



**Santrifüj Pompa Kaviteasyon Performans
Karakteristiklerinin Tayini için Basitleştirilmiş Kaviteasyon
Modellerinin İyileştirilmesi**

Program Kodu: 1001

Proje No: 117M072

Proje Yürütücüsü:
Prof. Dr. Canfuad DELALE

Araştırmacılar:

Prof. Dr. Erkan AYDER
Dr. Şenay PASİNLİOĞLU

Bursiyer:

Uğurcan MORKOYUN

MAYIS 2020
İSTANBUL

İçindekiler

Şekil ve Tablo Listesiii
ÖNSÖZv
ÖZETvi
ABSTRACTvii
1. GİRİŞ.1
2. LİTERATÜR ÖZETİ.2
3. GEREÇ VE YÖNTEM.3
3.1 Kavitasyonlu Lüle Akışları4
3.1.1 Kavitasyonlu Lüle Akış Deneyleri.5
3.1.2 Kavitasyonlu Lüle Akışlarının Sanki-Bir-Boyutlu Sayısal Çözümleri15
3.1.3 Kavitasyonlu Lüle Akışlarının Ticari Yazılımlarla İki-Boyutlu Sayısal Çözümleri21
3.2 Kavitasyonlu Radyal Pompa Akışları23
3.2.1 Kavitasyonlu Radyal Pompa Deneyleri.23
3.2.2 Radyal Pompalarda Kavitasyonlu Akışların Sayısal Çözümü.32
4. BULGULAR.36
4.1 İyileştirilmiş Modelde Sanki-Bir-Boyutlu Lüle Çözüm Akışları ile Ticari Yazılımdaki İki-Boyutlu İyileştirilmiş Kavitasyonlu Lüle Akış Çözüm Sonuçlarının Deney Sonuçlarıyla Karşılaştırılması.36
4.2 Kavitasyon Performansı için İyileştirilmiş Kavitasyonlu Pompa Akışı Benzetim Sonuçlarının Mevcut Ticari Kodlardaki Benzetim ve Deney Sonuçları ile Karşılaştırılması48
5. SONUÇ50
5.1 Öneriler51
EK A: ZWART vd. KAVİTASYON MODELİNİN İYİLEŞTİRİLMESİNDE ANSYS FLUENT YAZILIMINA EKLENEN UDF(User Defined Function).53
KAYNAKLAR54

Şekil ve Tablo Listesi

- Şekil 1. İmal edilen lülenin teknik resmi ve katı modeli.
6
- Şekil 2. Deney tesisatında lüle cidarındaki basınç ölçüm noktaları ve sensörleri.
7
- Şekil 3. Hızlı kameranın deney düzeneğindeki yerleşimi.
7
- Şekil 4. Deney düzeneği ve veri toplama sistemleri..
8
- Şekil 5. Kavitasyonsuz durumda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri..
9
- Şekil 6. Kavitasyonsuz durumda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri..
10
- Şekil 7. Zayıf kavitasyon durumunda lüledeki akışın görünümü.
11
- Şekil 8. Zayıf kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri..
11
- Şekil 9. Zayıf kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri..
12
- Şekil 10. Kuvvetli kavitasyon durumunda lüledeki akışın görünümü.
13
- Şekil 11. Kuvvetli kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri.
13
- Şekil 12. Kuvvetli kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri .
14
- Şekil 13. Kavitasyon bulutunun hızlı kamera ile alınan görüntülerinden elde edilen anlık görüntüler.
15
- Şekil 14. Bir santrifüj pompanın basma yüksekliği ve verimde kavitasyona bağlı ani düşüş..
24

Şekil 15. Pompalarda yük düşümü eğrisi ve kavitasyon evreleri.	25
Şekil 16. Çalışılan pompa çarkının meridyenel görünüşü ve karşıdan görünüşü.	26
Şekil 17. Akrilik salyangoz kapağı ve ön yüzeyi çıkarılmış salyangoz.. . . .	27
Şekil 18. Kapalı çevrim test düzeneği.. . . .	27
Şekil 19. Kapalı çevrim deney düzeneği.	28
Şekil 20. Çalışılan pompanın 1485 d/dak dönme devrindeki Q-H eğrisi.	29
Şekil 21. Özgül hızı 12.5 olan pompanın deneysel yük düşümü eğrileri.	30
Şekil 22. Çark kanatlarının stroboskopik ışık kaynağı kullanarak bağlı olarak hareketsiz şekilde görüntülenmesi.	31
Şekil 23. Görüntülenen altı ölçüm noktasının yük düşümü diyagramındaki yerleri	31
Şekil 24. Altı deney noktasındaki görüntüler	32
Şekil 25. Pompa sayısal ağının kesit görünümü ve ön aşınma halkası boşluğu detayı.	33
Şekil 26. Giriş elemanları, çark ve salyangoz gövdeyi içeren sayısal ağ.. . . .	33
Şekil 27. Pompa çarkında sayısal hesaplama adımları.	35
Şekil 28. Özgül hızı 12.5 olan pompa hesaplarında kullanılan sayısal ağın meridyenel ve 3 boyutlu görünümü	36
Şekil 29. Kuvvetli kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama basınç katsayılarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.. . . .	38
Şekil 30. Kuvvetli kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca	

değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması..	39
Şekil 31. Zayıf kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama basınç katsayılarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması..	39
Şekil 32. Zayıf kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.	40
Şekil 33. İki boyutlu kavitasyonlu lüle akışlarının hesabında kullanılan sayısal çözüm ağı.	41
Şekil 34. Kuvvetli kavitasyon durumunda deney lülesinde Schnerr-Sauer kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları	42
Şekil 35. Kuvvetli kavitasyon durumunda deney lülesinde Zwart vd. kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları	43
Şekil 36. Kuvvetli kavitasyon durumunda basınç katsayısının deney lülesinin sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş kavitasyon modeli, deney ölçüm sonuçları ve ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle elde edilen iki boyutlu lüle kesit ortalamalarıyla karşılaştırılması..	44
Şekil 37. Zayıf kavitasyon durumunda deney lülesinde Schnerr-Sauer kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları.	45
Şekil 38. Zayıf kavitasyon durumunda deney lülesinde Zwart vd. kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları	46
Şekil 39. Zayıf kavitasyon durumunda basınç katsayısının deney lülesinin sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş kavitasyon modeli, deney ölçüm sonuçları ve ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle elde edilen iki boyutlu lüle kesit ortalamalarıyla karşılaştırılması.	47

Şekil 40. $Q/Q_{opt} = 1$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri (Zwart vd., iyileştirilmiş Zwart vd. model sonuç eğrilerinin deney eğrisiyle karşılaştırılması)48

Şekil 41. İyileştirilmiş Zwart vd. ile Orijinal Zwart vd. model sonuçlarının ENPY değeri büyük tasarlanmış pompada karşılaştırılması. 49

Tablo 1. Pompa çarkının temel geometrik özellikleri 26

Tablo 2. Pompanın sayısal hesaplarında sayısal ağıdan bağımsızlaştırma süreci. 34

ÖNSÖZ

Santrifüj pompaların kaviteasyonlu çalışma durumunda hidrolik performans kaybı (basma yüksekliği ve verim), kaviteasyona bağılı kararsızlıklar, kaviteasyon erozyonu, ses ve titreşim seviyelerinde artış gözlenebilmektedir. Bu olumsuzlukların önüne geçebilmek için pompanın kaviteasyon performansının tasarım aşamasında hesaplanabilmesi önemlidir. Bu amaçla belirli özgül hız aralığındaki pompalar için kaviteasyonun sayısal hesaplamalar ile öngörülebilmesi, buna bağılı olarak ENPY (emmede gerekli net pozitif yük) değerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu bağlamda hidrolik makineler, özellikle pomplar için en uygun kaviteasyon modellerinin inşası ve sınanması önemlidir. Günümüzde ticari CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımında kullanılan ve faz geçişleri (kabarıcıklardaki buharın yoğuşması ya da çevreleyen sıvının buharlaşması) esasına dayalı kaviteasyon modellerinde, kabarcık dinamiği için Rayleigh-Plesset denkleminin basit bir şekli kullanılmaktadır. Bu modellerin yakınsayan sayısal çözüm sonuçları deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında genellikle daha zayıf bir kaviteasyonlu akış durumu göstermektedir. Bu durumda ticari yazılımlardaki kaviteasyon modellerinin iyileştirilmesine ihtiyaç vardır.

Bu raporda TÜBİTAK 1001 117M072 no.lu projeye desteklenen bu doğrultudaki araştırma sonuçları sunulmaktadır. Proje santrifüj pompalarda kaviteasyon performans karakteristiklerinin tayini için kullanılan ticari kodlardaki kaviteasyon modellerinin iyileştirilmesini hedef almıştır. Bu amaçla mevcut kaviteasyon modellerinde, önerilen kabarcık gaz basıncı yasasıyla gerekli iyileştirmeler yapılarak kaviteasyonlu lüle ve santrifüj pompa akışlarının sayısal benzetimi yapılmıştır. Bu çözümlerin sonuçlarının deney sonuçlarıyla karşılaştırılması için kaviteasyonlu lüle ve santrifüj pompa deney düzenekleri hazırlanmış, zayıf ve kuvvetli kaviteasyonlu akışlar görüntülenmiş ve ölçüm sonuçları alınarak işlenmiştir.

Mevcut kavitasyon modellerinde yapılan iyileştirmelerle ele edilen sonuçların deney sonuçlarıyla daha uyumlu olduğu görülmektedir.

ÖZET

Bu çalışmada Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen kabarcık gaz basıncı yasasıyla betimlenen ısıl sönüm mekanizmasını içeren Rayleigh-Plesset küresel kabarcık dinamiği denklemini esas alan bir hidrodinamik kavitasyon modeli inşa edilmiştir. Bu modeli sınamak üzere kavitasyonlu lüle akışı deneyleri yapılmış, lüle içindeki kavitasyonsuz, zayıf kavitasyonlu ve kuvvetli kavitasyonlu akış rejimleri yüksek hızlı kamerayla görüntülenerek kaydedilmiş ve lüle cidarlarına yerleştirilen basınç sensörleriyle statik basınç değerleri ölçülmüştür. Elde edilen deney sonuçları, yeni hidrodinamik kavitasyon modelin sanki-bir-boyutlu sayısal sonuçlarıyla ve ticari yazılımlardaki basitleştirilmiş kavitasyon modellerinin iki-boyutlu sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır. Böylece santrifüj pompalara uygulanmak üzere ticari yazılımlardaki Zwart vd. (2004) kavitasyon modeli en uygun model olarak seçilmiş ve yeni kabarcık gaz basıncı yasasını içerecek şekilde iyileştirilmiştir. Santrifüj pompa kavitasyon performans karakteristiklerinin tayini için ENPY (emmede gerekli net pozitif yük) değerleri küçük ve görüntü kaydına izin veren pleksiglas bir pompada kavitasyonlu akış halinde deneyler yapılmıştır. Bu pompa için gerek deney sonuçları, gerek orijinal ve iyileştirilmiş Zwart vd. kavitasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları ENPY değerleri birin altına düştüğünde kararsızlıklar göstermiştir. Ancak kararsızlıklar başlamadan ENPY değeri bir civarındayken iyileştirilmiş Zwart vd. kavitasyon modelinin sayısal sonuçları, orijinal modele kıyasla, az da olsa kavitasyon şiddetinin arttığını, böylece kavitasyon performansının düştüğünü göstermiştir. Bu sonucu daha belirginleştirmek üzere ENPY değerleri nispeten daha yüksek bir pompa tasarlanmış ve orijinal ve iyileştirilmiş Zwart vd. kavitasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu durumda iyileştirilmiş Zwart vd.

modelinde kavitasyon performansının, orijinal modele kıyasla, belirgin olarak azaldığı gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kabarcık gaz basıncı yasası, iyileştirilmiş kavitasyon modelleri, pompa kavitasyon performansı.

ABSTRACT

In this study a hydrodynamic cavitation model is constructed, based on spherical bubble dynamics characterized by a modified Rayleigh-Plesset equation describing thermal damping through the bubble gas pressure law introduced by Delale and Pasinlioglu (2018). Cavitating nozzle flow experiments for noncavitating, weakly and strongly cavitating flow regimes are carried out, visualized and recorded using a high speed camera, and the static pressure along the nozzle wall is measured by pressure transducers to test the validity of the model. Results of the experiments are then compared with those of the novel hydrodynamic model for quasi-one-dimensional nozzle flows, and with those of the cavitation models present in commercial codes for two-dimensional cavitating nozzle flows. As a result the Zwart et al. (2004) cavitation model is chosen as the most appropriate model and is improved by accounting for the novel bubble gas pressure law in determining centrifugal pump performance. Cavitation experiments are carried out in a plexiglass centrifugal pump having low NPSH values allowing for visualization and recording to determine the cavitation performance characteristics. For this pump the results of the experiments as well as the simulation results of the original and improved Zwart et al. cavitation models show instabilities when the NPSH values are below unity. However, before the onset of instabilities in the vicinity of NPSH values near unity, the improved Zwart et al. cavitation model simulation results, as compared to the original Zwart et al. model, show increased cavitation intensity resulting in poorer cavitation performance. To clarify this result, a centrifugal pump having relatively higher values of NPSH is designed, and simulation is carried out using the

original and the improved Zwart et al. cavitation models. The cavitation performance is clearly seen to drop for the improved Zwart et al. model as compared to the original one.

Key Words: Bubble gas pressure law, modified cavitation models, pump cavitation performance.

1. GİRİŞ

Hidrodinamik kavitasyon akış halindeki sıvı basıncının, sıvı sıcaklığındaki doymuş buhar basıncının altına düşmesiyle buhar kabarcıkları oluşması, bu kabarcıkların sürüklendiğinde büyümesi ve yüksek basınçtaki bölgelerine taşındıklarında büzülmesi olayıdır. Kavitasyonlu akışlar, Venturi tüplerinde, pompa ve türbin gibi hidrolik makinelerde, gemi pervanelerinde, ve dizel enjektörlerinde görülebilir. Bu akışların yüksek basınç bölgelerinde kabarcıkların çökmesi sonucu oluşan yüksek hızdaki sıvı jetleri veya kabarcıkların oluşturduğu bulutların çökmesi sonucu oluşan şok dalgaları, buldukları bölgedeki makine parçasının cidarlarını aşındırırlar. Bu tahribat belli bir süre sonra makine parçasını kullanılamaz hale getirebilir. Bundan dolayı hidrolik makinelerde kavitasyonlu akış rejiminin dışında kalınmaya çalışılır.

Kavitasyon, santrifüj pompalarda pompa giriş (emme) basıncını, dönme hızını ve dolayısıyla pompanın boyutlarını, ağırlığını ve maliyetini, mekanik ve hidrolik olarak kararlı/güvenilir çalışma aralığını sınırlayan önemli bir etkidir. Kavitasyonsuz çalışmanın gerek kriteri, sisteme, tesisata, basılan sıvıya ve çalışma koşullarına bağlı olarak belirlenen $ENPY_m$ (mevcut emmedeki net pozitif yük) değerinin belirli bir toleransla pompaya özgü $ENPY_g$ (gerekli emmedeki net pozitif yük) değerinden büyük olmasının sağlanmasıdır. Modern araştırmalar, pompalardaki kavitasyon olayının daha çok kanatlar üzerinde oluşan kısmi şerit kavitasyonu (partial sheet cavitation) ve kanat uçlarındaki girdap kavitasyonu (sheet cavitation) türlerinde oluştuğunu göstermektedir. Genel olarak hidrolik makinelerin CFD (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği) analizinde kullanılan kavitasyon modelleri, barotropik modeller, arayüz izleme modelleri, termodinamik faz geçişi modelleri ve kabarcık dinamiği modelleri olmak üzere dört ana kategoride değerlendirilebilir. Günümüzde ticari yazılımların içerisinde kabarcık dinamiğini esas alan modeller daha yaygın olarak kullanılmaktadır. CFD kodlarına gömülü bulunan mevcut kavitasyon modellerinde kabarcık dinamiği davranışını modelleyen Rayleigh-Plesset denkleminin basitleştirilmiş bir şekli kullanılmaktadır. Bunun sonucunda CFD analizinde hacimsel buhar oranı için ilave bir transport denklemi çözülmektedir. Denklemin sağ tarafında buharlaşma ve yoğusma süreçlerini ifade eden kaynak terimleri kullanılmaktadır. Bu kaynak terimlerinin farklı yaklaşımlarla türetilmesi yeni kavitasyon modellerinin inşasına esas oluşturmaktadır. Literatürde bu modeller kullanılarak, kavitasyonlu akışlar su kanatlarında, ön çarklarda, yarı-dairesel cisimler etrafında ve pompalarda sayısal olarak hesaplanmaktadır. Ancak geniş bir özgül hız aralığında tanımlanan radyal çarklardaki kavitasyon performansı için kapsamlı bir doğrulamaya henüz rastlanmamıştır. Böyle bir doğrulamaya, özellikle pompa endüstrisinde büyük gereksinim duyulmaktadır. Bu projedeki araştırma sonuçları bu amaca hizmet etmektedir.

