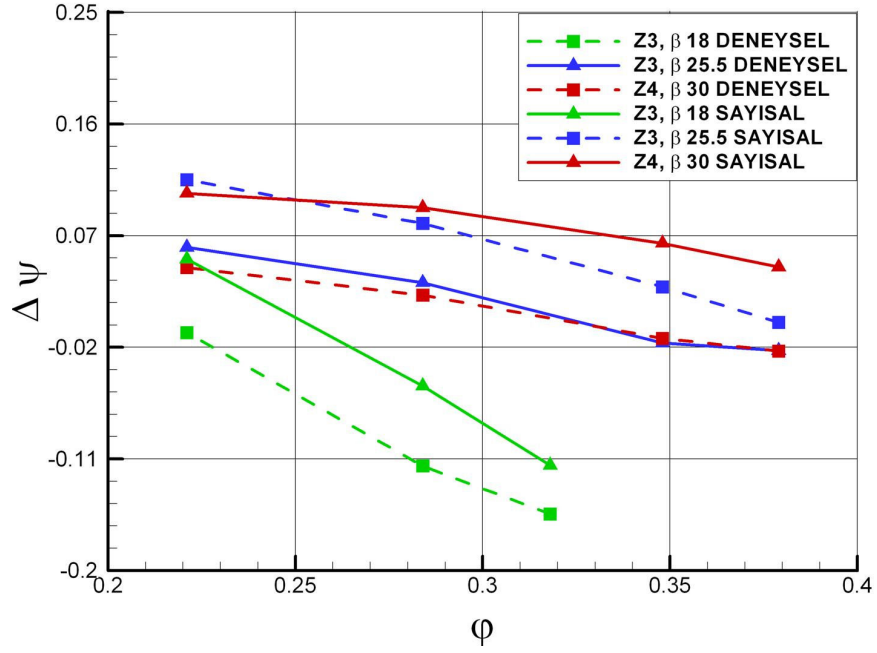
Sayısal sonuçlarda I1 ($Z3, \beta 18^\circ$) önçarkının basınç değeri açısından oldukça kötü sonuç verdiği görülmektedir. Ayrıca I2 ($Z3, \beta 18^\circ$) önçarkı da herhangi bir katkı sağlamamaktadır. Sayısal çözümlerin doğruluğunu kontrol etmek adına bu üç önçark da imal edilmiş ve deneyleri yapılmıştır. Şekil 4.16'da pompa ve önçarklı pompa durumlarının ENPY değişimleri görülmektedir.



Şekil 4.16 : Pompanın ve önçarklı pompanın boyutsuz ENPY değişimi (deneysel).

4.5.3 Deney sonuçları ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Deney sonuçlarının görüldüğü şekil 4.16'da I1 ($Z3, \beta 18^\circ$) önçarkı var olan ENPY değerini oldukça büyük oranda kötüleştirmiştir ve şekil 4.15'deki sayısal sonuçlarda da önçark pozitif basınç farkı kazandırmamıştır. I2 ($Z3, \beta 25.5^\circ$) önçarkında ise deney sonuçlarında nominal noktada ENPY değerinde herhangi bir düşme görülmemekle birlikte 0.02 mertebesinde kötüleşme olmuş ve sayısal sonuçlarda da önçark için yine herhangi bir iyileşme görülmemiştir. Son olarak I3 ($Z4, \beta 30^\circ$) önçarkında sayısal olarak yaklaşık 0.05 kadar basınç farkı görülmüş fakat deney sonuçlarında ENPY değerinde 0.02 mertebesinde bir kötüleşme olmuştur. Düşük debilerde kıyaslama yapıldığında ise sayısal olarak en fazla basınç artışı I2 ($Z3, \beta 18^\circ$) önçarkında olmuş ve deney sonuçlarında da ENPY değeri en fazla bu önçarkta düşmüştür. Analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırmasını sayısal değer olarak yapmak için daha önce olduğu gibi statik basınç farkına dayanan denklem 3.24 kullanılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farklar şekil 4.17'de görülmektedir.



Şekil 4.17 : Sayısal çözümlerin ve deney sonuçlarının karşılaştırılması.

Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılmasında, sayısal olarak bakıldığında aradaki fark bir 0.6 0.7 mertebesine kadar çıkmaktadır. Bu noktadan bakıldığında sonuçlar çok tatmin edici değildir. Fakat yapılan çalışmada önçark optimize edilmek istenmekte ve en yüksek ENPY düşüşünün sağlanacağı geometri aranmaktadır. Bu açıdan sonuçlara bakıldığında sayısal olarak en çok basınç artışının gerçekleştiği önçark, deney sonuçlarına göre de ENPY değerini en fazla düşürür ve çıkan bu sonuca göre en yüksek faydanın sağlanacağı önçark geometrisi sayısal olarak hesaplanabilmektedir.

4.5.4 Benzerlik

Boyutsuzlaştırma ve benzerlik analizi, herhangi bir geometride meydana gelen, herhangi bir fiziksel olaya ait matematik modelin farklı ölçekteki benzer geometriye adapte edilebilmesi ve fiziksel büyüklüklerden kurtulabilmek adına önemli bir kuramdır. Buraya kadar iki farklı pompada dört farklı önçark geometrisinin sayısal çözümleri ve dört farklı önçark geometrisinin deneyleri yapılarak karşılaştırma yapılmıştır. Elde edilen bu sonuçlar boyutsuzlaştırılarak iki farklı pompa için tasarlanan önçarkın benzerlik durumu incelenmiştir. Bu incelemedeki amaç herhangi bir pompa için önçark tasarımı yapılacağı zaman en yüksek ENPY düşümünü sağlayacak geometriyi, daha önceden elde edilen sonuçları kullanarak hızlı bir şekilde optimize edebilmektir. Boyutsuzlaştırılacak parametreler, önçark performansını en çok etkileyen debi ve geometriyi tanımlada kullanılan

parametrelerdir. Boyutsuzlaştırma yapılırken sonuçları etkileyecek olan kavitasyon oluşumu, geometrinin değişmesiyle oluşan türbülans fiziği, kanat uç boşluğu ve kanat kalınlığı gibi bazı parametrelerin değişmediği kabul edilmiştir ve boyutsuzlaştırma tek fazlı sayısal sonuçlar kullanılarak yapılmıştır. Bu kabullere dayanarak, önçark performansının tek fazlı sistem için bağlı olduğu değişkenler denklem 4.1’de verilmiştir.

$$H_{\text{önçark}} = H(Q, \beta, Z, n, D_t, D_h) \quad (4.1)$$

Denklemde, yukarıda sayılan kabuller altında önçark performansını etkileyen altı bağımsız ve bir bağımlı değişken vardır. Bağımlı değişken ve toplam basıncı ifade eden “ H ” denklem 4.2’de basınç katsayısı kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır.

$$\Psi = \frac{\Delta P_{top}}{U_t^2 \rho} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2’deki “ ΔP_{top} ” teriminin birimi Pascal ve “ U_t ” terimi kanat ucundaki çizgisel hızı temsil etmekte olup, denklem 4.3’e göre “ n ” ve “ D_t ” nin fonksiyonudur.

$$U_t = \frac{\pi n D_t}{60} \quad (4.3)$$

Denklem 4.1’deki “ β ” terimi denklem 4.4’e göre boyutsuzlaştırılmıştır. Bu denklemde $\pi/2$ (90°) kullanılmasının nedeni, önçarkın doksan dereceden sonra kanat yönünün değişmesi ve önçark dönüş yönünün ters olmasıdır.