Bu raporda Rayleigh-Plesset kabarcık dinamiği yasasını esas alan bir hidrodinamik kaviteasyon modeli inşa edilmiştir. Bu modelde Rayleigh-Plesset kabarcık dinamiği denklemi, Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen kabarcık gaz basıncı hal değişimi yasasıyla betimlenen ısıl sönümmekanismasını içerecek şekilde iyileştirilmiştir. Modeli sınamak üzere kaviteasyonlu lüle akışı deneyleri yapılmış, lüle içindeki kaviteasyonsuz, zayıf kaviteasyonlu ve kuvvetli kaviteasyonlu akış rejimleri yüksek hızlı kamera düzeneğiyle görüntülenerek kaydedilmiş ve lüle cidarlarına yerleştirilen basınç sensörleriyle statik basınç değerleri ölçülmüştür. Bu sonuçlar, iyileştirilmiş kaviteasyon modelinin sanki-bir-boyutlu sayısal sonuçları ve ticari yazılımlardaki basitleştirilmiş kaviteasyon modellerinin iki-boyutlu sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda santrifüj pompalarda kullanılmak üzere ANSYS FLUENT yazılımındaki Zwart vd. (2004) modeline inşa edilen kaviteasyon modeliyle uyumlu UDF (User Defined Function) eklenerek iyileştirme yapılmıştır. Santrifüj pompanın kaviteasyon performans karakteristiklerinin tayini için ENPY değerleri küçük ve görüntü kaydına izin veren pleksiglas bir pompada kaviteasyonlu akış halinde deneyler yapılmıştır. Bu pompada gerek deney sonuçları, gerek orijinal ve iyileştirilmiş Zwart vd. kaviteasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları birin altındaki ENPY değerleri için kararsızlıklar göstermiştir. Ancak kararsızlıklar başlamadan ENPY değerinin bir civarında olduğu durumlarda iyileştirilmiş Zwart vd. modelinin sayısal sonuçları, orijinal Zwart vd. modeline kıyasla, az da olsa kaviteasyon şiddetinin arttığını, böylece kaviteasyon performansının düştüğünü göstermiştir. Bu sonucu belirgenleştirmek üzere ENPY değerleri nispeten daha yüksek bir pompa tasarlanmış ve orijinal ile iyileştirilmiş Zwart vd. kaviteasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu durumda iyileştirilmiş Zwart vd. modelinde kaviteasyon performansının orijinal Zwart vd. modeline kıyasla belirgin bir şekilde azaldığı görülmüştür.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Genel olarak kaviteasyon olayını inceleyen tanınmış kitaplar arasında Hammitt (1980), Brennen (1995), Young (1999) ve Franc ve Michel (2004) sayılabilir. Kaviteasyon olayının fiziği ve modellenmesi için Plesset ve Prosperetti (1977), kaviteasyon başlangıcı için Rood'un (1991), hidrolik makinelerde rastlanan kaviteasyon türleri için ise Luo vd. (2016)'nin derleme makalelerine başvurulabilir. Kaviteasyonlu akışların sayısal simülasyonu için, genellikle iki-fazlı homojen akış modelleri kullanılır. Bu modellerde iki-fazlı akış mezoskopik ölçekte homojen varsayılır ve kabarcıklarla çevreleyen sıvı arasındaki hız farkları ihmal edilir. Böyle iki-fazlı homojen akış modeli van Wijngaarden (1968,1972) tarafından inşa edilmiştir. Bu

modelde kabarcık dinamiği yasası, küresel kabarcıklar varsayılarak Rayleigh-Plesset denklemiyle

karakterize edilir ve bu denklemdeki uyarıcı basınç alanı yerel akış alanı değerine eşit sayılır. Bu model çekirdekleşmeyi (Delale vd., 2005) de içerecek tarzda iki-fazlı homojen karışım için Euler/ Navier-Stokes denklemleriyle birlikte ele alınır. Bu tür benzetimlerde kabarcık bulutları içindeki kabarcık boyutunun izafi olarak belli bir mertebenin (birkaç mm) üstüne çıkmadıkları varsayılır. Kavitasyon bulutu içindeki ortalama kabarcık boyutunun bu mertebenin üzerine çıktığı hallerde ise ayrıklaştırılmış iki-fazlı iki-akışkan modeli uygulanır.

Genellikle matematiksel hidrodinamik kavitasyon modellerin sınanması için geometrik kolaylık sağladıklarından lüle akışları ele alınır. Yakınsak-ıraksak bir lüleden geçen kabarcıklı sıvı akış modeli ilk kez Tangren vd. (1949) tarafından barotropik bir bağıntı kullanılarak incelenmiştir. Problem, daimi olmayan etkiler gözönüne alınarak Ishii vd. (1993) tarafından yeniden ele alınmış, fakat kabarcık dinamiği ihmal edilmiştir. Kavitasyonlu akışlar için kabarcık dinamiği yasası ile lüle akış denklemlerini birlikte düşünmek zorunludur. Klasik Rayleigh-Plesset denklemi ile tanımlanan küresel kabarcık dinamiği yasasını akış denklemlerine bağlayan sürekli bir kabarcıklı karışım akış modeli van Wijngaarden (1968, 1972) tarafından önerilmiştir. Bu model kullanılarak sanki-bir-boyutlu yakınsak-ıraksak lülelerdeki kabarcıklı kavitasyonlu daimi akışların çözümleri Wang ve Brennen (1998) ile Delale vd. (2001) tarafından incelenmiştir. Bu çözümlerde kararlı çözümlerin yanısıra patlayan çözümler bulunmuştur (Pasinlioğlu vd., 2009). Bu model kullanılarak daimi lüle akışlarındaki patlayan çözüm kararsızlıklarının daimi olmayan lüle akışlarında deneylerde gösterilen bazı akış rejimlerine tekabül ettiği Preston vd. (2002) tarafından gösterilmiş ve Delale vd. (2014) tarafından teyit edilmiştir.

Kavitasyon, santrifüj pompalarda pompa giriş (emme) basıncını, dönme hızını ve dolayısıyla pompanın boyutlarını, ağırlığını ve maliyetini, mekanik ve hidrolik olarak kararlı/güvenilir çalışma aralığını sınırlayan önemli bir etkendir. Kavitasyonsuz çalışmanın gerek kriteri, sisteme, tesisata, basılan sıvıya ve çalışma koşullarına bağlı olarak belirlenen $ENPY_m$ (mevcut emmedeki net pozitif yük) değerinin belirli bir toleransla pompaya özgü $ENPY_g$ (gerekli emmedeki net pozitif yük) değerinden büyük olmasının sağlanmasıdır. Pompa tasarımı için performans verilerini özetleyen kitaplar arasında Brennen (1994) ve Japikse vd. (1997) sayılabilir. Modern araştırmalar, pompalardaki kavitasyon olayının daha çok ön çark kanatları üzerinde oluşan kısmi şerit kavitasyonu (partial sheet cavitation) ve kanat uçlarındaki girdap kavitasyonu (sheet cavitation) türlerinde oluştuğunu göstermektedir. Santrifüj pompalardaki kavitasyon olayı için Arndt'ın (1981), santrifüj pompaların ön çarklarındaki akışkan dinamiği olayları için Lakshminarayana'nın (1982), kavitasyon

kararsızlıkları ve modellenmesi için Tsujimoto vd.'nin (1993) özgün makalelerine başvurulabilir. Genel olarak hidrolik makinelerin CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizinde kullanılan kavitasyon modelleri, barotropik modeller, arayüz izleme modelleri, termodinamik faz geçişi modelleri ve kabarcık dinamiği modelleri olmak üzere dört ana kategoride değerlendirilebilir. Barotropik modeller ile arayüz izleme teknikleri geçmişte ticari yazılımların içerisinde kullanılmakta iken (Visser, 2001; Dupont, 2001; Nohmi, 2012) günümüzde kabarcık dinamiğini esas alan modeller daha yaygın olarak kullanılmaktadır. CFD kodlarına gömülü bulunan mevcut kavitasyon modellerinde kabarcık dinamiği davranışını modelleyen Rayleigh-Plesset denkleminin basitleştirilmiş bir şekli kullanılmaktadır. Bunun sonucunda CFD analizinde buhar hacim oranı için ilave bir transport denklemi çözülmektedir. Denklemin sağ tarafında buharlaşma ve yoğuşma süreçlerini ifade eden kaynak terimleri kullanılmaktadır. Bu kaynak terimlerinin farklı yaklaşımlarla türetilmesi yeni kavitasyon modellerinin inşasına esas oluşturmaktadır. Niedzwiedzka vd. (2016) homojen sıvı/buhar karışımı yaklaşımına dayanan mevcut kavitasyon modellerinin kapsamlı bir özetini vermektedir. Pompalarda ve ön çarklarında en yaygın kullanım alanı bulmuş modeller, Schnerr ve Sauer (2001), Shingal vd. (2002) ve Zwart vd. (2004) modelleridir. Bu modeller şimdilik ANSYS FLUENT ve CFX gibi ticari yazılımlarda kullanılmaktadır. Literatürde bu modeller kullanılarak, kavitasyonlu akışlar su kanatlarında (hydrofoil), ön çarklarda, yarı-dairesel cisimler etrafında ve pompalarda sayısal olarak hesaplanmaktadır. Ancak geniş bir özgül hız aralığında tanımlanan radyal çarklardaki kavitasyon performansı için kapsamlı bir doğrulamaya henüz rastlanmamıştır. Böyle bir doğrulamaya, özellikle pompa endüstrisinde büyük gereksinim duyulmaktadır.

Bu çalışmada öncelikle ticari yazılımlardaki mevcut basitleştirilmiş modellerin hidrodinamik kavitasyonu hesaplamadaki başarıları, yakınsak-ıraksak bir lülede ve radyal pompa çarkında gelişen kavitasyonlu akış için değerlendirilmiştir. Özellikle, ticari yazılımlardaki basitleştirilmiş modellerin yakınsak-ıraksak lüledeki çözümleri, hem tasarlanan lüledeki deney sonuçları, hem de sönüm mekanizmalarıyla iyileştirilmiş Rayleigh-Plesset denklemini (Delale ve Pasinlioğlu, 2015; 2018) esas alan kabarcık dinamiği yasasına dayalı benzetim çözümleriyle karşılaştırılarak gerekli iyileştirmelerle ticari yazılımlarda kullanılacak en uygun kavitasyon modeli geliştirilmiş ve pompa kavitasyon performans karakteristiklerinin tayini için önerilmiştir.

3. GEREÇ VE YÖNTEM

3.1 Kavitasyonlu Lüle Akışları

Bu bölümde proje kapsamında gerçekleştirilen kaviteasyonlu lüle deneylerinin sonuçları değerlendirilecek, projede öngörülen ve özellikle kabarcık dinamiğindeki ısıt sönüm mekanizmasının Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen gaz basıncı yasasıyla dikkate alındığı hidrodinamik bir kaviteasyon modelinin inşası ve sanki-bir boyutlu kaviteasyonlu lüle akışı benzetimlerinde sınanması ele alınacaktır. Her iki yöntemle elde edilen sonuçlar ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki mevcut kaviteasyon modelleriyle karşılaştırılarak, radyal pompa benzetimlerinde inşa edilen hidrodinamik modele göre iyileştirme yapılarak sınanacak kaviteasyon modeli seçilecektir.

3.1.1 Kaviteasyonlu Lüle Akış Deneyleri

Akış görüntüleme tekniğinin uygulanacağı kaviteasyonlu lüle akışı deney sistemi, İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarının elektriksel güç sınır değerleri göz önüne alınarak tasarlanmış ve boyutlandırılmıştır. Lüle içinde akış görüntülemenin detaylı olarak yapılabilmesi için kesit boyutlarının büyük yapılmasına karar verilmiş ve bu doğrultuda kare giriş kesiti (10 cm x 10 cm) seçilmiştir. Deney düzeneğinde pratik olarak vakum pompası ile oluşturulabilecek maksimum vakum değerinin 600 mmHg (yaklaşık 21000 Pa mutlak basınç) olduğu göz önünde bulundurularak, yaklaşık 8 m/sn lüle giriş hızında kaviteasyonun oluşturulabileceği ve detaylı olarak görüntülenebileceği lüle geometrisi, analitik olarak giriş kesitinden boğaz kesitine kadar olan bölüm için kesit alanı ($0 \text{ mm} < x' < 350 \text{ mm}$) için

$$A'(x) = \frac{A_0'}{\sqrt{1 - 0,5 C_{pmin} [1 - \cos\left(2\pi \frac{x'}{L'}\right)]}} ,$$

(3.1a)

boğaz kesit alanı ($350 \text{ mm} < x' < 450 \text{ mm}$) için

$$A'(x) = \frac{A_0'}{\sqrt{1 - C_{pmin}}}$$

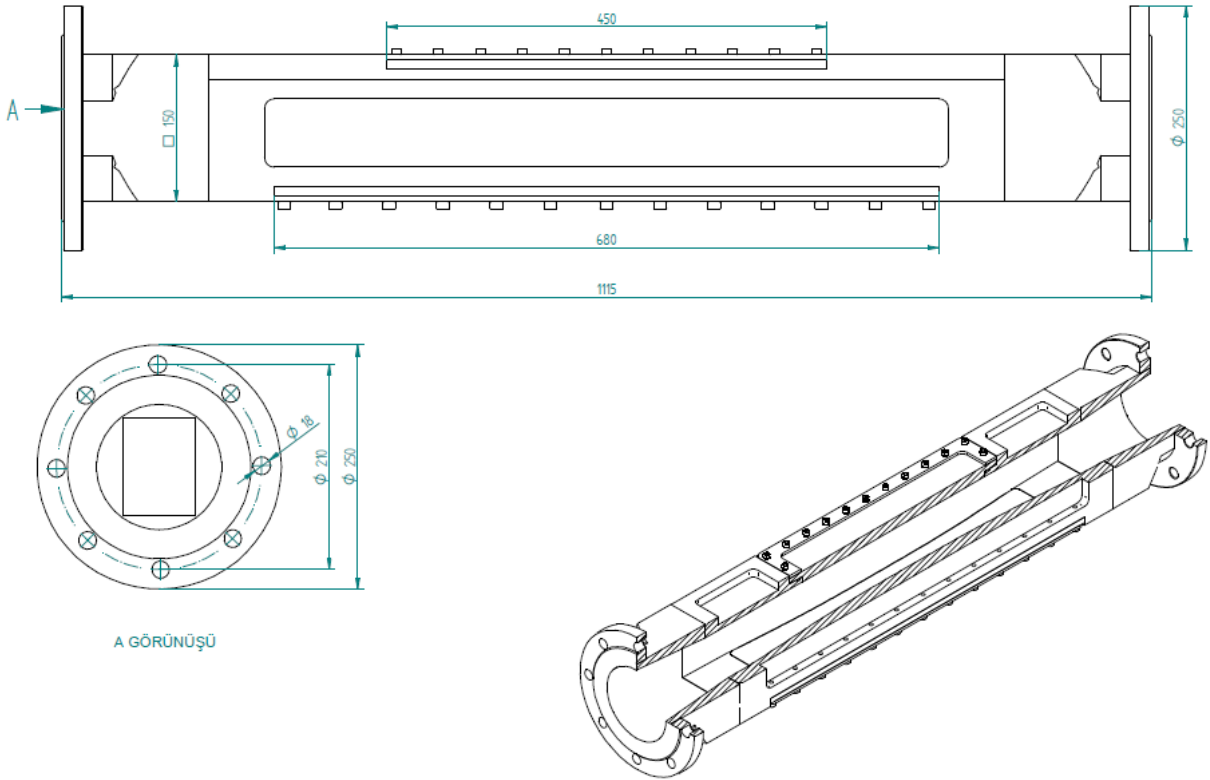
(3.1b)

ve boğaz bölümü bitiminden çıkış kesitine kadar olan kesit alanı ($450 \text{ mm} < x' < 800 \text{ mm}$) için

$$A'(x) = \frac{A_0'}{\sqrt{1 - 0,5 C_{pmin} \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{x' - 100}{L'}\right)\right)}}$$

(3.1c)

analitik ifadeleriyle belirlenmiştir. Bu ifadelerde başlangıç kesit alanı $A_0' = 50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$, $C_{pmin} = -1,0$ ve $L' = 700 \text{ mm}$ değerlerine sahip olup, lüle kesit alanı $x' = 400 \text{ mm}$ konumuna göre simetriktir. Deneylerde kullanılan lülenin imalat teknik resimleri ve katı modelinin görüntüsü Şekil 1'de yer almaktadır. Dikdörtgen kesitli lülenin tesisat yerleşim konumuna göre paralel olan üst ve alt yüzeylerine akış görüntüleme amaçlı saydam plexiglas pencereler oluşturulmuştur. Alttaki pencere aydınlatma amaçlı, üstteki pencere ise görüntüleme amaçlıdır. Lülenin yan yüzeyleri ise Şekil 1'de gösterilen biçimlere sahiptir. Burada plexiglas pencerelerinin iç yüzeylerinin lüle çeperleri ile aynı hizada olmasına (bir çıkıntı oluşturmamasına) özen gösterilmiştir. Plexiglas pencerelerin iç ve dış yüzeyleri polisaj ile parlatılarak yüzey pürüzlülükleri kaliteli görüntü alabilmek amacıyla minimuma indirilmiştir. Ayrıca lüle girişindeki ve çıkışındaki dairesel kesitlerden dikdörtgen lüle kesitine geçişlerde herhangi bir süreksizlik oluşmamasına da dikkat edilmiştir.



Şekil 1. İmal edilen lülenin teknik resmi ve katı modeli.

Lülenin yan çeperlerine farklı konumlarda basınç sensörlerinin yerleştirildiği altı adet statik basınç ölçüm prizi açılmıştır. Şekil 2'de lüle çeperine yerleştirilmiş basınç sensörleri gösterilmektedir. İki tip piezo tip basınç sensörü kullanılmış olup bunlar YMC marka ve Quartz IEPE Piyezo tip ve PCB marka FGP marka ve ICQ tiptir. YMC marka sensörlerin ölçüm aralığı

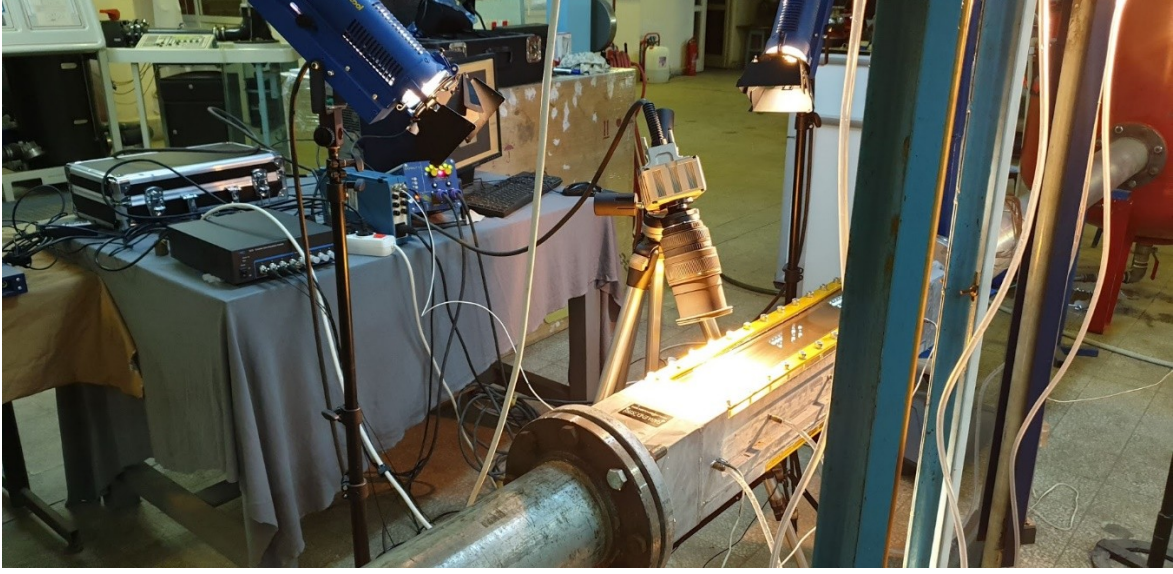
0-3 bar (mutlak), PCB marka sensörlerin ölçüm aralığı 0-3 bar (mutlak) 'dır. Statik basınç ölçümleri FGP marka XPM5-A1 tip, 0-5 bar (mutlak) ölçüm aralığına sahip sensörler ile gerçekleştirilmiştir. Ölçüm doğrulukları $\pm 0,5\%$ olarak tanımlanmaktadır. Sensörler lülenin tam girişinde ($x'=0$ mm), giriş ile boğaz orta kesitinin tam ortasında ($x'=200$ mm), boğazın ortasında

($x'=400$ mm), boğazın ortası ile çıkışın tam ortasında ($x'=600$ mm) ve çıkışta ($x'=760$ mm) konumlandırılmışlardır. Basınç sensörlerinin kalibrasyonları Şekil 2'de gösterilen civalı U tüpleri ile yapılmıştır. Kalibrasyon sırasında depoya bağlı bulunan vakum pompası ile oluşturulan atmosferaltı basınç hem sensörlere hem de civalı U tüplerine etkimekte ve bu sayede kalibrasyona imkan sağlamaktadır.



Şekil 2. Deney tesisatında lüle cidarındaki basınç ölçüm noktaları ve sensörleri.

Akış görüntüleme çalışmaları, makro ölçekte normal bir CCD kamera ile, mikro ölçekte ise PHOTRON marka bir hızlı kamera ile gerçekleştirilmiştir. Söz konusu hızlı kameranın deney düzeneğindeki kullanımı Şekil 3'de gösterilmektedir.



Şekil 3. Hızlı kameranın deney düzeneğindeki yerleşimi.

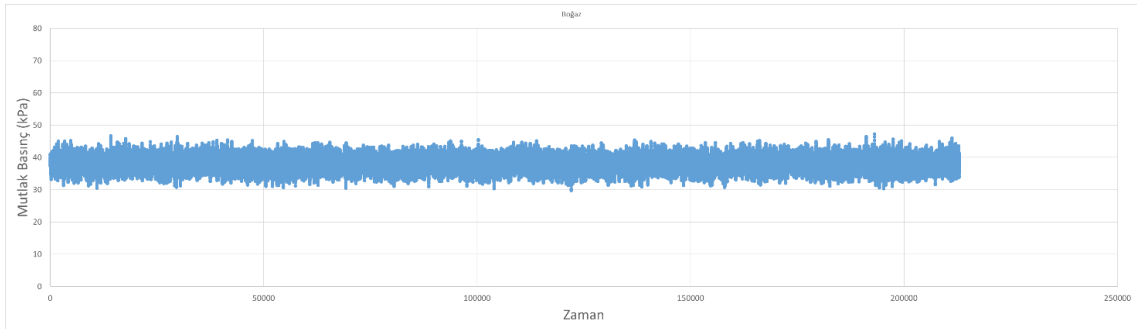
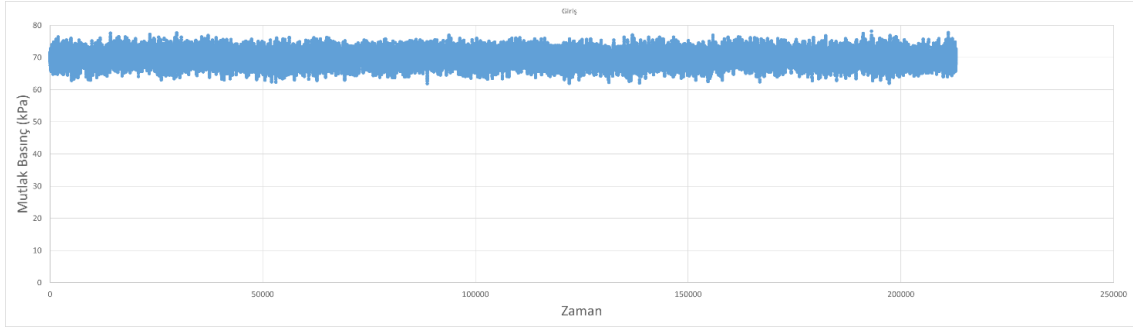
Deneylerde kullanılan veri toplama sisteminin bir görüntüsü Şekil 4'de yer almaktadır. İki farklı marka basınç sensörü kullanımı iki farklı veri toplama sisteminin kullanımını gerektirmiştir. Bunlardan bir tanesi YMC marka sensörleri ile kullanılan YMC marka ve 9208 Dynamic Data Acq tip veri toplama sistemi ve ilgili yazılımı, diğeri ise genel kullanıma yönelik Prosig marka P8020 tip veri toplama sistemi olup FGP marka sensörler ile birlikte kullanılmıştır. PCB marka sensörler PCB 482A16 güç ünitesi üzerinden YMC 9208 tip veri toplama sistemine bağlanmıştır.

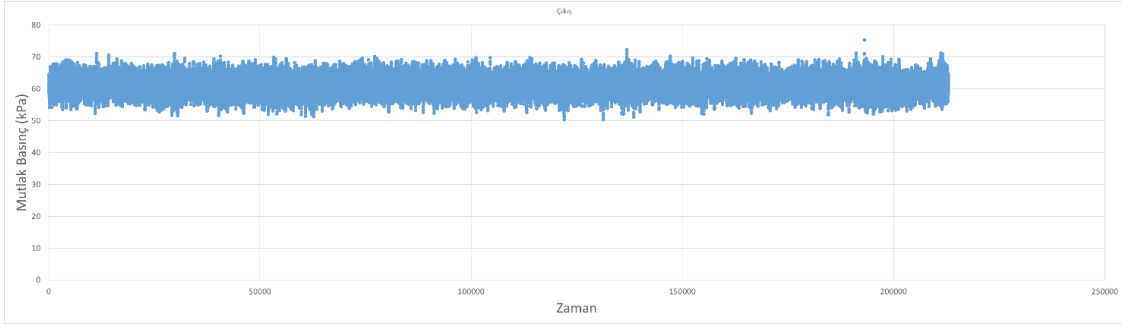
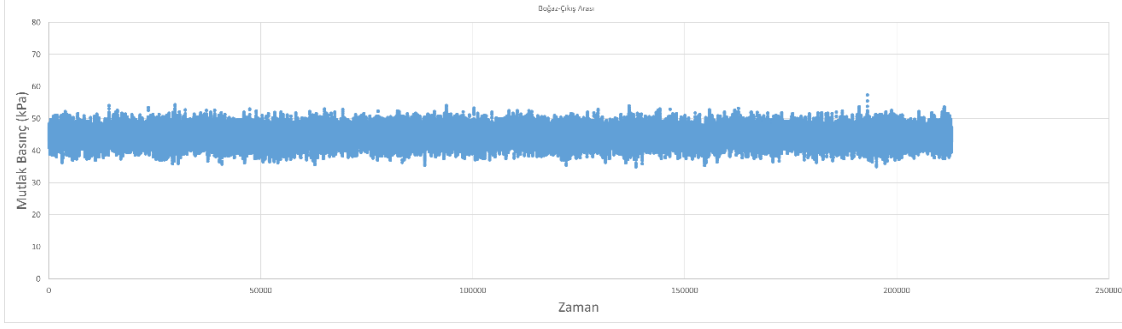


Şekil 4. Deney düzeneği ve veri toplama sistemleri.

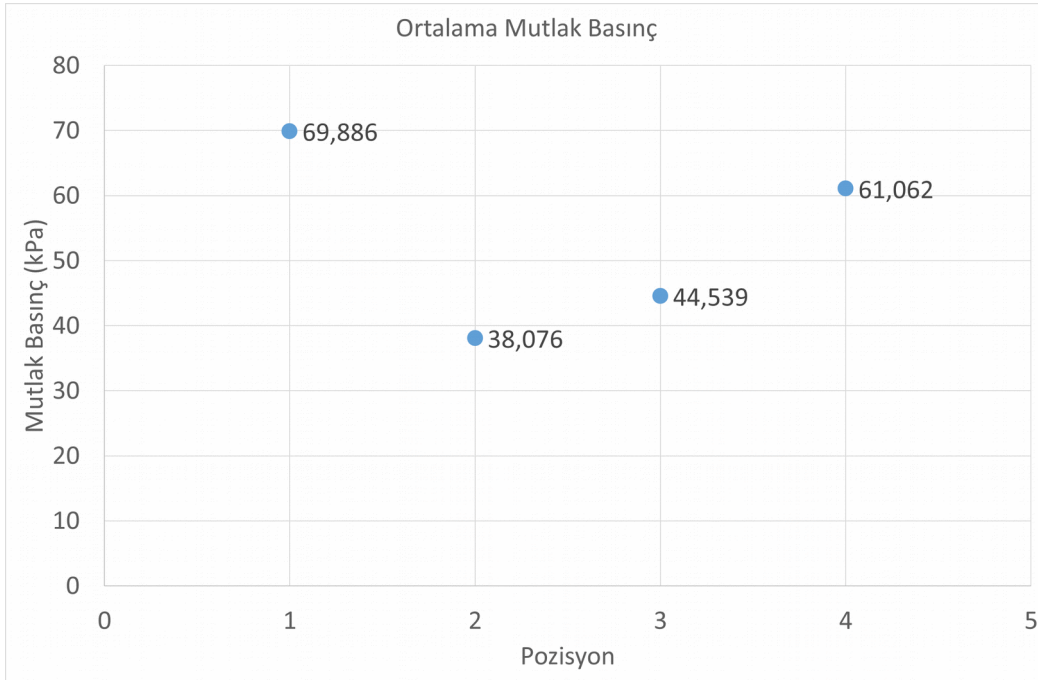
Kavitasyonsuz akış ölçümleri

Konumları yukarıda verilen basınç prizlerinde alınan ölçümler Şekil 5'de verilmektedir. Söz konusu ölçümlerin konumları yukarıda tanımlanmıştır. Yatay eksendeki zaman ölçeği aynı zamanda örnek sayısını göstermekte olup, ölçüm frekansı 100 kHz'dir. Basınç değerlerinde tüm konumlarda yaklaşık 10 kPa değerinde bir çalkantı söz konusudur. Yapılan ölçümlerin zaman ortalamalı değerleri Şekil 6'da yer almaktadır. Basınçlar mutlak basınç olarak grafiklerde yer almaktadır. Lünenin girişi ile çıkışında yaklaşık 10 kPa lik bir basınç düşümü meydana gelmiştir.





Şekil 5. Kavitasyonsuz durumda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri.



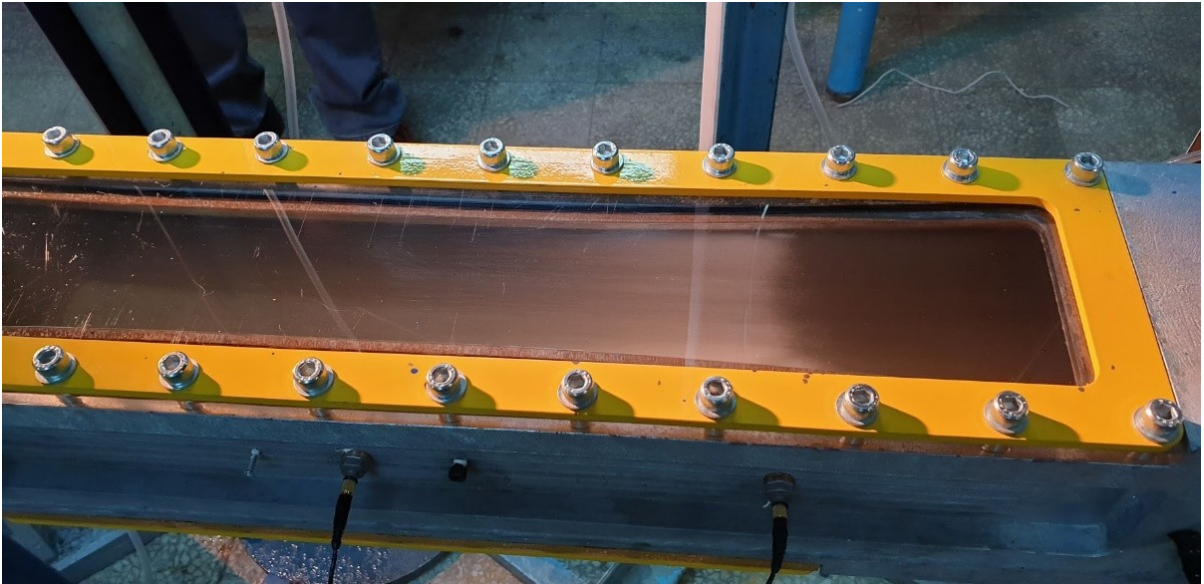
Şekil 6. Kavitasyonsuz durumda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri.

Zayıf kavitasyonlu akış ölçümleri

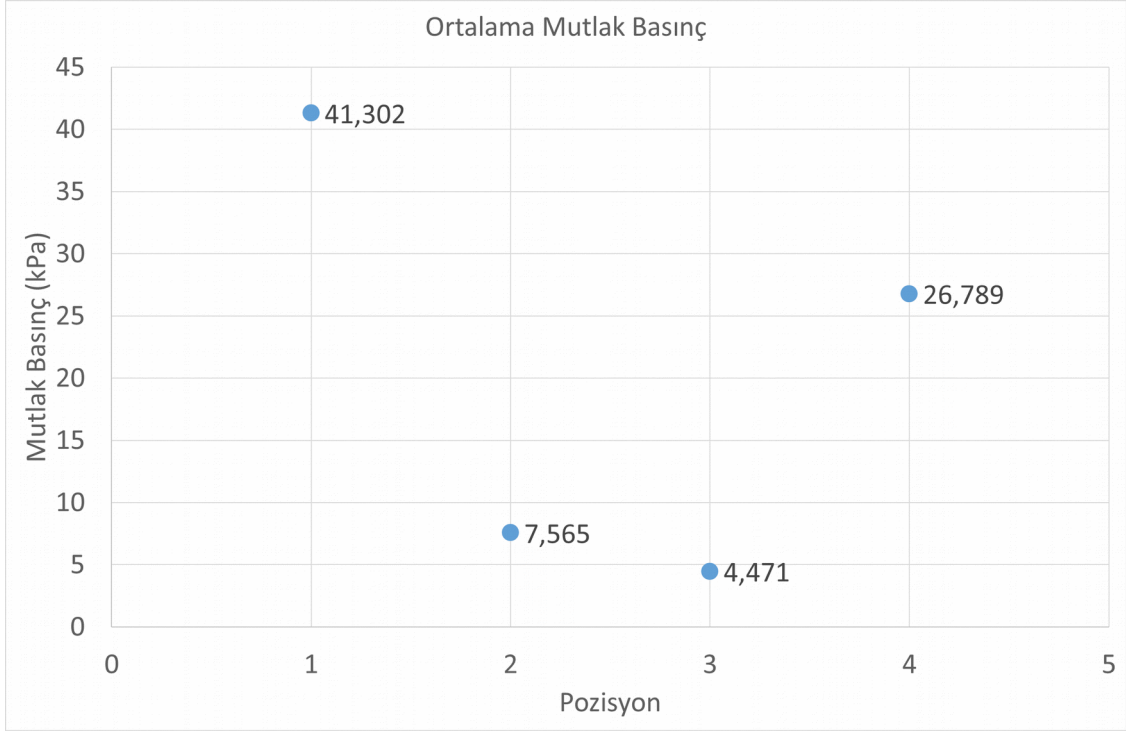
Çalışmada, lüle boğaz kesitinde kavitasyon kabarcıklarının oluşması ve çıkışla boğaz arasındaki orta konum civarında çökmesi zayıf kavitasyon olarak adlandırılmaktadır (Şekil 7). Konumları yukarıda verilen basınç prizlerinde, zayıf kavitasyon durumunda alınan ölçümlerin zaman ortalamalı değerleri Şekil 8'de ve zaman bazındaki değerleri de Şekil 9'da verilmektedir. Yatay eksendeki zaman ölçeği aynı zamanda örnek sayısını göstermekte olup, ölçüm frekansı 100 kHz'dir. Söz konusu görüntülerin filmi <https://web.itu.edu.tr/aydere/projeler.html> web sayfasında detaylı olarak görülebilir.

Kuvvetli kavitasyonlu akış ölçümleri

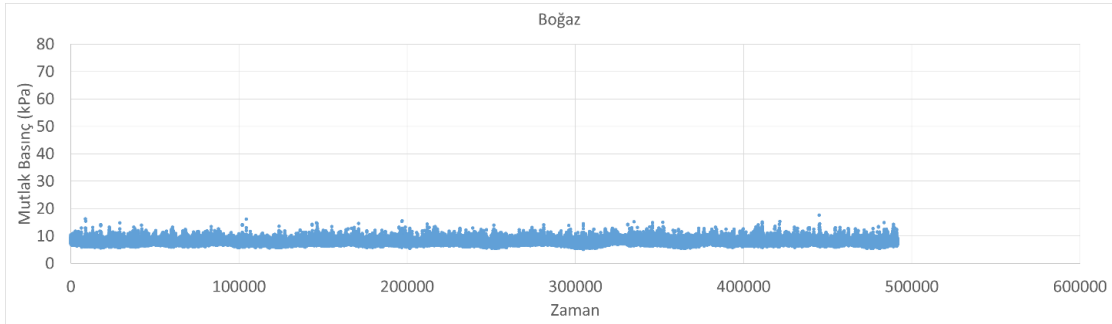
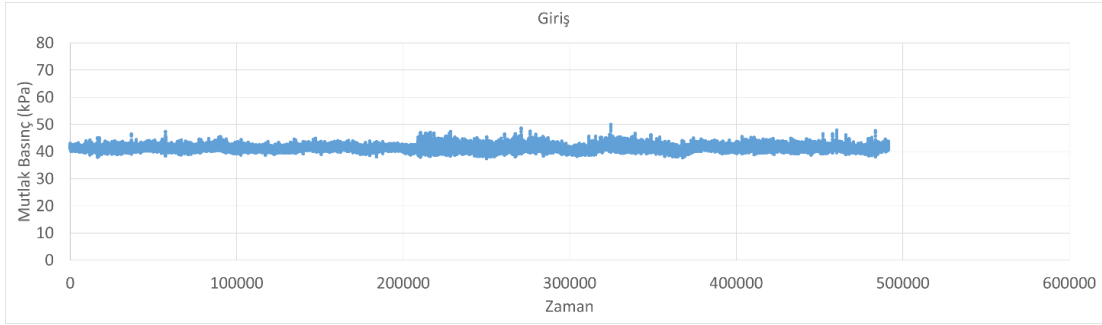
Çalışmada, lüle boğaz kesitinde kavitasyon kabarcıklarının oluşması ve çıkışta çökmesi kuvvetli kavitasyon olarak adlandırılmaktadır (Şekil 10). Konumları yukarıda verilen basınç prizlerinde, zayıf kavitasyon durumunda alınan ölçümlerin zaman ortalamalı değerleri Şekil 11'de ve zaman bazındaki değerleri de Şekil 12'de verilmektedir. Yatay eksendeki zaman ölçeği aynı zamanda örnek sayısını göstermekte olup, ölçüm frekansı 100 kHz'dir. Söz konusu görüntülerin filmi <https://web.itu.edu.tr/aydere/projeler.html> web sayfasında detaylı olarak görülebilir. Şekil 12'deki çıkış kesitindeki basınç ölçümleri, kuvvetli kavitasyonun çıkış kesitinde çökmesinin söz konusu kesitte büyük basınç çalkantılarına yol açtığını göstermektedir.