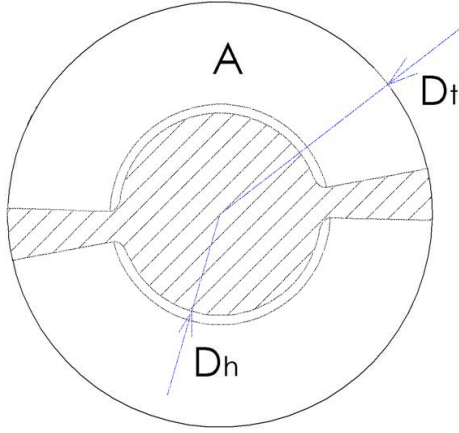
$$\theta = \frac{\beta}{\pi / 2} \quad (4.4)$$

Denklem 4.1’de debiyi ifade eden “ Q ” terimi de denklem 4.5’de debi katsayısı kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır.

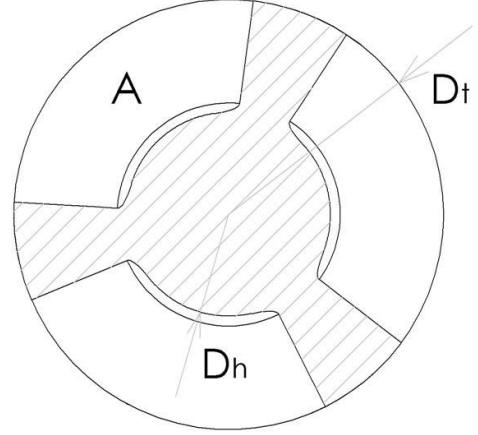
$$\varphi = \left(\frac{Q}{A} \right) \frac{1}{U_t} \quad (4.5)$$

Denklem 4.5’de debi katsayısı debi, kanat uç hızı ve “ A ” terimi ile gösterilen akışın geçtiği alanın fonksiyonudur. Akışın geçtiği alan da şekil 4.18 ve 4.19’da görüldüğü

gibi kanat uç çapı “ D_t ”, göbek çapı “ D_h ”, kanat sayısı “ Z ” ve kanat uç açısı “ β ”nın fonksiyonudur.



Şekil 4.18 : 20° ve 2 kanatlı önçark.



Şekil 4.19 : 12° ve 3 kanatlı önçark.

Şekil 4.18 ve 4.19’a göre “ A ” terimi denklem 4.6 ile ifade edilir. Bu denklemde “ A_z ” terimi kanat alanını temsil etmektedir.

$$A = \frac{\pi}{4}(D_t^2 - D_h^2) - ZA_z \quad (4.6)$$

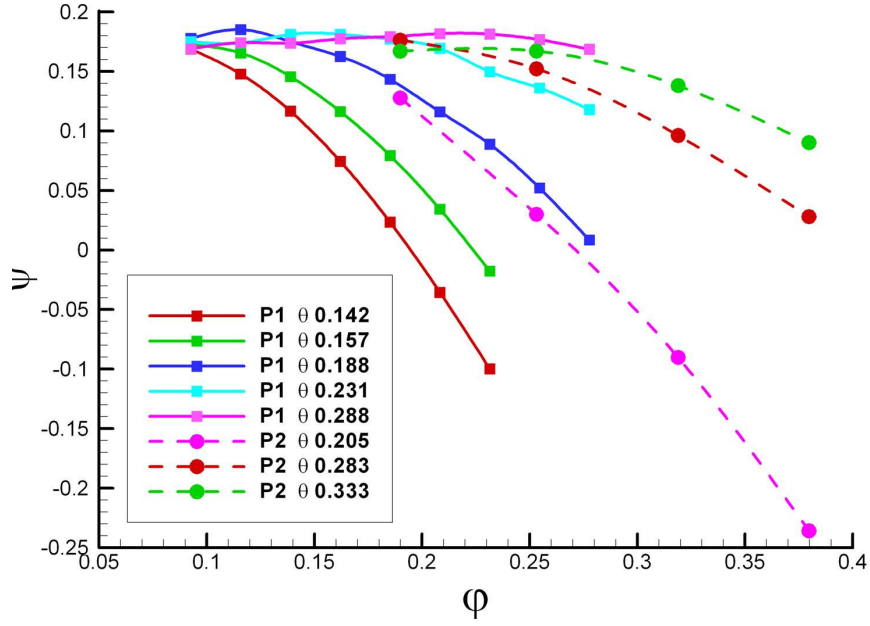
Bu tanımlamalar ile birlikte, basınç katsayısı olarak verilen ifade, yaklaşık olarak denklem 4.7’deki gibi ifade edilebilir ve bu ifade ile birlikte denklem 4.1’de altı değişkene bağlı olan basınç değeri açılı ve debi katsayısı olmak üzere iki değişkenle tanımlanmış olur.

$$\Psi = \Psi(\theta, \varphi) \quad (4.7)$$

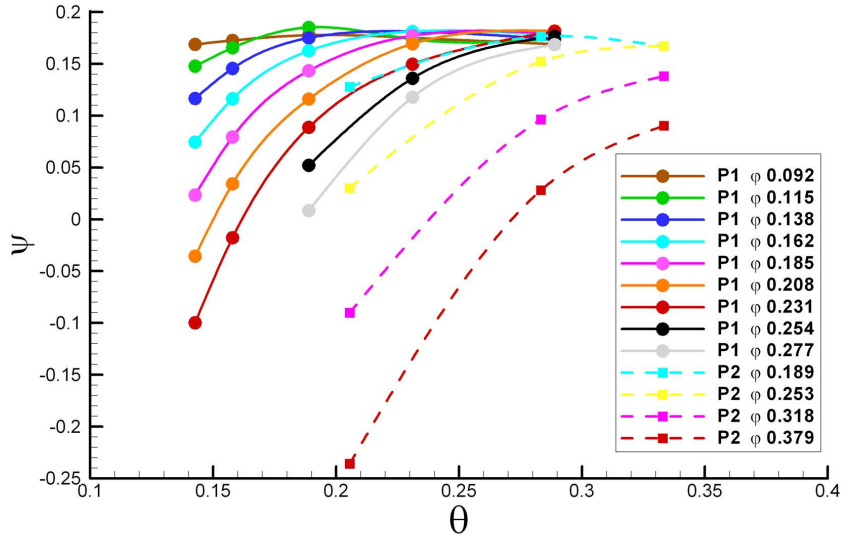
4.5.5 Boyutsuz sonuçların karşılaştırılması

İki farklı pompa için, tasarlanan önçark geometrileri arasında, benzerlik kurulabilmesi için, denklem 4.7 referans alınmıştır. İlk olarak sabit açılı değerlerinde, toplam basınç katsayısının debi ile olan ilişkisi ve ikinci durum olarak da, sabit debi katsayısı değerlerinde, toplam basınç katsayısının açılı ile olan ilişkisi incelenmiştir. Bu durum da denklem 4.7’nin iki boyutlu olarak ifade edilmesidir.

Şekil 4.20’de sabit açılıda, basınç katsayısı ile debi katsayısının değişimi, şekil 4.21’de ise sabit debi katsayısında, basınç katsayısının açılı ile değişimi görülmektedir.



Şekil 4.20 : İki pompa için tasarlanan önçarkların sabit açıda debi basınç ilişkisi.

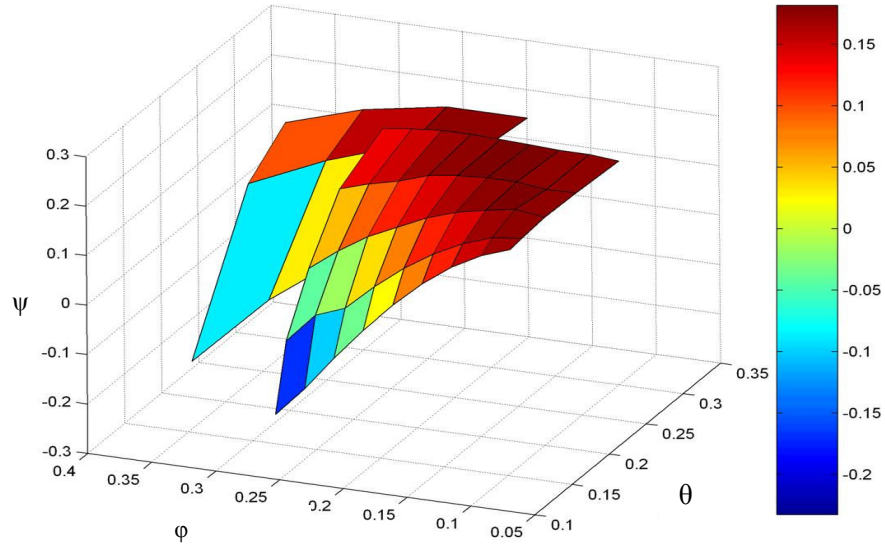


Şekil 4.21 : İki pompa için tasarlanan önçarkların sabit debide açı basınç ilişkisi.

Şekil 4.17'ye göre, debi katsayısı düştükçe, açı değişiminin basınç üzerindeki etkisi azalmaktadır. Pompa 1 için tasarlanan önçark geometrisinde en yüksek basınç değerinin, yaklaşık olarak açının 0.280 ve debinin de 0.2 ile 0.25 aralığında iken elde edildiği görülmektedir. Pompa 2 için tasarlanan önçark geometrisinde ise açının 0.3 ve debinin de 0.2 ile 0.25 arasında iken en yüksek basınç değerini verdiği görülmektedir.

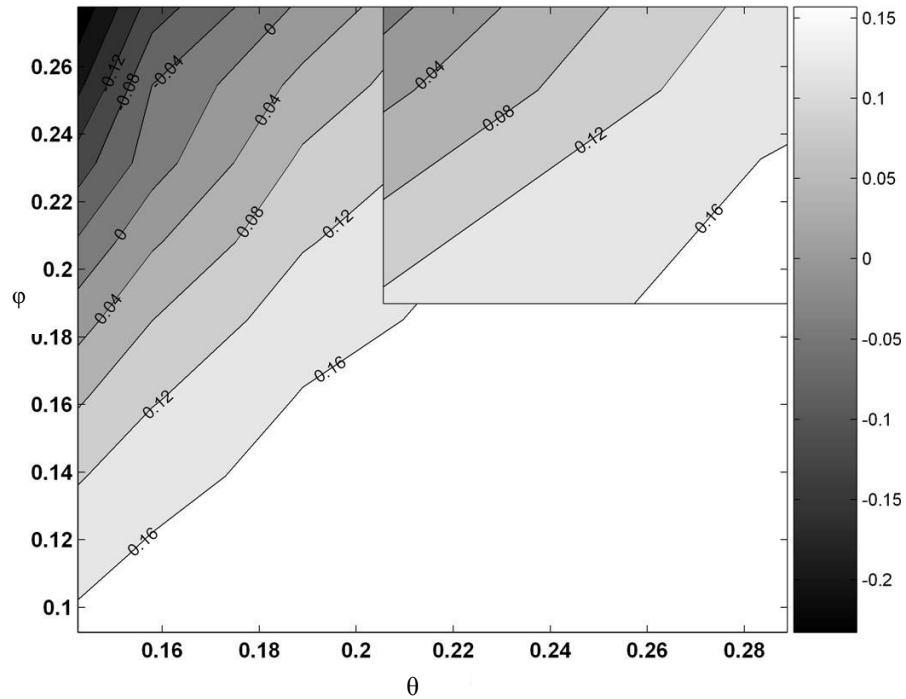
Şekil 4.17'ye bakıldığında, sabit akış katsayıları üzerinden, açı ve basınç değişimi verilmiştir. Bu grafikte de, her iki pompa için en yüksek basınç değerinin gözlemlendiği bölge, debinin 0.25 ve açının da 0.3 olduğu alandır. Şekil 4.20 ve 4.21 birlikte düşünüldüğünde basınç katsayısının iki bağımsız değişkene bağlı olduğu

görülmektedir. Şekil 4.22’de bu iki grafik birleştirilmiş ve basınç iki bağımsız değişkene bağlı olarak üç boyutlu halde verilmiştir.



Şekil 4.22 : Açı ve debi katsayısına bağlı olarak toplam basınç katsayısı değişimi.

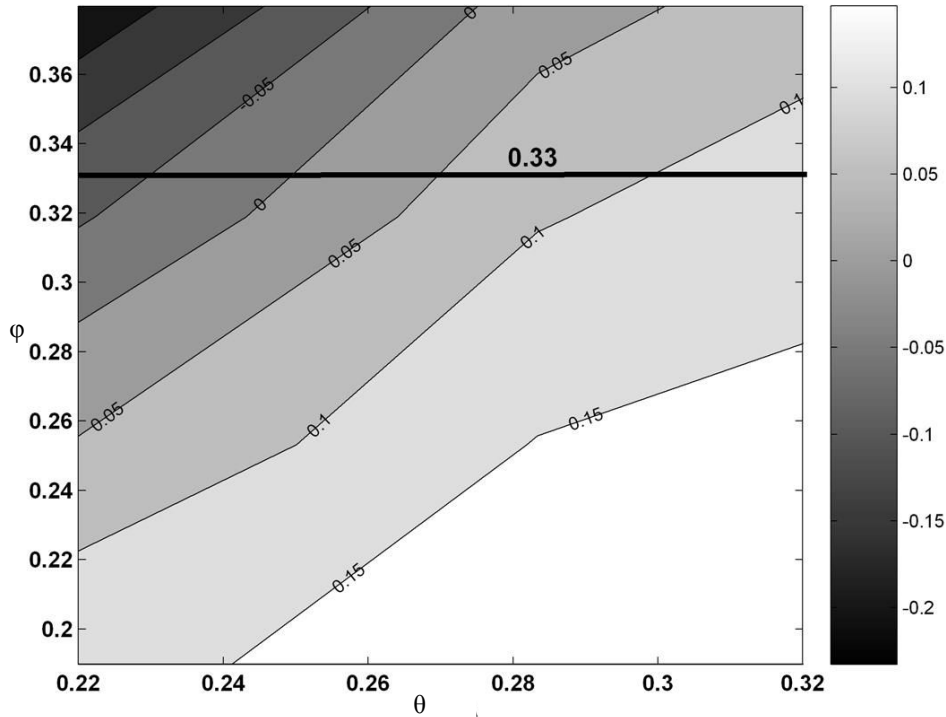
Şekil 4.22’de üstteki yüzey pompa 1 için tasarlanan önçark alttaki yüzey de pompa 2 için tasarlanan önçark geometrilerini temsil etmektedir. Bu grafiğe göre, iki pompa için tasarlanan önçarkta da çıkılabilecek en yüksek basınç katsayısı değeri yaklaşık 0.15 ile 0.20 aralığındadır. Ayrıca iki yüzey geometri olarak birbirine benzemektedir. Sayısal değerleri daha iyi inceleyebilmek adına iki yüzey de şekil 4.23’de kontur olarak çizilmiştir.