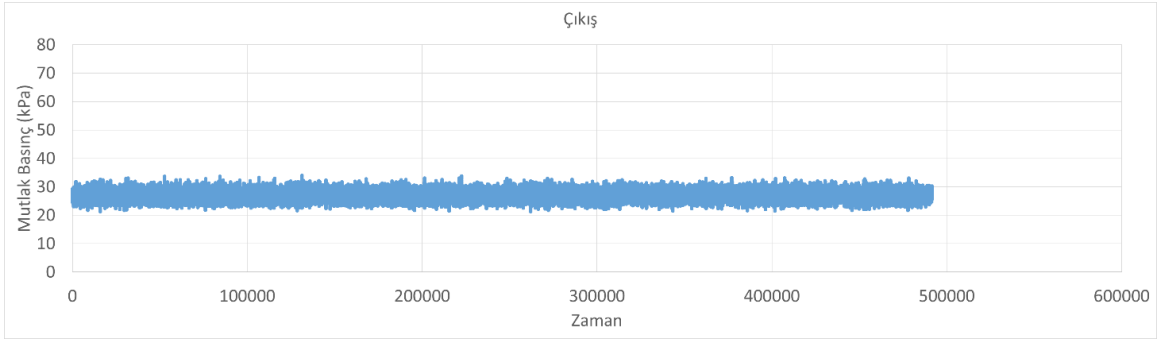
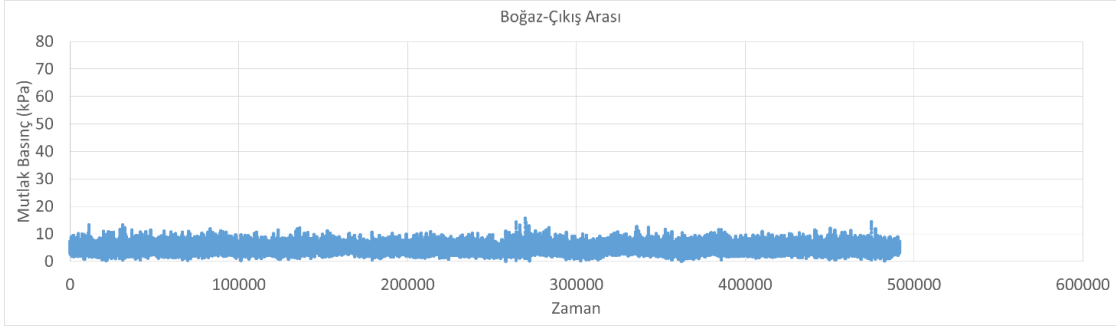


Şekil 7. Zayıf kavitasyon durumunda lüledeki akışın görünümü.



Şekil 8. Zayıf kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri.

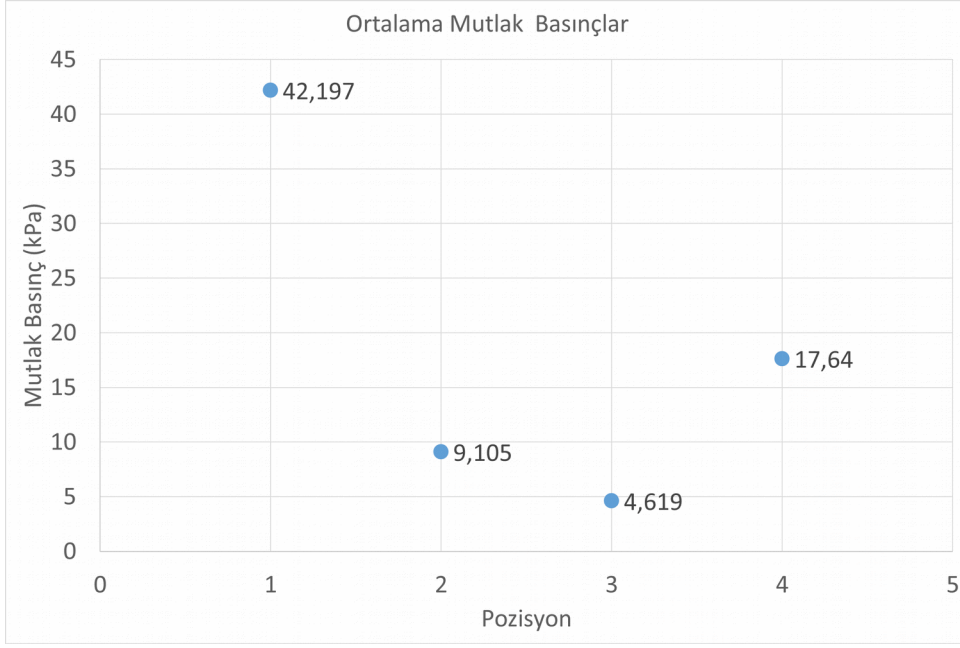




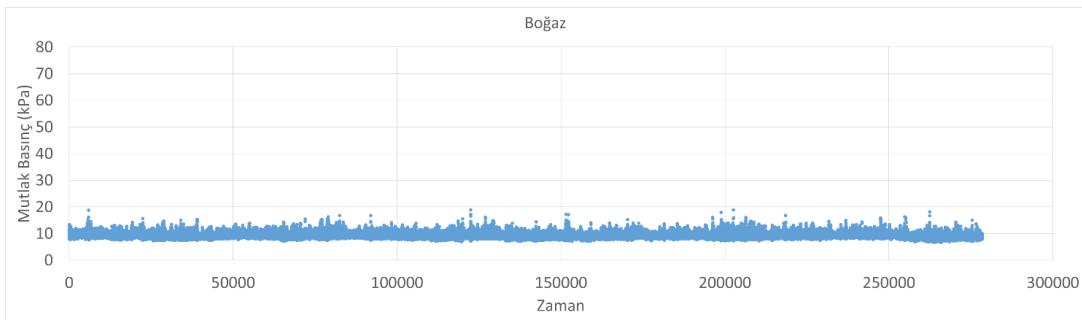
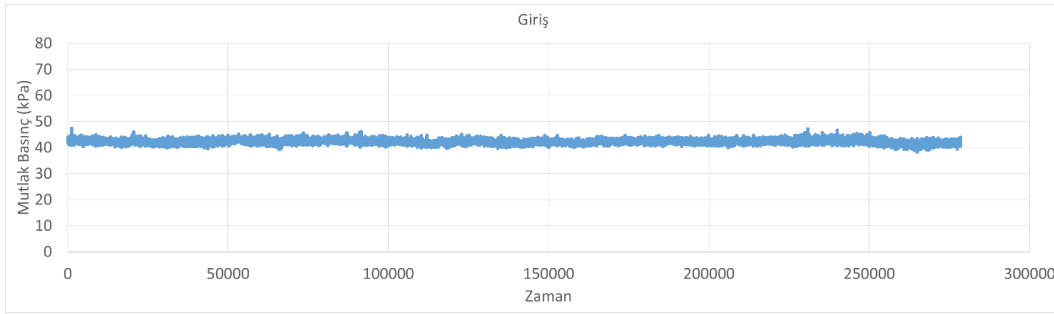
Şekil 9. Zayıf kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri.

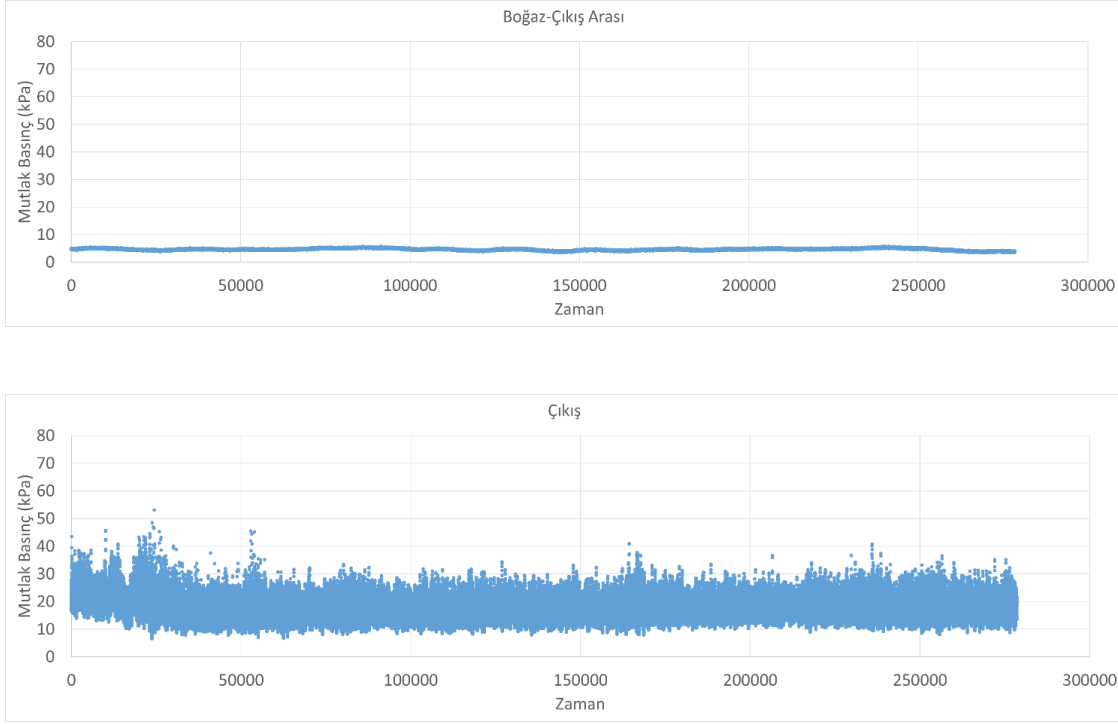


Şekil 10. Kuvvetli kavitasyon durumunda lüledeki akışın görünümü.



Şekil 11. Kuvvetli kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümlerinin zaman ortalamalı değerleri.

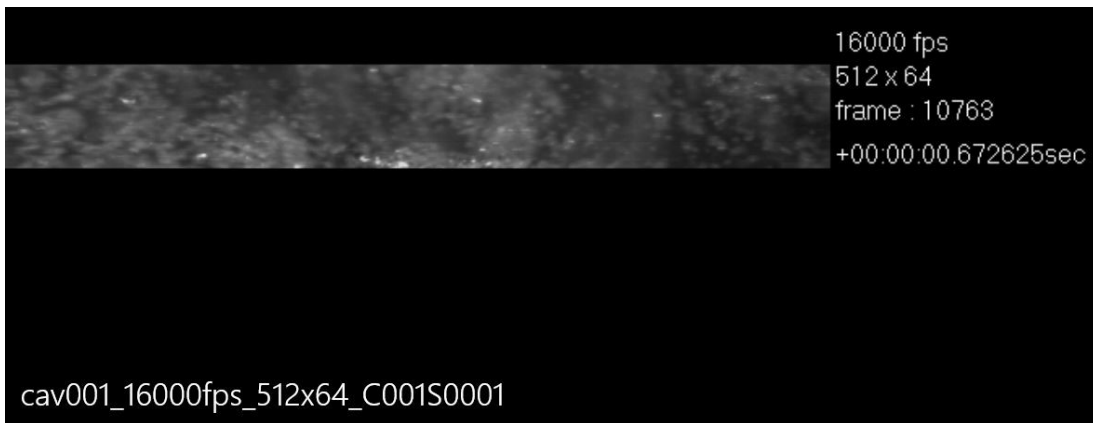


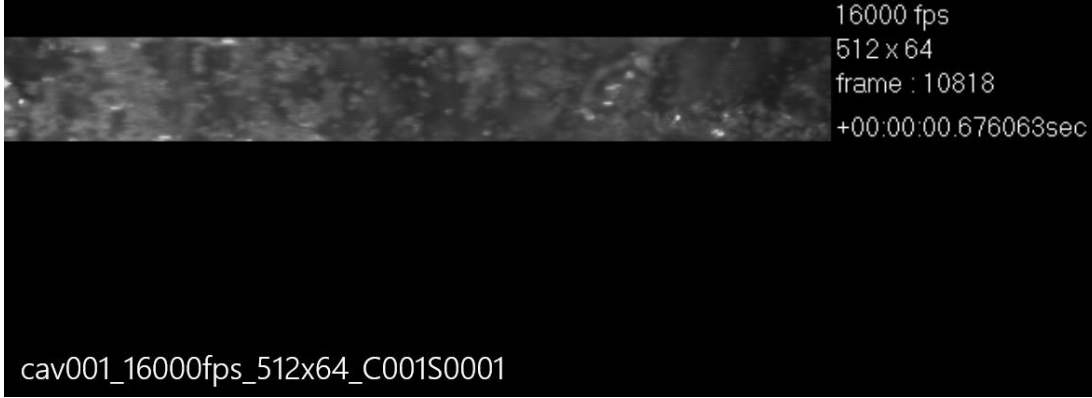


Şekil 12. Kuvvetli kavitasyon durumunda, belirlenen konumlarda yapılan basınç ölçümleri.

Hızlı kamera ile yapılan detay ölçümler

Hızlı kamera ile yapılan detay ölçümlere ait iki anlık görüntü Şekil 13'de gösterilmektedir. Çekimler saniyede 16000 görüntü ile yapılmış ve kavitasyon bulutu detaylı olarak görüntülenmiştir. Kavitasyonunun daimi olmayan yapısı ve oluşan çökmelerin zamanla yer değiştirmesi nedeniyle filmde kavitasyon bulutu zaman zaman görülmektedir.





Şekil 13. Kavitasyon bulutunun hızlı kamera ile alınan görüntülerinden elde edilen anlık görüntüler.

Ek olarak hızlı kamera çekimleri <https://web.itu.edu.tr/aydere/projeler.html> web sayfasında 117M072 Tübitak Projesi – Detaylı Hızlı Kamera Filmi (2,5 GB) başlığı ile yer almaktadır.

3.1.2 Kavitasyonlu Lüle Akışlarının Sanki-Bir-Boyutlu Sayısal Çözümleri

Bu bölümde hidrodinamik kavitasyon modeli sanki-bir-boyutlu kabarcıklı kavitasyonlu lüle akışları için geliştirilecektir. Çekirdekleşme gözönünde bulundurulmayacak ve tüm sönüm mekanizmaları (viskoz, akustik ve ısı sönümler) viskoz yutulma halindeki gibi tek bir sönüm parametresiyle gözönüne alınacaktır. Bu sınırlamalar altında sanki-bir-boyutlu lüle akışları için hidrodinamik modeli aşağıdaki denklem sistemine indirgenebilir:

$$A' \frac{\partial \rho'}{\partial t'} + \frac{\partial}{\partial x'} (\rho' u' A') = 0 \quad (3.2)$$

$$\rho' \frac{du'}{dt'} = \rho' \left(\frac{\partial u'}{\partial t'} + u' \frac{\partial u'}{\partial x'} \right) = - \frac{\partial p'}{\partial x'} \quad (3.3)$$

$$\rho' = \rho'_l (1 - \beta) \quad (3.4)$$

$$\frac{R^3 (1 - \beta)}{\beta} = \frac{3}{4\pi\eta'_0} \quad (3.5)$$

Bu denklem sisteminde, ρ' (3.4) denklemiyle belirlenen karışım yoğunluğunu, ρ'_l sabit sıvı yoğunluğunu, β hacimsel kabarcık oranını, u' akış hızını, p' karışım basıncını, R' kabarcık yarıçapını, η'_0 ise birim sıvı hacmindeki kabarcık sayısını göstermektedir. Lüle kesit alanı A' ile sembolize edilmiş olup x' and t' , sırasıyla, başlangıç giriş kesitinde olmak üzere aksel koordinatı ve zamanı, $d/dt' = \partial/\partial t' + u' \partial/\partial x'$ ise hareketi izleyerek türev operatörünü göstermektedir. Ayrıca (3.3) momentum denkleminde viskozite ve yerçekimi etkileri ihmal edilmiştir. Yukarıdaki (3.2)-(3.5) denklem sistemi, küresel kabarcık dinamiğini betimleyen bir denklemle kapanır. Küresel kabarcık dinamiği için aşağıdaki Rayleigh-Plesset denklemi kullanılabilir:

$$R' \frac{d^2 R'}{dt'^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR'}{dt'} \right)^2 = \frac{p'_v + p'_g - p'}{\rho'_l} - \frac{4\nu'_l}{R'} \frac{dR'}{dt'} - \frac{2S'}{\rho'_l R'}$$

(3.6)

Bu denklemde $p' = p'(x', t')$ lüle eksenini boyunca statik basınç alanını, p'_v ve p'_g , sırasıyla, kabarcık içindeki kısmi buhar ve kısmi gaz basınçlarını, ν'_l sıvının kinematik viskozitesini ve S' yüzey gerilim katsayısını göstermektedir. Lüle eksenini uzunluğu x' , zaman koordinatı t' , lüle kesit alanı A' , karışım yoğunluğu ρ' , lüle akış hızı u' , giriş kesit alanı A'_0 , lüle giriş hızı U'_0 ve lüle girişindeki ortalama kabarcık yarıçapı R'_0 olmak üzere,

$$x = \frac{x'}{R'_0}, \quad R = \frac{R'}{R'_0}, \quad t = \frac{t'}{\Theta'} = \frac{U'_0 t'}{R'_0}, \quad A = \frac{A'}{A'_0}, \quad u = \frac{u'}{U'_0}, \quad \rho = \frac{\rho'}{\rho'_l}$$

(3.7)

şeklinde normalize edilirse, (3.2)-(3.6) denklemleri sayısal çözüm için aşağıdaki boyutsuz hali alır:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u A) = 0$$

(3.8)

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{1}{2} \frac{\partial C_p}{\partial x} ,$$

(3.9)

$$\rho = 1 - \beta ,$$

(3.10)

$$\frac{R^3(1 - \beta)}{\beta} = \frac{1 - \beta_0}{\beta_0} = \kappa_0^3$$

(3.11)

ve

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 + \frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{1}{R^{3\Gamma}} \right) + \frac{4}{(\text{Re})} \frac{\dot{R}}{R} + \frac{2}{(\text{We})} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R^{3\Gamma}} \right) + \frac{C_p}{2} = 0 .$$

(3.12)

Yukarıdaki denklem sisteminde girişte kabarcıkların mekaniksel dengede bulunduğu varsayılmış olup, basınç katsayısı C_p , kaviteasyon sayısı σ , Reynolds sayısı \Re ve Weber sayısı We

$$C_p = \frac{p' - p_0}{\frac{1}{2} \rho_l U_0'^2} ; \sigma = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2} \rho_l U_0'^2} ; \Re = \frac{U_0' R_0'}{v_l} \text{ ve } We = \frac{\rho_l U_0'^2 R_0'}{S'} \quad (3.13)$$

olarak tanımlanır. Ayrıca (3.12) denklemindeki Γ ise, Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen indirgenmiş kabarcık gaz basıncı yasasındaki politropik üs olup, f Peclet sayısını karakterize eden bir parametre ve γ izentropik üs olmak üzere,

$$\Gamma = \frac{2\gamma(1+f)}{(3\gamma - 1 + 2f)}$$

(3.14)

olarak tanımlanır. Şayet (3.7)-(3.10) denklem sistemi, (3.9) ve (3.10) denklemleri kullanılarak sadeleştirilirse, boyutsuz kabarcık yarıçapı R ve boyutsuz hız u için aşağıdaki evrim denklemlerine indirgenebilir:

$$\frac{\partial R}{\partial t} = -u \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{(R^3 + \kappa_0^3)}{3R^2} \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u + \frac{\partial u}{\partial x} \right]$$

(3.15)

ve

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -u \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{(R^3 + \kappa_0^3)}{2\kappa_0^3} \frac{\partial C_p}{\partial x}$$

(3.16)

Rayleigh-Plesset denklemi (3.12)'deki kabarcık yarıçapı hızı \dot{R} ve ivmesi \ddot{R} ifadeleri, (3.15) denklemi kullanılarak

$$\dot{R} = \frac{(R^3 + \kappa_0^3)}{3R^2} \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u + \frac{\partial u}{\partial x} \right] \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \ddot{R} = & \frac{(R^3 - 2\kappa_0^3)(R^3 + \kappa_0^3)}{9R^5} \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u + \frac{\partial u}{\partial x} \right]^2 + \frac{R^3 + \kappa_0^3}{3R^2} \left[u^2 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] \\ & - \frac{R^3 + \kappa_0^3}{6R^2 \kappa_0^3} \left[(R^3 + \kappa_0^3) \left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) + 3R^2 \frac{\partial R}{\partial x} \right] \frac{\partial C_p}{\partial x} - \frac{(R^3 + \kappa_0^3)^2}{6R^2 \kappa_0^3} \frac{\partial^2 C_p}{\partial x^2} \end{aligned} \quad (3.18)$$

şeklinde yazılır. Şayet (3.17) ve (3.18) denklemlerindeki ifadeler Rayleigh-Plesset denklemi

(3.12)'de yerine konursa, basınç katsayısı C_p için aşağıdaki ikinci mertebeden lineer denklem elde edilir:

$$\frac{\partial^2 C_p}{\partial x^2} + \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) + \frac{3R^2}{R^3 + \kappa_0^3} \frac{\partial R}{\partial x} \right] \frac{\partial C_p}{\partial x} - \frac{3R\kappa_0^3}{(R^3 + \kappa_0^3)^2} C_p = S \quad (3.19)$$

Yukarıdaki denklemdeki S terimi

$$\begin{aligned} S = & \frac{\kappa_0^3(5R^3 - \kappa_0^3)}{3R^3(R^3 + \kappa_0^3)} \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u + \frac{\partial u}{\partial x} \right]^2 + \frac{8\kappa_0^3}{(Re)R^2(R^3 + \kappa_0^3)} \left[\left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u + \frac{\partial u}{\partial x} \right] \\ & + \frac{2\kappa_0^3}{(R^3 + \kappa_0^3)} \left[u^2 \frac{d}{dx} \left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) - \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] + \frac{6R\kappa_0^3}{(R^3 + \kappa_0^3)^2} \left[\frac{\sigma}{2} \left(1 - \frac{1}{R^{3\Gamma}} \right) + \frac{2}{We} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R^{3\Gamma}} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.20)$$

ifadesi ile tanımlanır. Boyutsuz kabarcık yarıçapı R , boyutsuz hız u ve basınç katsayısı C_p için (3.15), (3.16), (3.19) ve (3.20) denklemleri, lüle eksenı boyunca (L boyutsuz lüle

uzunluğu olmak üzere $0 < x < L$) $t > 0$ için kısmi türevli bir denklem sistemi oluştururlar. Bu denklem sistemi kabarcık yarıçapı $R(x,t)$, $u(x,t)$ ve $C_p(x,t)$ için

$$R(x,0) = R_0(x), \quad u(x,0) = u_0(x) \quad (3.21)$$

başlangıç koşulları ve

$$R(0,t) = R_i(t), \quad C_p(0,t) = C_{pi}(t), \quad C_p(L,t) = C_{pe}(t) \quad (3.22)$$

sınır koşulları kullanılarak sayısal olarak çözülür. Bu çözümden hacimsel kabarcık oranı β ve normalize edilmiş sıvı-kabarcık karışım yoğunluğu ρ

$$\beta = \frac{R^3}{R^3 + \kappa_0^3}, \quad \rho = 1 - \beta = \frac{\kappa_0^3}{R^3 + \kappa_0^3} \quad (3.23)$$

ifadelerinden hesaplanır. Boyutsuz kabarcık yarıçapı R , boyutsuz hız u ve basınç katsayısı C_p için (3.15), (3.16), (3.19) ve (3.20) kısmi türevli diferansiyel denklem sisteminin (3.21) başlangıç koşullarını sağlayan sayısal çözümü için, kavitasyonsuz başlangıç koşullarından başlayıp kavitasyonlu duruma geçiş için gerekli hesaplama süresi şu anda maalesef süper bilgisayarlarla bile mümkün olmamaktadır. Bu kapsamda Preston vd. (2007) ve Delale vd. (2014) çalışmalarında olduğu gibi başlangıç koşulları olarak daimi kavitasyonlu lüle akış çözümlerinin kullanılması önerilmektedir. Ancak daimi lüle akışları çözümleri Wang ve Brennen (1998) ve Delale vd. (2001) çalışmalarında gösterildiği üzere, kavitasyonlu lüle çıkış basınç değerlerini sağlayamadan kararsızlıklar göstermektedir. Bundan dolayı bu çalışmada daimi olmayan kavitasyonlu akışlar için (3.21) denklemiyle verilen başlangıç koşulları, sanki-daimi kavitasyonlu akışların çözümünden elde edilmektedir. Bu çözüm yönteminde belirlenen lüle kesit alanı $A(x)$ için sanki-daimi kavitasyonlu akış iteratif olarak belirlenir. Lüle boyunca hız değişiminin basınç ve kabarcık yarıçapı dağılımının daha yavaş değiştiği gözönüne alındığında, iteratif yöntemle kavitasyonsuz durumdaki hız dağılımı $u_0(x) = (1-0)/A(x)$ olarak alınır. Bu hız alanı kullanılarak (3.12) Rayleigh-Plesset denklemi

ve (3.19) ile (3.20) denklemleri lüle girişinde $R(0)=1$, $\dot{R}(0)=0$, $C_{pi}(0)=0$ ve çıkışında $C_{pe}(0) = C_{pL}$ koşulları kullanılarak daimi kavitasyonlu akışlar için çözülür. Bu durumda

problemin başlangıç değer problemine dönüştürülmesinde çözüm tekniği açısından yarar vardır. Rayleigh-Plesset denklemi için her ne kadar başlangıç koşulları verilmişse de, basınç katsayısı için lüle giriş ve çıkışında sınır koşulları verilmiştir. Dolayısıyla basınç katsayısı için de (3.19) ve (3.20) denklemlerinin başlangıç değer problemine indirgenmesi gerekir. Bunun

için atış yöntemi kullanılır. Bu yöntemde $C_{pi}(0) = 0$ başlangıç koşuluna ilaveten

$\partial C_p / \partial x(0,0)$ başlangıç koşulu $C_{pe}(0) = C_{pL}$ olacak şekilde tahmin edilir. Böylece (3.12), (3.19) ve (3.20) denklemleri dördüncü mertebe Runge-Kutta-Fehlberg yöntemi kullanılarak

$R_0(x)$ ve $C_{p0}(x)$ için çözülür. Hız dağılımı $u_0(x) = \frac{1-0}{\dots}$ olarak düzeltilir. Bulunan bu daimi

olmayan kavitasyonlu akışın başlangıç çözümü, benzetim yapılacak zaman süreleri için ortalama değer olarak kabul edilebilir zira daimi olmayan akış çözümlerinin reel zaman benzetimleri ancak bu ortalamadan sapmaları, ya da ortalama değer etrafındaki çalkantıları belirler. Bu çalkantılar t anındaki çözüm kullanılarak (3.15) ve (3.16) evrim denklemlerinin çözümünden t+Δt anındaki kabarcık yarıçapı ve akış hızı bulunur. Özellikle, McCormack sayısal benzetim yöntemi için (3.15) ve (3.16) denklemleri

$$\frac{\partial \Psi}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x} (u \Psi) + (\Psi + 1) \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) u$$

(3.24)

$$\frac{\partial u}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u^2}{2} \right) - \frac{(R^3 / \kappa_0^3 + 1)}{2} \frac{\partial C_p}{\partial x}$$

(3.25)

şeklinde yazılıp (3.19) ve (3.20) denklemleri ve (3.21) ve (3.22) başlangıç ve sınır koşulları ile birlikte çözülür. Yukarıdaki (3.24) denkleminde Ψ fonksiyonu

$$\Psi = \ln(R^3 / \kappa_0^3 + 1)$$

(3.26)

olarak tanımlanır. Bu yöntemle küresel kabarcık dinamiğini betimleyen Rayleigh-Plesset denklemi (3.12) ile elde edilen sonuçların, ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki Schnerr-Sauer (2001) , Shingal vd. (2002) ve Zwart vd. (2004) kavitasyon buhar oluşumu kütle geçişi

esasına dayalı kavitasyon modellerinde küresel kabarcık yasası olarak aşağıdaki iyileştirilmiş Rayleigh denklemi

$$\dot{R} = \frac{\partial R}{\partial t} + u \frac{\partial R}{\partial x} = \pm \sqrt{\frac{C_p + \sigma \left[1 - \left(1/R^{3\Gamma} \right) \right]}{3}}$$

(3.27)

($C_p > -\sigma \left[1 - \left(1/R^{3\Gamma} \right) \right]$ için + ve $C_p < -\sigma \left[1 - \left(1/R^{3\Gamma} \right) \right]$ için – işareti alınmalıdır) kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmasına gerek duyulmaktadır. Bu durumda (3.27) denklemi (3.15) ve (3.16) evrim denklemleri ve (3.21) başlangıç koşulları ile birlikte sayısal olarak çözümlenerek, Rayleigh-Plesset denklemiyle elde edilen sonuçlarla ve, özellikle, lüle deneylerinde basınç sensörleriyle ölçülen basınç katsayısı değerleriyle 4.1 Bölümünde karşılaştırılmaktadır.

3.1.3 Kavitasyonlu Lüle Akışlarının Ticari Yazılımlarla İki-Boyutlu Sayısal Çözümleri

Bu bağlamda, ANSYS FLUENT ticari CFD kodunda mevcut Schnerr-Sauer (2001) ve Zwart vd. (2004) kavitasyon modellerinin iki boyutlu daimi lüle akışları sonuçları, 3.2.1 Bölümünde Delale-Pasinlioglu (2018) tarafından önerilen yeni gaz basıncı yasasının kullanıldığı sanki-bir-boyutlu kavitasyonlu lüle akış modelleri sonuçlarıyla karşılaştırılarak radyal pompalarda kullanılan ticari kodlardaki kavitasyon modellerinde iyileştirme yapılacaktır. Ticari kodlardaki kavitasyon modellerinde genel olarak küresel kabarcık dinamiği davranışını modelleyen Rayleigh-Plesset denkleminin basitleştirilmiş bir formu kullanılmaktadır. ANSYS FLUENT ticari yazılımında aşağıda verilen süreklilik, RANS ve kütle transferi denklemlerinde Newtonyen akışkan göz önüne alınmış, kütle kuvvetleri ve ısı transferine yer verilmemiştir. Akışkan homojen sıvı-buhar/gaz kabarcığı karışımı olarak kabul edilmiş, yoğunluk ve viskozite gibi özellikler sabit alınmıştır. Fazlar arasında kayma olmadığı varsayılarak iki fazın aynı hızda hareket ettiği düşünülmüştür. Bu durumda homojen sıvı-buhar/gaz karışımı için aşağıdaki tek fazlı kavitasyonlu akış denklemleri yazılabilir.

Karışım Kütle Korunumu Denklemi:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t'} + \frac{\partial (\rho' u_i')}{\partial x_i'} = 0$$

(3.28)

Karışım Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho' u'_i)}{\partial t'} + \frac{\partial(\rho' u'_i u'_j)}{\partial x'_j} = - \frac{\partial p'}{\partial x'_i} + \frac{\partial}{\partial x'_j} \left[(\mu' + \mu'_T) \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x'_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x'_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u'_k}{\partial x'_k} \delta_{ij} \right) \right]$$

(3.29)

Yukarıdaki (3.28) ve (3.29) denklemlerinde x'_i yer vektörünün kartezyen koordinat sistemindeki i bileşenini, $t' > 0$ zaman koordinatını, u'_i karışım hız vektörünün kartezyen koordinat sistemindeki i bileşenini, p' sıvının hidrostatik basınç alanını, ρ' karışımın yoğunluğunu, μ' karışımın dinamik viskozitesini ve μ'_T ise türbülans eddy dinamik viskozitesini göstermektedir. Karışım yoğunluğu ρ' ve karışım dinamik viskozitesi μ' , β hacimsel kabarcık oranı, ρ'_v , ρ'_g ve ρ'_ℓ sırasıyla buhar, yoğunlaşmayan gaz ve sıvı yoğunlukları, ve μ'_{vg} ve μ'_ℓ sırasıyla kabarcık içindeki buhar/gaz karışımı ve sıvı dinamik viskoziteleri olmak üzere,

$$\rho' = \beta (\rho'_v + \rho'_g) + (1 - \beta) \rho'_\ell$$

(3.30)

ve

$$\mu' = \beta \mu'_{vg} + (1 - \beta) \mu'_\ell$$

(3.31)

ifadeleriyle tanımlanmaktadır (her iki ifadede eşitliğin sağındaki ilk terimler ikinciler yanında mertebe olarak küçük olduklarından ihmal edilebilir). Yukarıdaki denklem sisteminin arzu edilen geometrilere belirlenen başlangıç ve sınır koşullarında çözülebilmesi için hacimsel kabarcık oranı β 'nin belirlenmesi gerekmektedir. ANSYS FLUENT ticari CFD kodunda mevcut Schnerr ve Sauer (2001) ve Zwart vd. (2004) kaviteasyon modellerinde β için, kaviteasyonlu akışlarda kabarcık cidarında oluşan sıvı buharlaşması (kabarcık büyümesi) ve buhar yoğunlaşması (kabarcık büzülmesi) olaylarındaki aşağıdaki kütle geçişi denklemi kullanılır:

$$\frac{\partial(\rho'_v \beta)}{\partial t'} + \frac{\partial(\rho'_v \beta u'_i)}{\partial x'_i} = \dot{m}'^{\pm}$$

(3.32)

Burada kaynak \dot{m}'^+ veya \dot{m}'^- terimleri, sırasıyla, buharlaşma ve yoğuşma durumundaki birim karışım hacmindeki kütle geçiş hızlarını tanımlamaktadır. ANSYS FLUENT ticari CFD kodunda mevcut Schnerr ve Sauer (2001) ve Zwart vd. (2004) kavitasyon modellerinde bu kaynak terimleri aşağıdaki gibi farklı ifade edilirler:

Schnerr-Sauer modelinde $p' \leq p'_v$ ise

$$\dot{m}'^+ = \frac{3\rho'_v \rho'_l \beta (1-\beta)}{\rho' R'} \frac{dR'}{dt'} = \frac{3\rho'_v \rho'_l \beta (1-\beta)}{\rho' R'} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p'_v - p'}{\rho'_l}}$$

(3.33)

ve $p' \geq p'_v$ ise

$$\dot{m}'^- = \frac{3\rho'_v \rho'_l \beta (1-\beta)}{\rho' R'} \frac{dR'}{dt'} = - \frac{3\rho'_v \rho'_l \beta (1-\beta)}{\rho' R'} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p' - p'_v}{\rho'_l}}$$

(3.34)

şeklinde olup Zwart vd. modelinde bu ifadeler $p' \leq p'_v$ için

$$\dot{m}'^+ = F_{vap} \frac{3\rho'_v \beta_{nuc} (1-\beta)}{R'} \frac{dR'}{dt'} = F_{vap} \frac{3\rho'_v \beta_{nuc} (1-\beta)}{R'} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p'_v - p'}{\rho'_l}}$$

(3.35)

ve $p' \geq p'_v$ için

$$\dot{m}'^- = F_{cond} \frac{3\rho'_v \beta}{R'} \frac{dR'}{dt'} = - F_{cond} \frac{3\rho'_v \beta}{R'} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p' - p'_v}{\rho'_l}}$$

(3.36)

şeklinde olup Zwart vd. modelinde $F_{vap} = 50$, $F_{cond} = 0.001$ ve $\beta_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$ empirik değerler olarak verilmektedir. Önerilen iyileştirilmiş modelde, Schnerr ve Sauer ve Zwart vd.

kavitasyon modellerinin (3.33)-(3.36) kütle transferi kaynak terimlerindeki Rayleigh kabarcık dinamiği

$$\frac{dR'}{dt'} = \pm \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p' - p_v'|}{\rho'_\ell}}$$

(3.37)

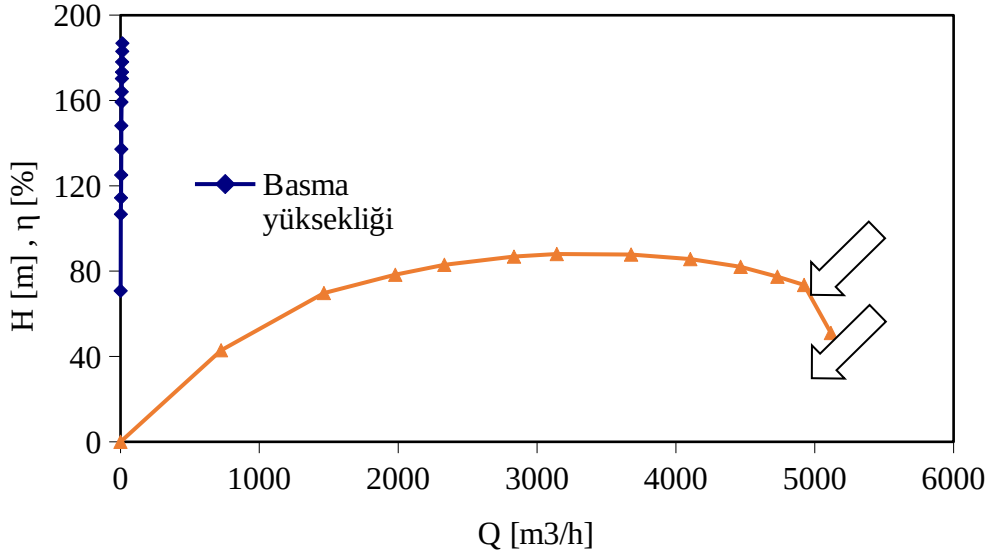
ifadesi kullanılmaktadır. İki boyutlu kavitasyonlu daimi lüle akış çözümleri halinde, (3.28), (3.29) ve (3.32) denklemlerindeki zamana bağlı kısmi türevler denklemlerden düşer ve başlangıç koşulları kaybolur. ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki Schnerr ve Sauer (2001) ve Zwart vd. (2004) kavitasyon modellerinde, gerek mevcut kodlar kullanılarak iki-boyutlu daimi lüle akışları için elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak 4.1 Bölümünde sunulmaktadır.