Şekil 4.23 : Açı ve debi katsayısına bağlı olarak toplam basınç konturları.

Şekil 4.22 ve 4.23’de görüldüğü gibi, yüksek debi değerlerinde ve düşük basınçlarda basınç değerleri arasındaki fark artmaktadır. Ayrıca yine yüksek debi değerlerinde önçark basınç kazandırmak yerine basınç kaybına neden olmaktadır. Bu nedenle özellikle debinin yüksek ve emme boru çapının düşük olduğu pompalarda önçark uygulanabilir değildir. Açı değerinin düşmesiyle de önçark kanalları daralarak hız artmakta ve önçark kazandırdığını sürtünmeler nedeniyle kaybetmektedir.

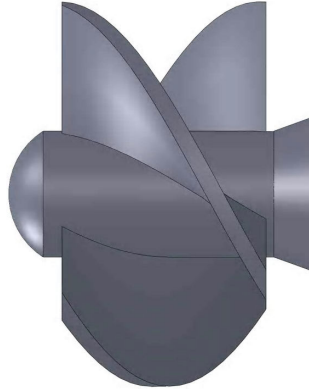
Buraya kadar elde edilen ve karşılaştırması yapılan sonuçları referans alarak üçüncü bir pompa için daha önçark tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan pompaya ait nominal debi katsayısı $\phi=0.33-0.34$ civarındadır. Bu debideki bir pompa için tasarlanacak önçarktan en yüksek basınç artışı sağlayabilmek için gereken açı değerinin bulmak için şekil 4.24’e bakılabilir.



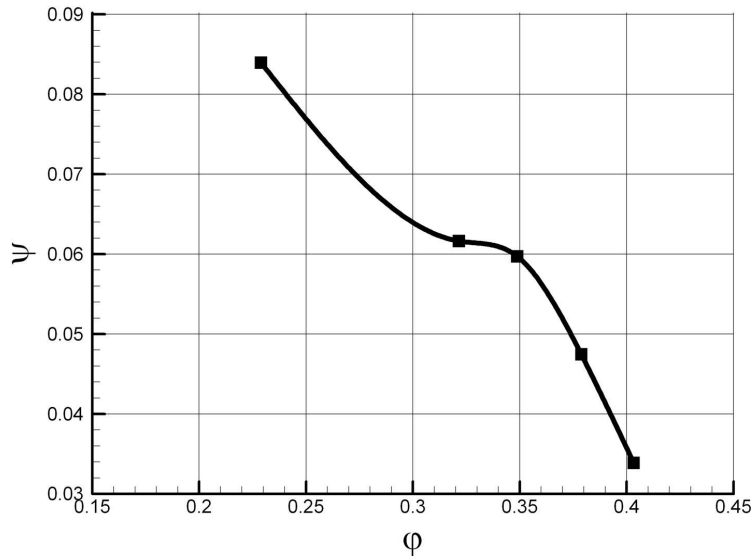
Şekil 4.24 : 0.33 nominal debideki açı ve toplam basınç değişimi.

Şekil 4.24’de görüldüğü gibi 0.33 debi değerinde basınç katsayısının diğer önçarklarda olduğu gibi 0.15 değerinin üstüne çıkmamaktadır. Elde edilebilecek en yüksek basınç değeri için açının 0.3’ün üzerinde olması gerekmektedir. Bu değeri sağlamak içinde denklem 4.4’e göre kanat açısının en az 27° olması gerekir. Bu değerlendirmeye göre, kanat açısı 29° olan bir önçark seçilmiş ($\beta 29^\circ$, D_t/D_h 3.075) ve sayısal çözümleri yapılmıştır. Ayrıca önçark kesitindeki akış hızını azaltmak için göbekte bir miktar küçültmeye gidilmiştir. Şekil 4.25’de görülen önçarkın sayısal sonuçları ve mevcut pompanın ENPY değerinin ne kadar düşürdüğü ve sayısal

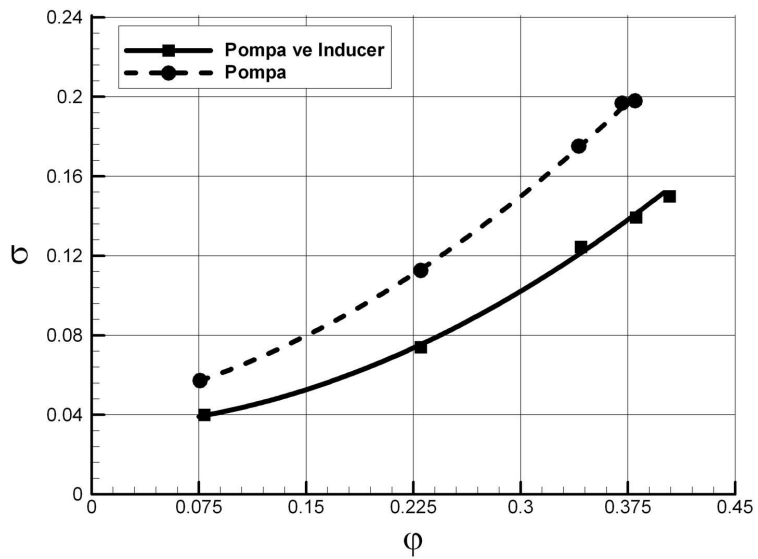
sonuçların deney sonuçlarıyla karşılaştırılması şekil 4.26, 4.27 ve 4.28’de verilmiştir. Pompanın nominal debisi 0.34’tür.



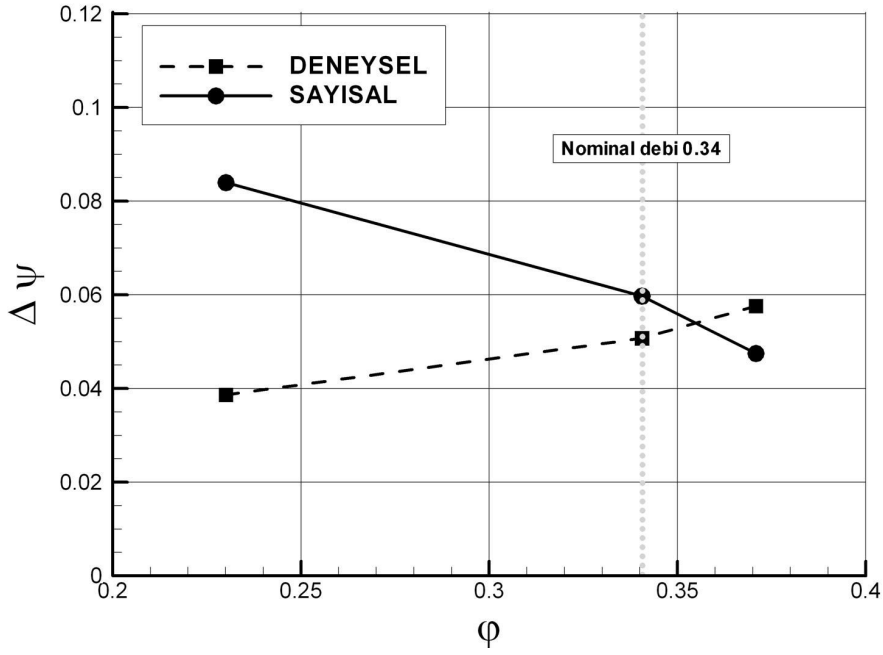
Şekil 4.25 : Üçüncü pompa için tasarlanan önçark.



Şekil 4.26 : Pompa 3 için tasarlanan önçarka ait sayısal sonuçlar (statik basınç).



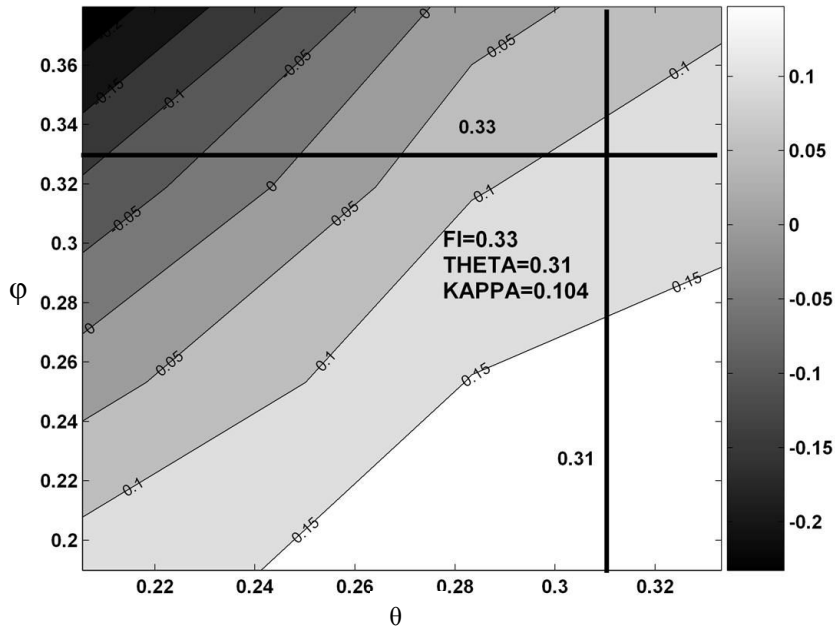
Şekil 4.27 : Pompa 3 için önçarksız ve önçarklı ENPY eğrileri (deneysel).



Şekil 4.28 : Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

Şekil 4.26’da sayısal sonuçlara göre optimum debide (0.34) statik basınç değeri yaklaşık olarak 0.06 çıkmıştır ve bu basıncın elde edildiği açı değeri 29° ’dir. Optimum açı değerini kontrol etmek için 26° ve 31° için de sayısal çözümleme yapılmış ve sonuçlar sırasıyla yaklaşık olarak 0.036 ve 0.062 olarak elde edilmiştir.

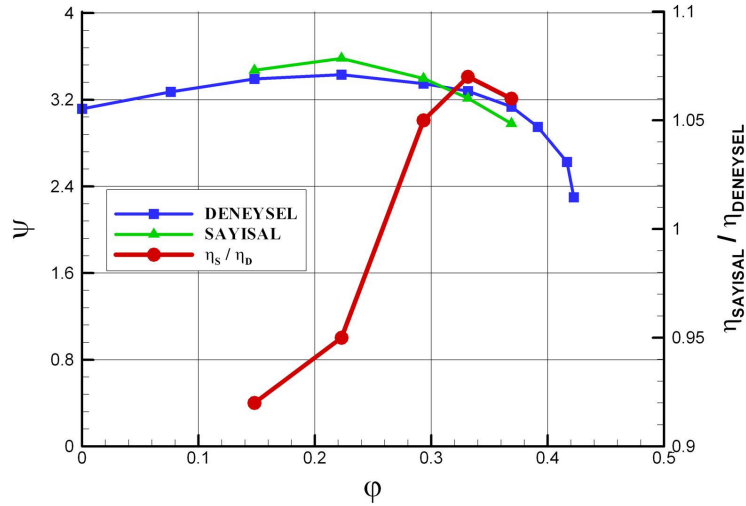
Nominal noktada elde edilen 0.06 basınç değeri deney sonuçlarıyla karşılaştırma yapabilmek için statik basınç referans alınarak boyutsuzlaştırılmıştır. Toplam basınç katsayısı ise 0.104 olarak elde edilmiştir. Bu değer in açı ile birlikte benzerlik karşılaştırması şekil 4.29’da görülmektedir.



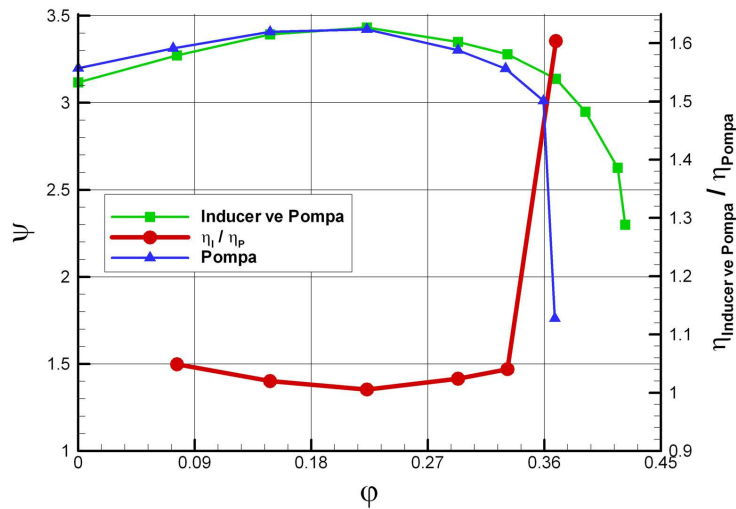
Şekil 4.29 : Debi ve açıya bağlı toplam basınç değeri.

4.5.6 Çark ve önçark çözümü

Önçarkın, pompanın kavitasyon karakteristiğini ne derece etkilediğini daha sağlıklı tahmin edebilmek için, çark ile beraber çift faz çözüm yapılması gerekmektedir. Bu çözümün daha önce söylendiği gibi matematiksel olarak kararlı olabilmesi için meshin çok düzgün ve dolayısıyla sayının da fazla olması gereklidir. Bu şekilde bir çözüm yapılması çok zaman alıcıdır. Buraya kadar anlatılan kısımda sadece önçarkın tek fazlı çözümünün optimizasyon adına yeterli olduğu görülmüştür ve dolayısıyla bütün sistemin çift fazlı çözümü gerekli değildir. Bu kabuller altında sistemin basma yüksekliği ve verimini hesaplamak için tek fazlı olarak önçark ve pompanın sayısal çözümü yapılmıştır. Pompa ve önçarkın sayısal olarak hesaplanan basma yüksekliği ve verim eğrilerinin, deney sonuçları ile karşılaştırılması şekil 4.30 ve 4.31'de verilmiştir.