3.2 Kavitasyonlu Radyal Pompa Akışları

Bu bölümde radyal pompalardaki kavitasyonlu akış deneyleri ve ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki sayısal benzetim yöntemleri ele alınacaktır.

3.2.1 Kavitasyonlu Radyal Pompa Deneyleri

Pompalarda kavitasyonlu çalışma, basma yüksekliğinde ve verimde önemli değişikliklere ve kararsızlıklara neden olmaktadır. Şekil 14'de bir santrifüj pompanın ölçülen basma yüksekliği – debi (H-Q) ve verim-debi (η -Q) eğrilerinde, en büyük debi noktasındaki ani değişim kavitasyon nedeniyledir. Bu koşullar altında pompanın bağlı bulunduğu boru hattındaki vananın açılmaya devam edilmesi debinin daha fazla artmasını sağlamayacaktır.



Şekil 14. Bir santrifüj pompanın basma yüksekliği ve verimde kavitasyona bağlı ani düşüş.

Hidrolik performans kaybı ve kavitasyon erozyonunun yanında ses ve titreşim seviyelerinde de artış gözlenir. Kabarcıklar çökerken duyulabilir bölgede gürültü ve titreşim yaratırlar. Kavitasyon kaynaklı gürültü çakıl taşlarının birbirine çarpmasına benzer takırtılı bir yapıdadır. 1 Hz - 5 kHz arası geniş bant aralığında gürültü spektrumu meydana gelir.

Pompalarda kavitasyonun tanımlanmasında Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY) kullanılır ve tanım olarak, pompa emme flanşındaki mutlak toplam yükün akışkanın buharlaşma yükünden farkı olarak ifade edilir.

$$ENPY = \frac{p'_0 - p'_v}{\rho'_g} \quad (3.38)$$

ENPY nin değeri iki farklı şekilde hesaplanır. Bunlardan pompanın tasarımına bağlı olan ve performans testleri ile belirlenen değer (gerekli) indisi ile belirtilir. Diğeri ise tamamen pompanın bağlı bulunduğu tesisatın emme tarafının karakteristikleri bağlı olup (mevcut) indisi ile belirtilir. Pompa seçiminde,

$$ENPY (\text{mevcut}) \geq ENPY(\text{gerekli}) \quad (3.39)$$

koşulunun sağlanmasına dikkat edilir ve bu durumda kavitasyonunun oluşmayacağı kabul edilir.

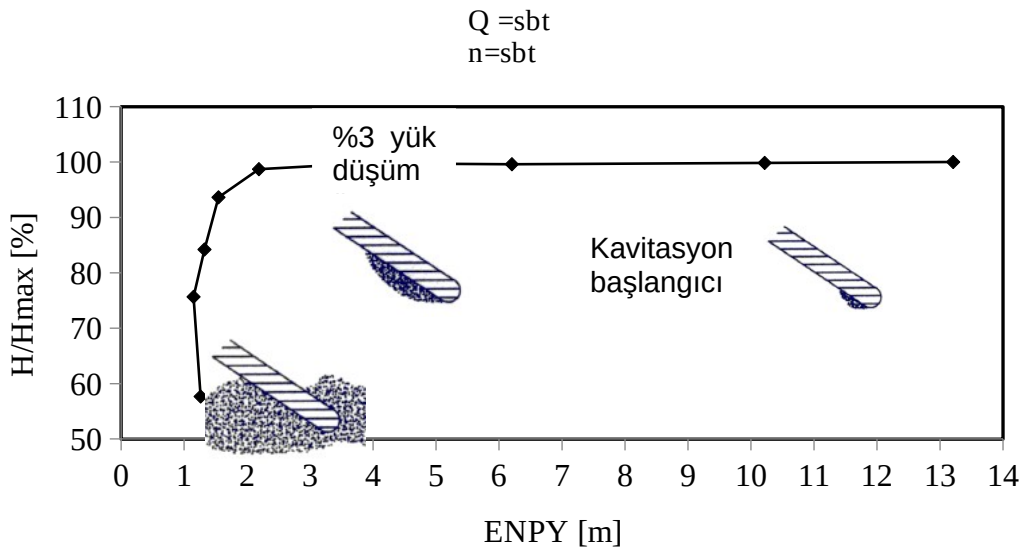
Deneylerle belirlenen ENPY gerekli, belirli bir debiyeye karşılık gelen basma yüksekliğinde %3 veya %5 düşüme karşılık gelen veren değer olarak tanımlanır. Örneğin ENPY3 belirlenecekse basma yüksekliğinde, amaçlanan debi ve devir sayısı sabit olarak korunarak, %3 düşme yaratılır. Bunun için iki yöntem kullanılır:

1.Emme borusuna, tercihen girişine ya da pompanın emmesinde düzgün akış koşullarının oluşmasını engellemeyecek biçimde emme flanşından oldukça uzak bir bölgeye bir vana yerleştirilir ve kısma yapılır,

2.Vakum pompası yardımıyla pompanın emmesindeki basınç düşürülür.

Söz konusu düşmenin olduğu noktada, pompanın emme flanşında okunan basınç değeri, debimetreden okunan debi ile hesaplanan hız yükü değeri, sıvının buharlaşma basıncına karşı gelen yük değeri ile ENPY (gerekli) hesaplanır.

Deneyler sırasında, basma yüksekliği-debi eğrisinin sağ tarafına doğru ilerlerken, debi ve devir sayısı sabit olarak tutularak, alınan emme ve basma flanşındaki basınç değerlerinden, basma yüksekliğinin (yüzde olarak) ENPY ile değişim eğrisi çizilebilir. Bu eğriye ait bir örnek Şekil 15' de gösterilmiştir. Bu eğri yardımıyla kavitasyonun gelişimi ifade edilebilir ve gerek %3 gerekse %5 lik düşüme karşı gelen ENPYgerekli değerleri belirlenebilir.



Şekil 15. Pompalarda yük düşümü eğrisi ve kavitasyon evreleri.

ENPY nin literatürde kabul gören düşüm değeri, pratik olması nedeniyle, %3 düşüme karşılık gelen değer olup ilgili standartlarda da yer almaktadır.

Deney Düzenegi ve Kavitasyon Karakteristiklerinin Elde Edilmesi

Proje kapsamında kavitasyon karakteristikleri ölçülen pompa çarkının karakteristik boyutları Tablo 1 de verilmiştir. Söz konusu pompa çarkının kanatları tek eğrilikli başka bir deyişle silindirikdir.

Tablo 1. Pompa çarkının temel geometrik özellikleri

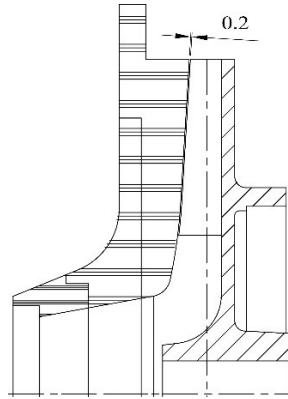
	ns = 12.5
D2 [mm]	303
b2 [mm]	14.3
D0 [mm]	87
kanat sayısı	6
β_2 [°]	28.2

İncelenen pompa çarkının aşağıdaki bağıntı ile tanımlanmış özgül hızı 12.5 olup, Standart Pompa A.Ş. üretim gamında yer alan uçtan emişli tek kademeli pompadır.

$$n_s = \frac{n' [d / dak] \sqrt{Q' [m^3 / s]}}{(H' [m])^{0.75}}$$

(3.40)

Pompa çarkının meridyenel ve karşıdan görünüşleri Şekil 16'da yer almaktadır. Bu çark pompanın salyangoz gövdesine monte edilmiştir



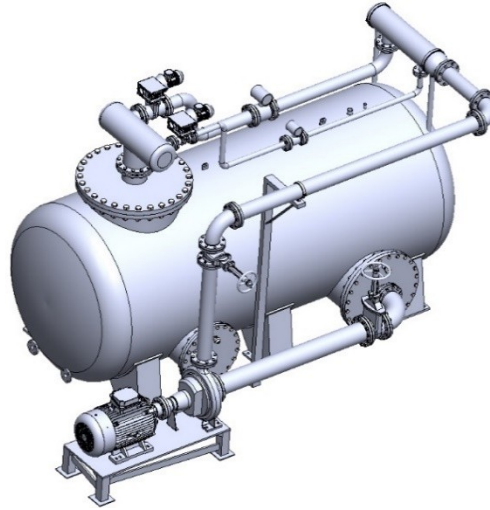
Şekil 16. Çalışılan pompa çarkının meridyenel görünüşü ve karşıdan görünüşü.

Pik döküm malzemedan imal edilmiş olan salyangozun ön duvarı talaşlı işlemeyle kaldırılmıştır (Şekil 16). Kaldırılan kısmın yerine civatalar ile sabitlenmek üzere akrilik malzemedan bir kapak imal edilmiştir. Piyasadan yeterli kalınlıkta yekpare malzeme temin edilemediğinden akrilik kapağın imalatı üç parça halinde yapılmıştır. Akrilik parçalar talaşlı işlenmiş, polisajı yapıldıktan sonra birbirlerine yapıştırılmıştır (Şekil 17). Kapak gövdeye civatalar vasıtasıyla bağlanmıştır. Çarkın ön yüzüyle kapak arasında 0.2 mm aksenel boşluk bırakılmıştır. Montaj işlemi bittikten sonra pompa 5 bar hidrostatik basınca tabi tutulmuş, görsel muayene sonucu herhangi bir kaçak olmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 17. Akrilik salyangoz kapağı ve ön yüzeyi çıkarılmış salyangoz.

Buradaki temel amaç, Q- ENPY3 eğrilerini elde etmenin yanında, çark içindeki kavitasyonu görünür kılmaktır. Pompanın kavitasyon eğrileri kapalı çevrim test düzeneğinde elde edilmiştir. Tüm deneyler, Standart Pompa A.Ş. bünyesinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler ISO EN 9906:2012 standardının gerektirdiği koşulları sağlayacak biçimde yapılmıştır. Testte kullanılan ekipmanların hassasiyetleri, kalibrasyon periyotları, ölçüm yöntemleri ve ölçümlerin belirsizlik düzeyleri birinci seviyeye (grade 1) uygun olarak belirlenmiştir. Kapalı çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 18’de verilmektedir.



Şekil 18. Kapalı çevrim test düzeneği.

Suyun içerisinde dolaşım halinde olduğu su tankı 12.3 m^3 hacme sahiptir. Tank ön flanşına bir dirsek bağlantısı yapılmış, sonrasında düz borular ile pompaya su verilmiştir. Pompadan radyal yönde çıkan su, tankın üzerindeki kolektörde toplanmıştır. Buradan sonra DN 50 veya DN 125 çaplı hatlardan birinden geçen su, debi ayar vanasından da geçerek çıkış kolektörüne girmektedir. Buradan sonra çevrimini tamamlayarak tanka geri dönmektedir. Çıkış hatları üzerinde debi ölçümü için DN50 ve DN125 çaplarında elektromanyetik

debimetreler bulunmaktadır. Debimetre hatlarında hava kalması ihtimaline karşı deney düzeneğinin en üst kotuna spray hatları çekilerek hava tahliyeleri sağlanmıştır. Pompa 11 kW gücünde, 1480 d/dak. da dönen bir asenkron elektrik motoruna akuple edilerek sürülmüştür. Kavitasyon deneyi yapılan pompa, deney tesisatına bağlanmış bir biçimde Şekil 19'da görülmektedir.



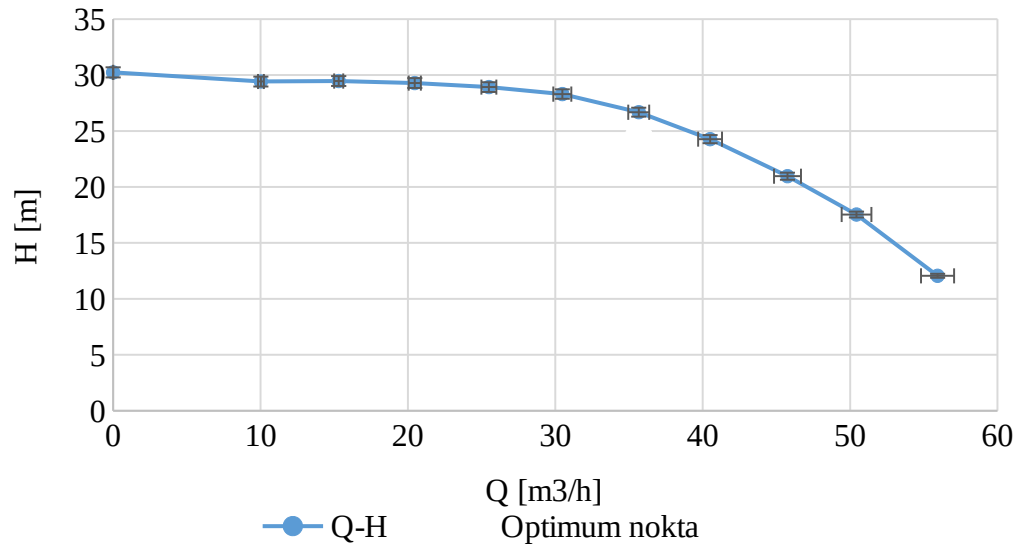
Şekil 19. Kapalı çevrim deney düzeneği.

Tankın içi belirli bir seviyeye kadar temiz su doldurulmuştur. Suyun üzerinde bir miktar hava boşluğu vardır. Pompa emişindeki toplam yük, suyun üzerindeki havanın basınç yükü ve tanktaki serbest su yüzeyinden emiş düzlemine kadar olan su seviyesi farkının toplamı kadardır. Suyun üzerindeki basınç, vakum pompası veya kompresörden alınan basınçlı hava yardımıyla regüle edilmiştir. Böylelikle hedeflenen ENPY değerleri hassas şekilde ayarlanabilmiştir.

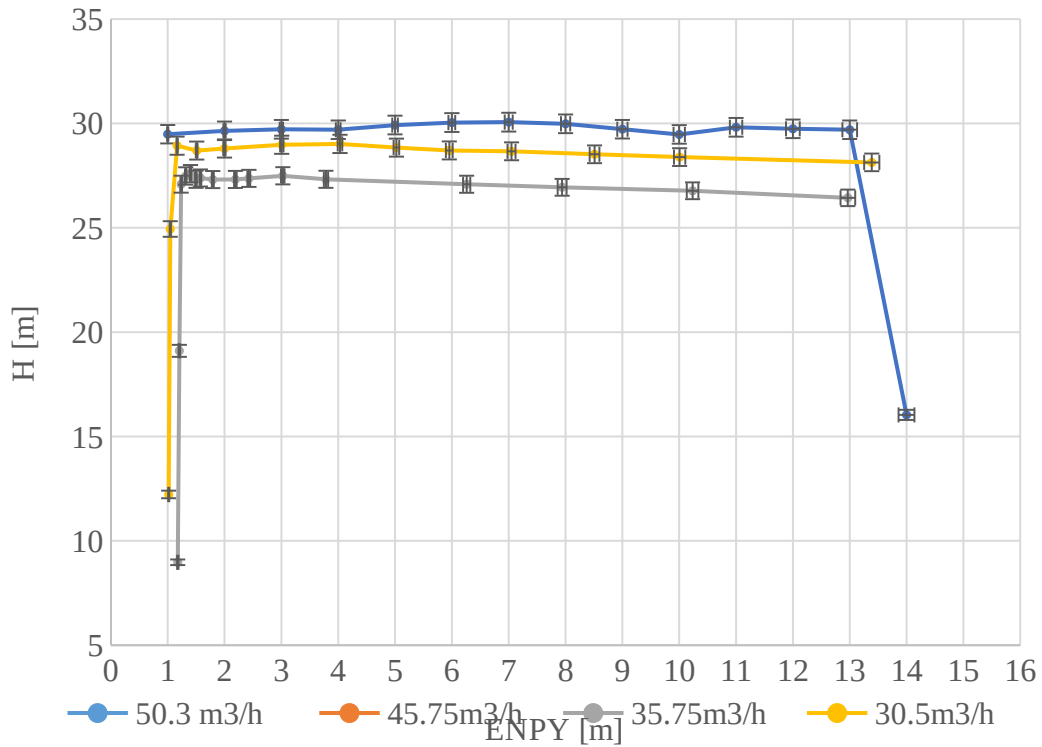
Debi ölçümleri pompa kapasitelerine göre belirlenen farklı boyutlardaki elektromanyetik debimetreler ile yapılmıştır. Giriş basınçları, mutlak basınç (bar.a) transmitterleri ile, çıkış basınçları ise pompa basma yüksekliğine göre seçilen bağıl basınç (bar.g) transmitterleri ile toplanmıştır. Pompa dönme devri kaplin üzerinden lazerli takometre ile ölçülmüştür. Suyun yoğunluğu ve buharlaşma basıncı sıcaklığın fonksiyonu olduğundan, su sıcaklığı test havuzundaki PT100 termokopul ile ölçülmüştür. Her düzeneğinde tüm dijital veriler merkezi bir veri toplama sisteminde toplanmıştır. Her bir ölçüm noktası için debi, basınç, devir gibi tüm veriler altmış saniye boyunca altmış örnek alınarak toplanmıştır. ENPY ve basma yüksekliği hesaplarında toplanan verilerin aritmetik ortalaması alınarak kullanılmıştır. Basma yüksekliğindeki belirsizliğin yalnızca giriş ve çıkış basınçlarının belirsizliğine, ENPY deki belirsizliğin yalnızca giriş basıncının belirsizliğine bağlı olduğu kabulü yapılmıştır.

Deneylerdeki maksimum belirsizlik değerleri basma yüksekliğinde $\pm\%1.5$, debide $\pm\% 2$ ve ENPY de $\pm\%1$ dir (% 95 güvenilirlik aralığında).

Pompanın kavıtasyon performansının değerlendirilebilmesi için öncelikle Q-H performansının bilinmesi gerekir. Bu doğrultuda ilk etapta pompanın sabit devir sayısında Q-H performans testleri yapılmış ve Şekil 20 de gösterilmiştir. Pompanın yk düşümü eğrileri sabit debi ve devirde, pompa giriş basıncının kademeli olarak düşürülmesiyle elde edilmiştir. lmlere ilk olarak yüksek ENPY değerlerinden başlanmıştır. Bu maksatla kompresörle tankın üzerindeki hava basıncılandırılmıştır. Daha sonra giriş basıncı vakum pompası yardımıyla kademeli olarak düşürülerek pompa kavıtasyona sokulmuştur. Yük düşümü eğrileri 5 farklı debide elde edilmiştir ve Şekil 21 de verilmiştir.