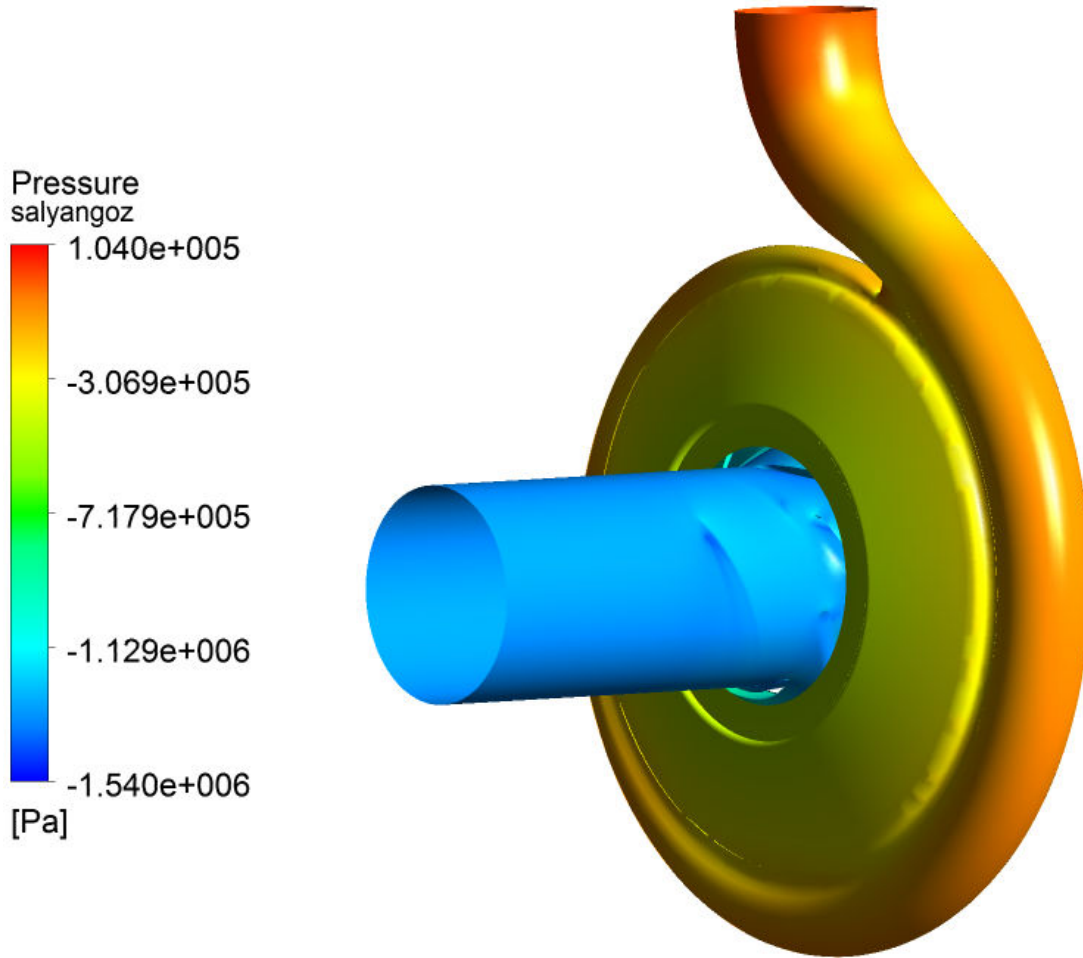
Şekil 4.30 : DeneySEL ve sayısal olarak basma yükseklikleri ve verim değerleri.



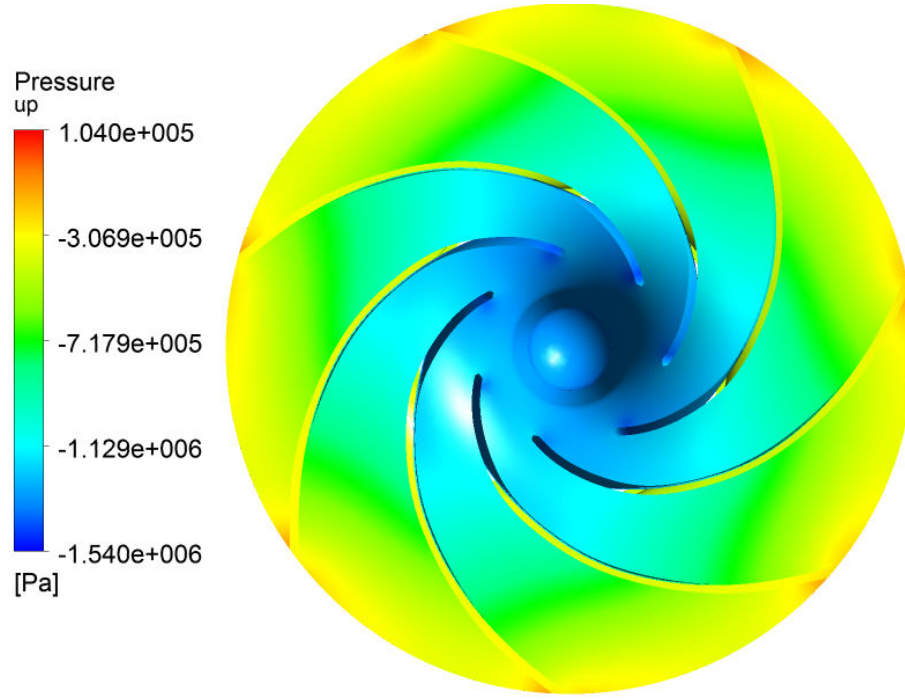
Şekil 4.31 : Önçarkın basma yüksekliğine ve verime etkisi (deneysel).

Şekil 4.30’da sayısal sonuçların ve deney sonuçlarının karşılaştırılmasında görüldüğü gibi, basma yüksekliği ve verim nominal nokta etrafında yaklaşık yüzde yedilik bir hatayla hesaplanmıştır. Şekil 4.31’de ise öñçarklı pompanın ve sadece pompanın basınç eğrileri ve verimlerinin oranı görölmektedir. Bu grafikte pompanın basınç eğrisi yaklaşık 0.36 debide kavitasyona girerek devrilmektedir. Öñçarklı pompada ise devrilme daha büyük debide ve pompaya göre daha yumuşak gerçekleşmiştir. Bu kıyaslama da, öñçarkın kavitasyon noktasını bir miktar ötelediğini göstermektedir. Ayrıca verim oranına bakıldığında, öñçark pompa verimini nominal noktada yaklaşık yüzde dört oranında arttırmıştır ve bu oranda büyük güçteki bir pompa ve sürekli çalışan bir sistemde enerji maliyeti açısından oldukça önemlidir.

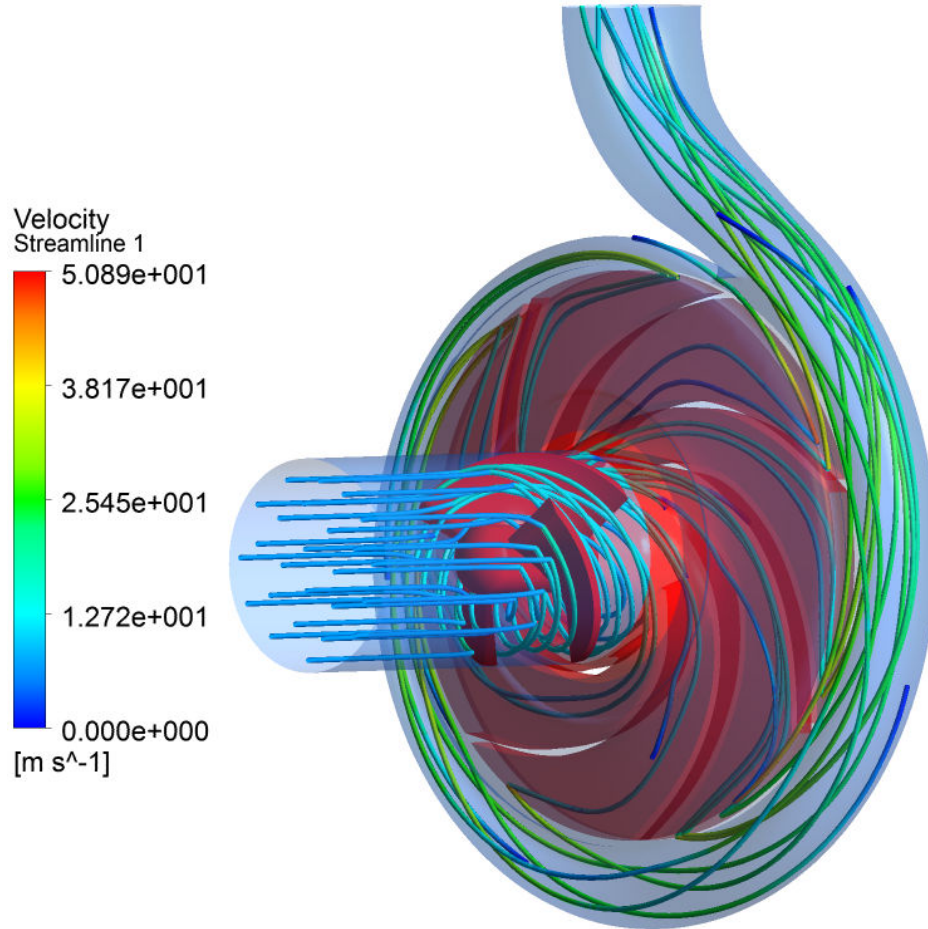
Şekil 4.32, 4.33, 4.34 ve 4.35’de öñçarklı pompanın sayısal çözümüne ait basınç dağılımları, hız vektörleri ve akım çizgileri görölmektedir.



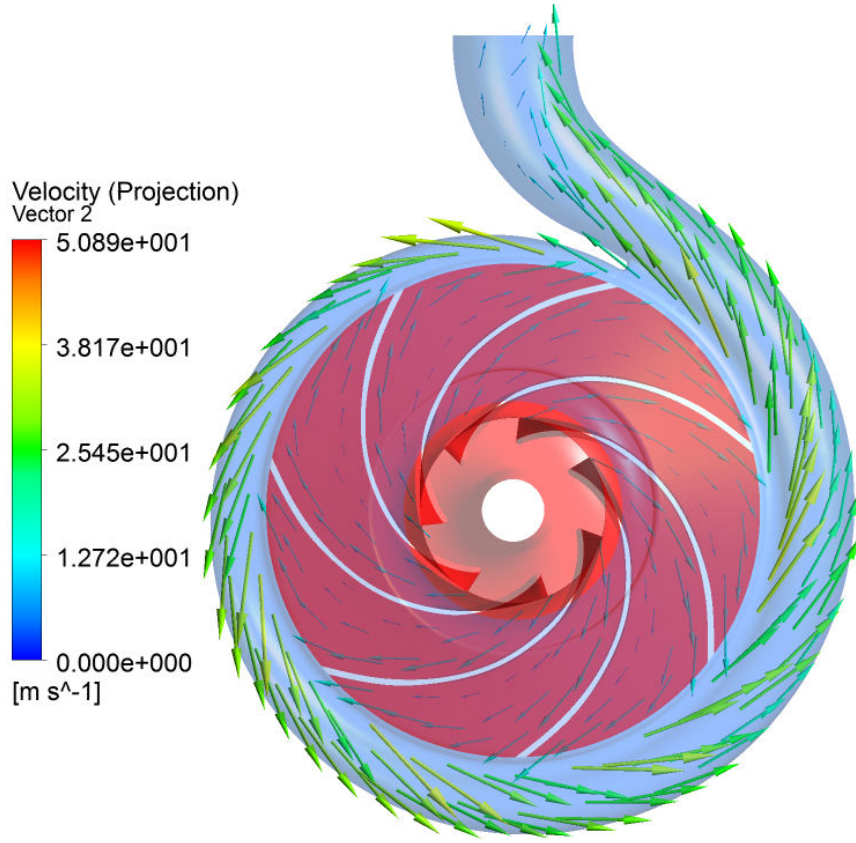
Şekil 4.32 : Salyangoz ve boru üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 4.33 : Çark üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 4.34 : Boru ve salyangozdaki akım çizgileri.



Şekil 4.35 : Salyangoz ve çarktaki hız vektörleri.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Yapılan çalışmada üç farklı pompa için on dört farklı önçark geometrisinin sayısal çözümlenmeleri ve bu modeller içerisinde beş tanesinin deneyleri yapılmıştır. İlk pompa için imal edilen önçark geometrisinde muhtemel kavitasyon oluşum bölgelerini tahmin etmek adına, çözümler iki fazlı olarak gerçekleştirilmiştir. Diğer çözümler ise tek faz olarak modellenmiş ve önçarkın en çok fayda sağlayacağı geometri araştırılmıştır. Ayrıca bir adet önçark, pompa çarkı ile beraber tek fazlı modellenmiş ve basma yükseklikleri ile verimler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çift fazda modellenen sistemde kavitasyona bağlı olarak, ENPY değerinin düşmesiyle buhar oluşumu ve buna bağlı olarak basma yüksekliğinde ani düşüşler gözlemlenmiştir. Üretilen buhar hacminin, beklendiği gibi hızın en yüksek olduğu bölge olan kanatların uç kısımlarından başladığı ve önçarkın göbek kısmına doğru ilerlediği gözlemlenmiştir.

Tek fazlı sistemde sayısal sonuçlar için önçarkın kazandırdığı statik basınç değerleri referans alınmış ve bu basınç değerleri deney sonuçlarında mevcut önçarkın, pompanın ENPY eğrisini düşürdüğü değerler ile karşılaştırılmıştır. Bu noktada sayısal sonuçlar mutlak değer olarak deney sonuçlarıyla çok iyi uyum sağlamamıştır. Fakat deney yapılan üç farklı pompa ve beş farklı önçarkta boyutsuzlaştırma yapılarak benzerlik analizi yapılmış ve pompanın ENPY eğrisini en çok düşüren geometri sayısal olarak hesaplanabilmiştir. Dolayısıyla optimum önçark geometrisi sayısal olarak tasarlanabilmiştir. Bu optimizasyon işlemi sonucunda da önçarkın performansını etkileyen en önemli parametrelerin debi katsayısı ve kanat uç açısı olduğu saptanmıştır.