Şekil 20. Çalışılan pompanın 1485 d/dak dönme devrindeki Q-H eğrisi.



Şekil 21.Özgül hızı 12.5 olan pompanın deneysel yük düşümü eğrileri.

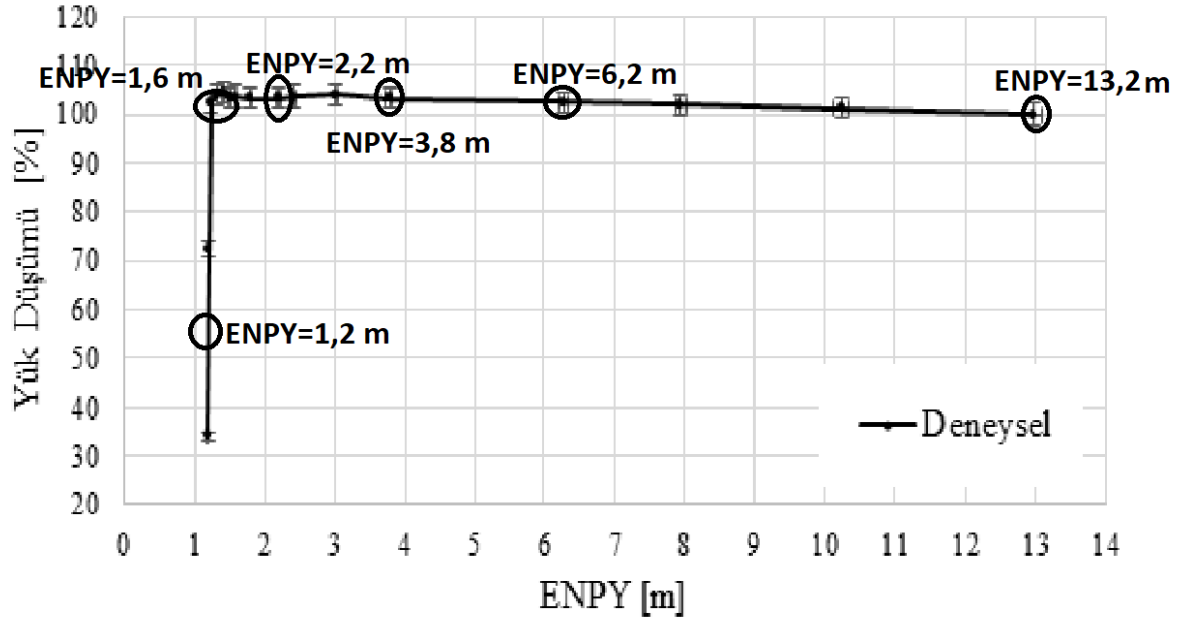
Pompanın optimum çalışma debisi $Q=35.7 \text{ m}^3/\text{h}$ dir. Görüldüğü gibi tüm debilerde ENPY düşürüldükçe basma yüksekliği değerleri hafifçe artmıştır. Kritik bir ENPY değerine ulaşıldıktan sonra basma yüksekliklerinde keskin biçimde düşme olduğu görülmektedir. Bu keskin düşme optimum noktanın solundaki kısmi debilerde daha belirgin şekilde ortaya çıkmıştır.

Tam kavitezyonlu durum için ENPY devrilme değerleri $Q/Q_{\text{opt}} = 1.4$ için 2.03 m, $Q/Q_{\text{opt}} = 1.28$ için 1.76 m, $Q/Q_{\text{opt}} = 1$ için 1.17 m, $Q/Q_{\text{opt}} = 0.85$ için 1.01 m ve $Q/Q_{\text{opt}} = 0.57$ için 0.81 m olarak okunmuştur. Eğriler oldukça keskin düşen karakterde olduğundan bu değerler, ENPY3 değerleriyle hemen hemen eşittir. Kavitezyon zarfı büyüklüğü ile yük düşümü arasındaki ilişkinin incelenmesi amacıyla çark içerisindeki kavitezyonlu yapıların görselleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla çark kanatları stroboskopik ışık kaynağı kullanarak dönme frekansına eşit frekansta aydınlatılmıştır. Böylelikle çark kanatları hareketsiz halde görüntülenerek kavitezyonlu akış alanı incelenebilmiştir (Şekil 22). Yük düşümü eğrileri üzerindeki her noktada ölçümlere eş zamanlı olarak kamera kaydı yapılmış ve fotoğraflar çekilmiştir. Kameranın örnekleme frekansı pompa dönme frekansında ayarlanmıştır.

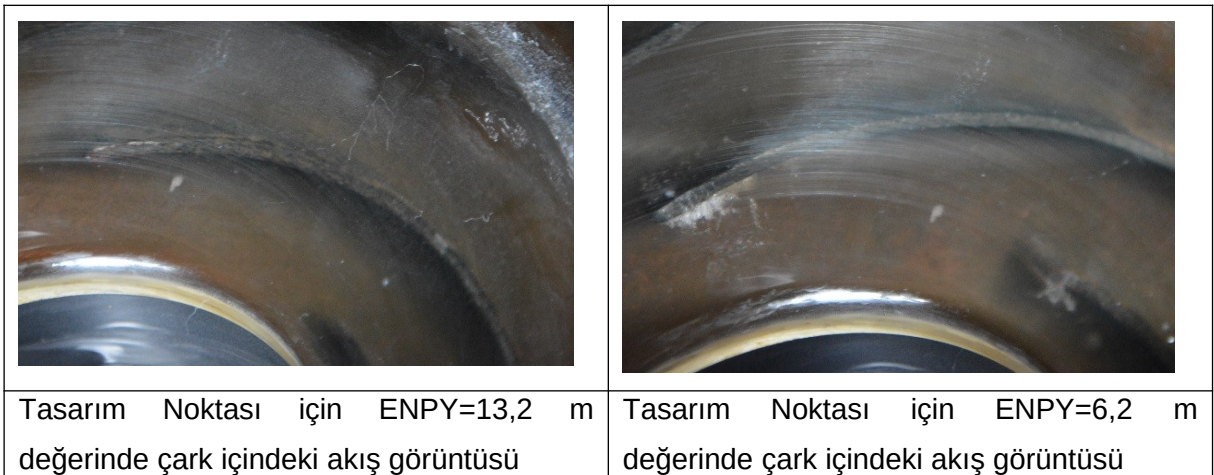






Şekil 22. Çark kanatlarının stroboskopik ışık kaynağı kullanarak bağlı olarak hareketsiz şekilde görüntülenmesi.

Deneylerde çekilen filmler, <https://web.itu.edu.tr/aydere/projeler.html> adresindeki web sitesinde “Pompa kavitasyonu görüntüleri” başlığında orta, kuvvetli ve çok kuvvetli kavitasyon durumları için yer almaktadır. Söz konusu görüntüler tasarım debisindeki kavitasyon durumlarına karşılık gelmektedir. Tasarım debisindeki yük düşümü eğrisinin değişik noktaların karşılık gelen ENPY değerleri ve çark içindeki akış yapısı görüntüleri Şekil 23’te altı ölçüm noktası için yer almaktadır. Söz konusu ENPY değerleri yukarıda verilen bağıntı yardımı ile ölçülen değerlerden hesaplanmaktadır.



Şekil 23. Görüntülenen altı ölçüm noktasının yük düşümü diyagramındaki yerleri.



	
Tasarım Noktası için ENPY=3,8 m değerinde çark içindeki akış görüntüsü	Tasarım Noktası için ENPY=2,2 m değerinde çark içindeki akış görüntüsü
	
Tasarım Noktası için ENPY=1,6 m değerinde çark içindeki akış görüntüsü	Tasarım Noktası için ENPY=1,2 m değerinde çark içindeki akış görüntüsü

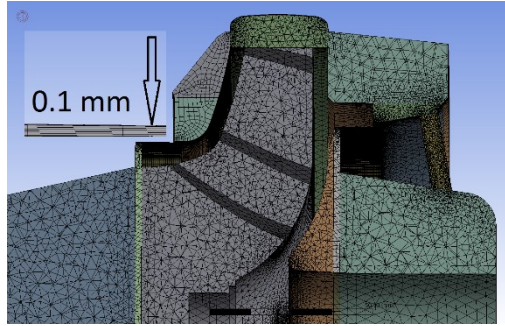
Şekil 24. Altı deney noktasındaki görüntüler.

Şekil 24'te söz konusu altı ölçüm noktasında yapılan akış görüntüleme çalışmaları verilmiştir. Resimlerden görüleceği üzere, çarkın emme tarafında basınç düşürüldükçe (ki bu durum ENPY nin azalması anlamına gelmektedir) çark içinde kavitasyon kabarcıkları artmakta ve kabarcıkların kapladığı bölge büyümektedir. ENPY değerinin çok küçük değerinde çark kanatları arası tamamen kavitasyon bulutu ile kaplanmış durumdadır.

3.2.2 Radyal Pompalarda Kavitasyonlu Akışların Sayısal Çözümü

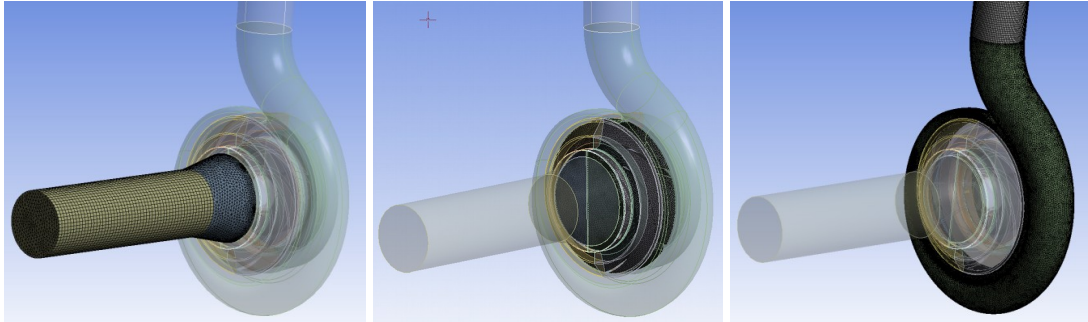
Deneylerde kullanılan pleksiglas pompanın ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki hesaplamalar için, sayısal modeli emme haznesi, çark, salyangoz gövde, çark ve salyangoz duvarları arasındaki hacimler, ön ve arka aşınma halkasındaki boşluklar, dengeleme delikleri ve mekanik salmastra sulama deliğini içerecek şekilde oluşturulmuştur. Şekil 25'deki sayısal ağ kesitinde görüldüğü üzere, hesaplama hacmine akışa etki eden tüm bileşenler dahil

edilmiştir. Kaçak akışlarının doğru hesaplanabilmesi için radyal boşluklarda en az 5 adet eleman kullanılmıştır.



Şekil 25. Pompa sayısal ağının kesit görünümü ve ön aşınma halkası boşluğu detayı.

Hesaplama hacmi sayısal ağın oluşturulabilmesi için 39 parçaya ayrılmıştır. Pompa giriş ve çıkışında homojen sınır koşulları tanımlayabilmek amacıyla, bu bölgeler düz borular eklenerek uzatılmıştır. Sayısal ağ Şekil 26'da görüldüğü gibi düzensiz (unstructured) üçgen elemanlar kullanarak oluşturulmuştur.



Şekil 26. Giriş elemanları, çark ve salyangoz gövdeyi içeren sayısal ağ.

Sayısal çözümler ilk etapta tek fazlı ve akışkan olarak saf su kullanılarak yapılmıştır. Çözümler zamandan bağımsızdır. Dönen ve sabit hacimlerdeki akış MRF (moving reference frame) yaklaşımı ile modellenmiştir. Girişte kütleli debi, çıkışta sabit statik basınç sınır koşulları uygulanmıştır. Türbülans, realizable k-ε modeli ve değişken tipte çeper fonksiyonları (scalable wall functions) ile modellenmiştir. Bu tipteki çeper fonksiyonları, sayısal ağın sıklığı konusundaki problemleri ortadan kaldırmaktadır. Sayısal ağın y^+ değeri 11 in altına düşse bile, standart çeper fonksiyonları ile yapılan hataların önüne geçilmektedir. Örülen sayısal ağın y^+ değeri 11'den büyükse, bu tip çeper fonksiyonları standart çeper fonksiyonlarıyla eşdeğerdir.

Standart çeper fonksiyonları duvara en yakın sayısal elemanın merkezinin logaritmik tabakanın içerisinde olmasını gerektirir. Bu koşul $30 < y^+ < 300$ aralığında sağlanabilir.

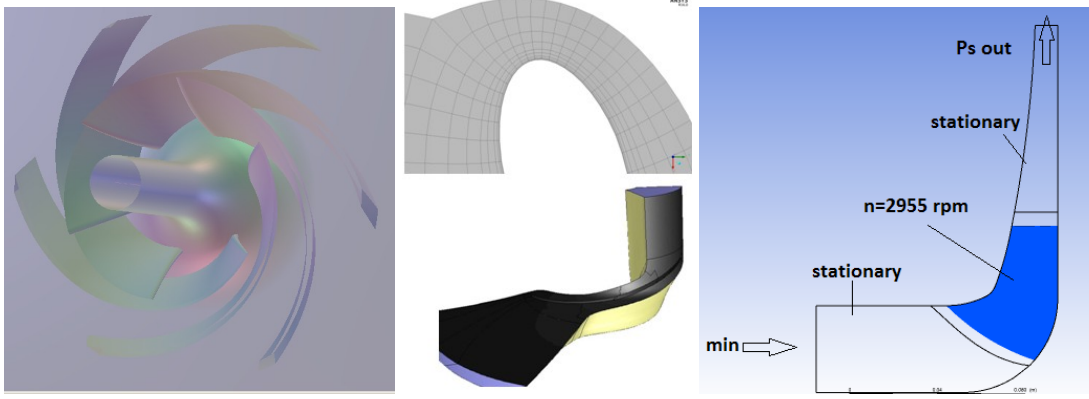
Sonraki aşamada çarkın tek bir pasajı etrafında gelişen akış modellenmiştir. Pasajın giriş ve çıkışı difüzyon olmayacak biçimde uzatılmıştır. Sayısal ağ Turbogrid V16 programı yardımıyla düzenli dikdörtgen elemanlarla oluşturulmuştur. Hedeflenen y^+ değerlerine ulaşabilmek için sayısal ağ çepelere doğru sıklaştırılmıştır. Aşınma halkası boşluklarından, dengeleme deliklerinden ve salmastra sulama deliğinden kaçak akışları olduğundan, çarkın içerisinden geçen toplam debi pompa debisinden daha büyüktür. Bu kaçaklar literatürde de verilen ampirik bağıntılar kullanarak hesaplanmış ve çarkın giriş debisine eklenmiştir. Hesaplanan kaçak debilerinden yola çıkılarak kaçak verimi $Q/Q_{opt} = 1.16$ de %97.1, $Q/Q_{opt} = 1.05$ de %96.6 ve $Q/Q_{opt} = 0.95$ de % 96.08 olarak bulunmuştur. Tek fazlı çözümler periyodik sınır koşulları altında ve MRF yaklaşımı ile tekrarlanmıştır. Süreklilik, momentum ve türbülans denklemlerinin kalıntılarının 10^{-5} in altına düşmesi yakınsama kriteri olarak kabul edilmiştir.

Sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması $Q/Q_{opt} = 1.05$ de, tek fazlı çözümler üzerinde yapılmıştır. Tablo 2 de sayısal ağa ilişkin bilgiler ve hesaplanan basma yüksekliği değerleri özetlenmiştir.

Tablo 2. Pompanın sayısal hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma süreci.

	Seyrek	Orta	Sık
Emmede eleman sayısı	122712	237393	354781
Çarkta eleman sayısı	1638554	2410392	385125
Salyangozda eleman sayısı	2070328	3486031	421595
Kanatta min. ve maks. y^+	8.3-383	2.4-314	0.4-208
Kanatta ortalama y^+	285	130.6	102
H [m]	37.1	37.02	37.08

Hesaplamlarda basma yüksekliğinin ağ sıklığı na bağlı değişiminin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür. Bu nedenle seyrek ağın kullanımı yeterli görülmüştür. Tam model hesaplarında y^+ değeri büyük olmasına rağmen, logaritmik tabaka kriteri sağlanmıştır. Tekil çark analizlerinde sayısal hesaplama adımlarına genel bir bakış Şekil 27'de verilmiştir.

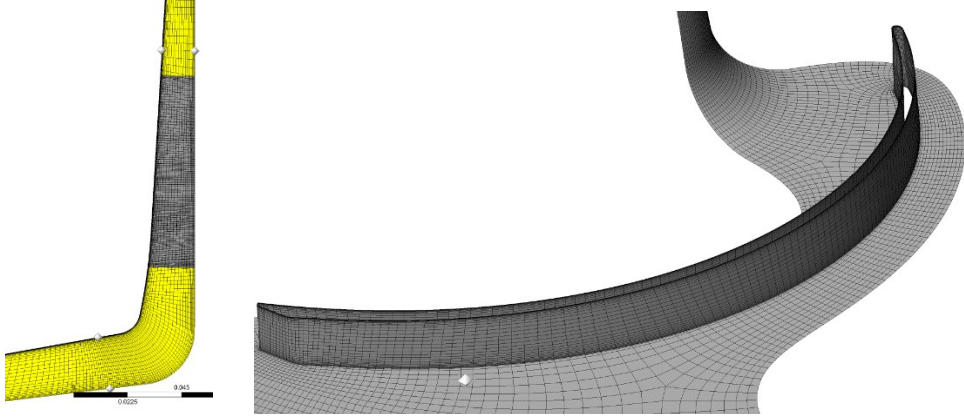


Şekil 27. Pompa çarkında sayısal hesaplama adımları.

Çarkın çizimi ön yanaktaki 0.2 mm aksenal boşluk göz önünde bulundurularak Ansys Bladegen V16 ortamında oluşturulmuştur. Sayısal analizler bir pasaj etrafında gelişen akışın periyodik sınır koşulları altında çözümüyle yapılmıştır. Bu pompada aksenal yükün dengelenmesi için açılan dengeleme delikleri olmadığından arka taraftan kaçak akışı yoktur. Çarkın ön yanağındaki boşlukta yalnızca kanadın basma tarafından emme tarafına doğru bir ikincil akış geliştiği, pompa girişine doğru bir kaçak olmadığı görülmüştür. Bu sebeple çarktan geçen debi, pompa çıkış debisine eşit alınmıştır. Sayısal ağ Turbogrid V16 yazılımı ile oluşturulmuştur. Düzenli dörtgen elemanlar kullanılmıştır.

En uygun sayısal ağın belirlenmesi için y^+ , ilk eleman uzaklığı ve basma yüksekliğindeki değişim göz önünde bulundurulmuştur. Sayısal ağ sıklığı 2×10^4 'den 6×10^5 'e kadar artırılmıştır. Basma yüksekliğinin en küçük ve en büyük değerleri arasındaki farkın yalnızca %2 mertebesinde olduğu görülmüştür. Bu durum da göz önünde bulundurularak Şekil 28'de görülen 2×10^5 elemana sahip sayısal ağ seçilmiştir.

Çarkın giriş ve çıkışı homojen sınır koşulları uygulayabilmek için yeteri kadar uzatılmıştır. Çarka 1485 d/dak. dönme hızı tanımlanmış, diğer hacimler sabit tutulmuştur. Girişte kütleli debi, çıkışta statik basınç sınır koşulları tanımlanmıştır. MRF yaklaşımı kullanarak beş farklı çalışma noktasında tek faz çözümler yapılmıştır. Tek faz çözümlerin yapılması kavitasyon oluşması beklenen bölgeleri tahmin etmek bakımından oldukça faydalıdır.



Şekil 28. Özgül hızı 12.5 olan pompa hesaplarında kullanılan sayısal ağın meridyenel ve 3 boyutlu görünümü.

Şekil 28'deki gösterilen sayısal ağ hesaplamaları için önerilen iyileştirilmiş modelde, ticari kodlardaki mevcut kaviteasyon modellerinin (3.33)-(3.36) kütle transferi kaynak terimlerindeki (3.37) denklemiyle belirlenen Rayleigh kabarcık dinamiği ifadesi yerine, sanki-bir-boyutlu lüle akışlarındaki boyutsuz (3.27) denklemine paralel olarak Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen yeni kabarcık gaz basıncı yasasını içeren iyileştirilmiş Rayleigh kabarcık dinamiği

$$\frac{dR'}{dt'} = \pm \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p' - p'_v - p'_{g0} (R'_0 / R')^{3\Gamma}|}{\rho'_t}}$$

(3.41)

ifadesi kullanılmaktadır (bu düzeltme ANSYS FLUENT ticari yazılımına UDF, User Defined Function, uygulamasıyla EK A'da verilmiştir). İyileştirilmiş Rayleigh kabarcık dinamiği

denkleminde p'_{g0} aktive olan kaviteasyon kabarcıklarının lüle girişindeki gaz basıncını, Γ ise Delale-Pasinlioğlu gaz basıncı yasasında (3.14) denklemiyle tanımlanmış politropik üssü göstermektedir. Radyal pompalarda iyileştirilmiş kaviteasyon performansının hesabı için elde edilen sayısal sonuçlar karşılaştırmalı olarak 4.2 Bölümünde sunulmaktadır.

4. BULGULAR

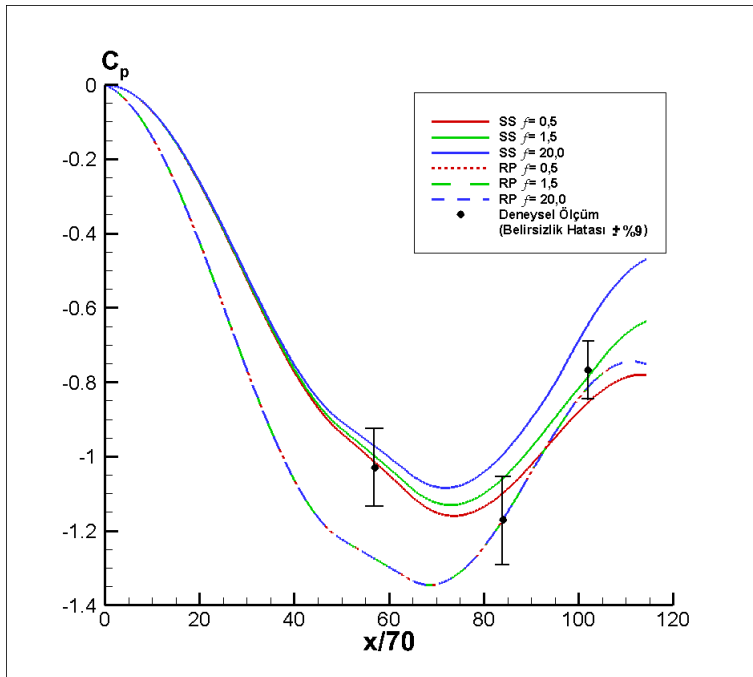
4.1 İyileştirilmiş Modelde Sanki-Bir-Boyutlu Kaviteasyonlu Lüle Akış Çözümleri ile Ticari Yazılımdaki İki-Boyutlu Kaviteasyonlu Lüle Akış Çözüm Sonuçlarının Deney Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Sayısal çözümler için deney koşullarına uygun olarak lüle girişindeki ortalama kabarcık yarıçapı $R_0' = 100 \mu m$, ortalama giriş hızı $U_0' = 8 \text{ m/s}$ alınarak $20^\circ C$ sıcaklıktaki hava kabarcıklı su akışı göz önünde bulundurulmuştur. Hesaplamalar lüle girişindeki hacimsel kabarcık oranı

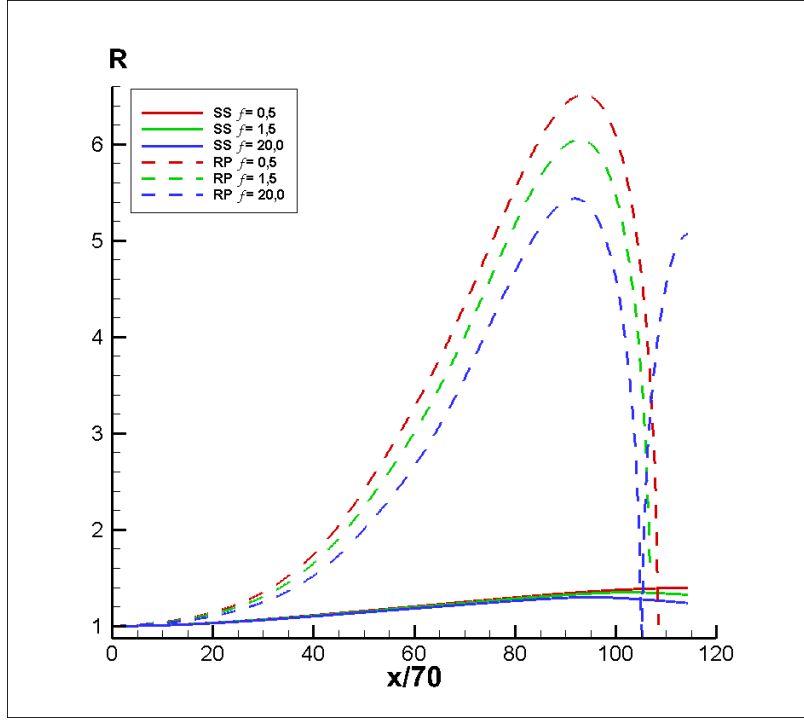
β_0 ve iyileştirilmiş kavitasyon modelindeki ısıl sönümü karakterize eden (3.11) denklemindeki f parametreleri değiştirilerek yapılmıştır. Bu koşullarda Reynolds sayısı $Re = 800$ ve Weber sayısı $We = 90,14$ değerindedir. Kavitasyonlu lüle deneylerinde basınç ölçümlerinin alındığı kuvvetli ve zayıf kavitasyon durumları için (3.15), (3.16), (3.19) ve (3.20) denklemleri için Rayleigh-Plesset çözümleri, (3.15), (3.16) ve (3.27) denklemleri için ticari kodlarda kullanılan kavitasyon model çözümleri, dördüncü mertebe Runge-Kutta-Fehlberg yöntemi kullanılarak indirgenmiş yasadaki f parametresinin değişik değerleri için hesaplanmıştır. Bu çözümlerin başlangıç alan değerleri, sanki-daimi ortalama çözümü betimlemekte olup zamanla değişimler bu çözüm üzerindeki dalgalanmaları vermektedir. Bu çalışmada göz önüne alınan zaman sürelerinde önemli dalgalanmalara rastlanmadığından, sadece hesaplanan sanki-daimi ortalama çözüm sonuçları incelenmiştir. Sayısal sonuçlardaki boyutsuz lüle kesit alan $A(x)$ ise, kavitasyonlu lüle akışı deneylerinde kullanılmak üzere imal edilen lüle kesit alanı (3.1a)-(3.1c) denklemleriyle belirlenmiştir.

Kuvvetli kavitasyonlu sanki-bir boyutlu lüle akışları için (kavitasyon katsayısı $\sigma = 1,245$) ortalama basınç katsayıları ve kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca değişimleri, Rayleigh-Plesset (RP) çözümlerinde $\beta_0 = 1,0 \times 10^{-6}$ ve $\partial C_p / \partial x (0,0) = -5,4 \times 10^{-3}$ değerleri, iyileştirilmiş Schnerr-Sauer (SS) çözümlerinde ise $\beta_0 = 1,88 \times 10^{-1}$ değeri kullanılarak f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için Şekil 29 ve Şekil 30'da gösterilmektedir. Kuvvetli kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri için basınç katsayıları deney ölçümleriyle karşılaştırıldığında RP çözümlerinin f parametresine bağıllık göstermediği, ancak SS çözümlerinde basınç katsayılarının f parametresine göre görülebilir farklılıklar gösterdiği görülmektedir. Bu durumda RP çözümü $x/70 = 57$ 'de deneyden sapma gösterirken, SS çözümü $f = 1,5$ değeri için en iyi sonucu vermektedir (deneyde ölçülen statik basınç hatası ± 3 kPa civarında olup C_p belirsizlik değerleri $\pm \% 9$ olarak Şekil 29'da gösterilmiştir).

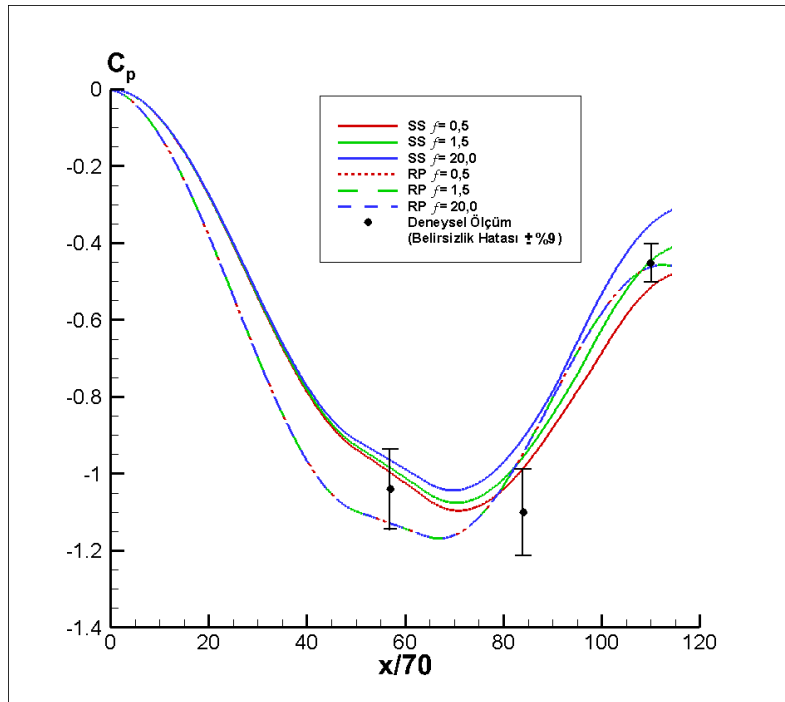
Zayıf kavitasyonlu sanki-bir boyutlu lüle akışları için (kavitasyon katsayısı $\sigma = 1,217$) ortalama basınç katsayıları ve kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca değişimleri, Rayleigh-Plesset (RP) çözümlerinde $\beta_0 = 1,0 \times 10^{-6}$ ve $\partial C_p / \partial x(0,0) = -3,3 \times 10^{-3}$ değerleri, iyileştirilmiş Schnerr-Sauer (SS) çözümlerinde ise $\beta_0 = 1,45 \times 10^{-1}$ değeri kullanılarak f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için Şekil 31 ve Şekil 32'de gösterilmektedir (deneyde ölçülen statik basınç hatası ± 3 kPa civarında olup belirsizlik değerleri $\pm \% 9$ olarak Şekil 31'de gösterilmiştir). Zayıf kavitasyon durumunda da benzer durum görülmektedir. Bu durumda da f parametresinin değişik değerleri için basınç katsayıları deney ölçümleriyle karşılaştırıldığında RP çözümlerinin f parametresine bağıllık göstermediği, ancak SS çözümlerinde basınç katsayılarının f parametresine göre görülebilir farklılıklar gösterdiği görülmektedir. Basınç katsayısının SS çözümünde yine $f = 1,5$ değeri için en iyi sonucu vermektedir. Sonuç olarak iyileştirilmiş SS modelinde f parametresinin $1,5$ civarında alınması önerilmektedir.



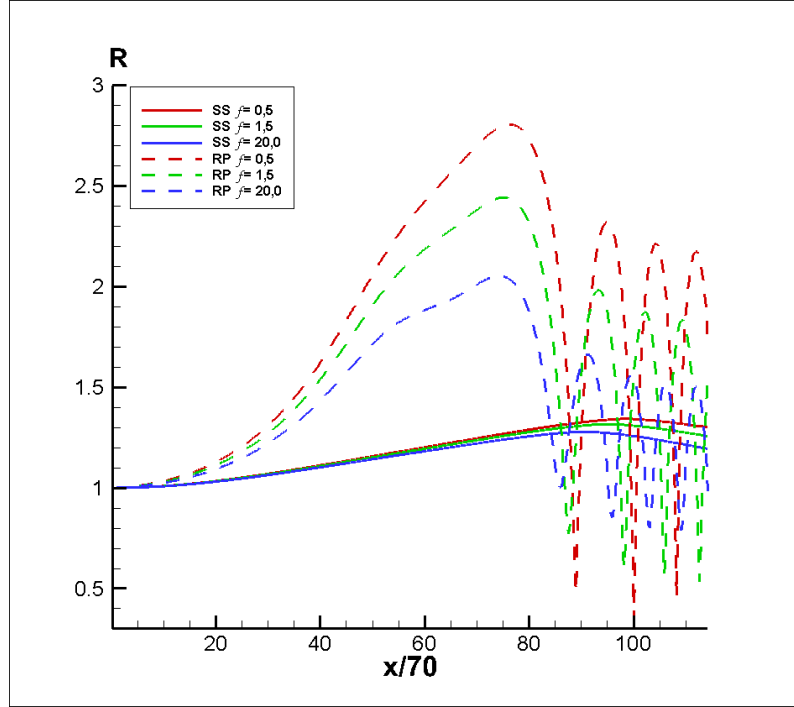
Şekil 29. Kuvvetli kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama basınç katsayılarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.



Şekil 30. Kuvvetli kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.



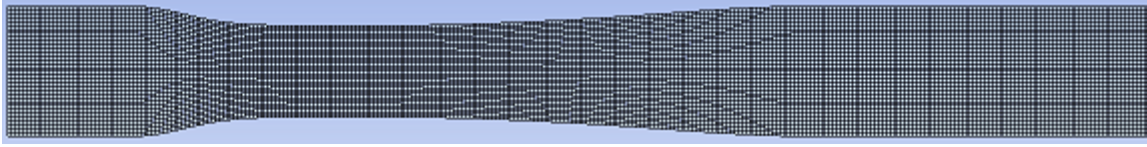
Şekil 31. Zayıf kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama basınç katsayılarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.



Şekil 32. Zayıf kavitasyon durumunda f parametresinin değişik değerleri ($f = 0,5, 1,5$ ve $20,0$) için sanki daimi ortalama kabarcık yarıçaplarının lüle boyunca değişimleri ve deneysel ölçümlerle karşılaştırılması.

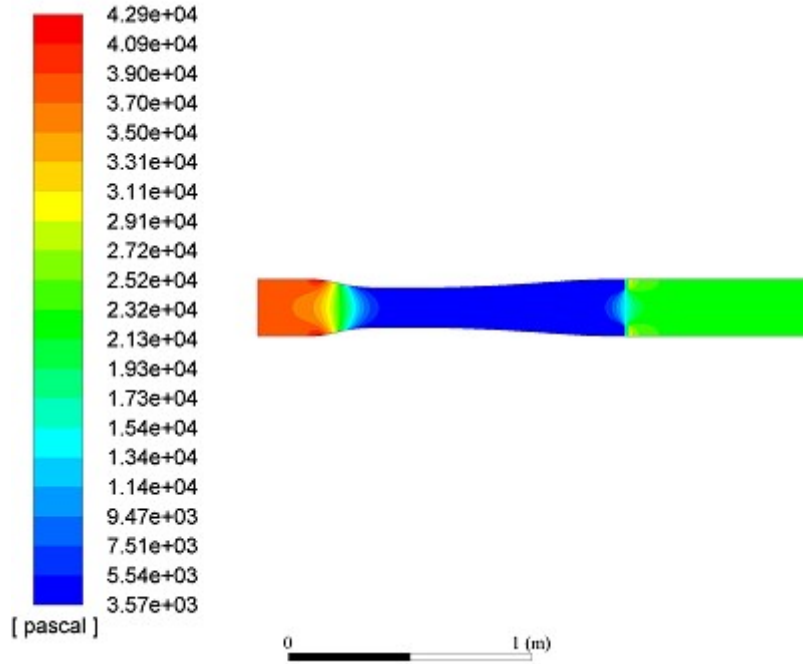
İki boyutlu sayısal çözümler için mevcut ANSYS FLUENT yazılımındaki Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modellerinin kullanıldığı Şekil 33'te görülen çözüm ağı oluşturulmuş, lüle giriş ve çıkış sınır koşullarından etkilenmemesi için lüle uzunluğu uzatılmıştır. Sayısal çözüm ağı yaklaşık 23000 düzgün sıralı yapıdaki elemanlardan oluşmaktadır. Sayısal çözümler zamandan bağımsız yapılmıştır. Hesaplamalar lüle girişinde sabit hız, çıkışında statik basınç sınır koşulları altında yapılmıştır. Sanki-bir-boyutlu lüle akış çözümleriyle karşılaştırabilmek amacıyla tüm türbülans terimleri ihmal edilerek laminar çözüm kullanılmıştır. İlk etapta kavitasyonsuz çözüm yapılmış ve C_{pmin} değeri -1.0 olarak seçilmiştir. Schnerr-Sauer modelinde aktive olan kabarcık sayısı yoğunluğu $10^{13} m^{-3}$, Zwart modelinde ise $\alpha_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$ değerinde alınmıştır. Lüle girişindeki kavitasyon sayısı lüle çıkışındaki statik basınç kademeli olarak düşürülerek kavitasyonun oluşması sağlanmıştır. Hesaplamalar lüle

akış deneylerinde gözlenen hem kuvvetli kavitasyon, hem de zayıf kavitasyon durumlarında yapılmıştır.