Sayısal olarak optimize edilen bir önçark seçilmiş ve pompanın çark ve salyangozu ile birlikte bütünleşik bir sistem olarak çözülmüştür. Yapılan bu çözüm deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve yaklaşık olarak en yüksek % 7 mertebelerinde bir hata

olduğu saptanmıştır. Deney sonuçlarına göre üçüncü pompa için tasarlanan önçark, pompanın mevcut ENPY değerini nominal noktada yaklaşık % 30 oranında düşürmüş ve verimde de yine nominal noktada yaklaşık % 4 oranında bir artış sağlayarak oldukça iyi sonuçlar vermiştir.

5.2 neriler

Geometrisi belirlen bir önçarkın, pompanın kavitasyon eğrisini nasıl etkilediğini tam olarak saptayabilmek için bütün sistemin (ark ve önçark) ift fazda çözümünün yapılması gerekmektedir.

Yapılan çalışmada önçarkın performansını etkileyen en önemli parametrelerin debi sayısı ve kanat açısı olduğu saptanmıştır. Bu iki değişkene bağlı olarak önçarkın basınç sayısını veren genelleştirilmiş bir polinom elde edilebilir ve herhangi bir pompa için optimum önçark geometrisi daha hızlı belirlenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Çengel, Y. A., and Cimbala J. M., 2010 : Fluid Mechanics : Fundamentals and Applications Secon Edition in SI Units. New York , McGraw-Hill
- [2] Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., and Heald, C. C., 2000 : Pump Handbook Third Edition New York McGraw-Hill
- [3] Lakshminarayana, B., 1982: Fluid Dynamics of Inducers A Review. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 120/411.
- [4] Japikse D., 2002: Overview of Industrial Pump Inducer Design. 38th Combustion Subcommittee, 26th Airbreathing Propulsion Subcommittee, 20th Propulsion Systems Hazards Subcommittee, 2nd Modelling & Simulation Subcommittee, Destin, Florida, USA, April 8-22.
- [5] Bramanti, C., Cervone, A., and d'Agostino, L., 2007: *AIAA Paper 2007-5514*, 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conf. and Exhibit, Cincinnati, OH, USA, July 8-11.
- [6] Tujimoto, Y., Kamijo, K., and Yoshido, Y., 1993: A Theoretical Analysis of Rotating Cavitation Analysis. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 115/135.
- [7] d'Agostino, L., Torre, L., Pasini, A., and Cervone, A., 2008: On the Preliminary Design and Noncavitating Performance Prediction of Tapered Axial Inducers. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130/111303-1.
- [8] Bakir, F., Rey, R., Gerber, A.G., Belamri, T., and Hutchinson, B., 2004: Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer. *International Journal of Rotating Machinery*, 10: 15-25.
- [9] Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H., and Jiang, Y., 2002: Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124/617.
- [10] Athavale, M. M., Li, H. Y., Jiang, Y., and Singhal, A. K., 2002: Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers. *International Journal of Rotating Machinery*, 8(1): 45-56.
- [11] Amezcua, R. C., Bakir, F., Khelladi, S., and Rey, R., 2009: Numerical and Experimental Analysis of Cavitating Flow in an Axial Inducer with/without Tip-Clearance. 8th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Graz, Austria, 23-27 March, pp. 183-195.
- [12] Delgosha, O. C., Morel, P., Patella, R. F., and Reboud, J., 2005: Numerical Simulation of Turbopump Inducer Cavitating Behavior. *International Journal of Rotating Machinery* 2, 135-142

- [13] Flores, N. G., Goncalves, E., Patella, R. F., Rolland, J., and Rebattet, C., 2008: Head Drop of a Spatial Turbopump Inducer. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130/111301-1.
- [14] Delgosha, O. C., Reboud, J., and Patella, R. F., 2001: Numerical Study of the Effect of the Leading Edge Shape on Cavitation Around Inducer Blade Sections. *4th International Symposium on Cavitation (CAV 2001)*, California Institute of Technology, Pasadena, CA USA. June 20-23.
- [15] Sedlar, M., Bajorek, M., and Soukal, J., 2007: Investigation of Cavitation Phenomena in Suction Part of Raial-Flow Multistage Pump. *Proceedings of the 7th European Turbomachinery Conferences*, Athens, Greece, March 5-9, pp. 785-794
- [16] Watanabe, S., Horiguchi, H., Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., Azuma, S., and Fujii, A., 2004: Higher Order Cavitation in an Inducer. *International Journal of Rotating Machinery* 10(4): 241-251
- [17] Wang, F., and Li Y., 2007: Numerical Investigation of Perfomance Axial-Flow Pump with Inducer. *Journal of Hydrodynamics Ser. B*, 19(6) 705-711
- [18] Harun, A. M., Prado, M. G., Shirazi, S. A., and Doty, D. R., 2004: Two-Phase Flow Modelling of Inducers. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 126/140
- [19] Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. W., Yocum, A. M., and Pauley, L. L., 2002: Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124/377
- [20] Stuparu, A., Resiga, R. S., Anton, L. E., and Muntean, S., 2010: Numerical Investigation of the Cavitation Behaviour into a Storage Pump at off Design Operating Points. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Timisoara, Romania, September 20-24.
- [21] Pouffary, B., Patella, R. F., Reboud, J. L., and Lambert, P. A., 2008: Numerical Simulation of 3D Cavitating Flows: Analysis of Cavitation Head Drop in Turbomachinery. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130/061301-1
- [22] Zwart, P., Gerber, A., and Belamri, T., 2004: A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics. *ICMF International Conference on Multiphase Flow*, Yokohama, Japan May 30-June 3, paper no 152
- [23] Yuan, W., Sauer, J., and Schnerr, G. H., 2000: Modeling and Computation of Unsteady Cavitation Flows in Injection Nozzles. *1st International Colloquium on Microhydrodynamics*, Paris, France.
- [24] Boncinelli, P., Arnone, A., Spano, E., Capuani, A., and Rebattet, C., 2001: "Airane 5" Tplox Inducer Strategies to enhance cavitating performance. *4th International Symposium on Cavitation*, California Institute of Technology, Pasadena, CA USA. June 20-23

- [25] **Li, X. H., Zhang, S. J., Zhu, B. L., and Hu, Q. B.,** 2006: The Study of the k- ϵ Turbulence Model for Numerical Simulation of Centrifugal Pump. *Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design, 2006. CAIDCD '06. 7th International Conference on*, Hangzhou, Zhejiang, China.
- [26] **Amezcu, R. C., Bakir, F., Khelladi, S., Bergerat, L., Czerwicz, Z. M., and Rey, R.,** 2011: Numerical Study of Unsteady Cavitating Flow in a Three Dimensional Axial Inducer. *9th European Turbomachinery Conference*, Istanbul, Turkey, March 21-25.
- [27] **Marini, A., Salvadori, S., Bernardini, C., Insinna, M., Martelli, F., Nicchio, A., and Piva, A.,** 2011: Numerical Prediction of Cavitation Inception in Centrifugal Impellers. *9th European Turbomachinery Conference*, Istanbul, Turkey, March 21-25.
- [28] **Grist, Edward,** 1999: Cavitation and the Centrifugal Pump : a Guide for Pump Users. Philadelphia, PA : Taylor & Francis, c1999
- [29] Fluent Theory Guide.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Yakup Sevgi

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa 1986

Lisans Üniversite: Dumlupınar Üniversitesi

Yayın Listesi:

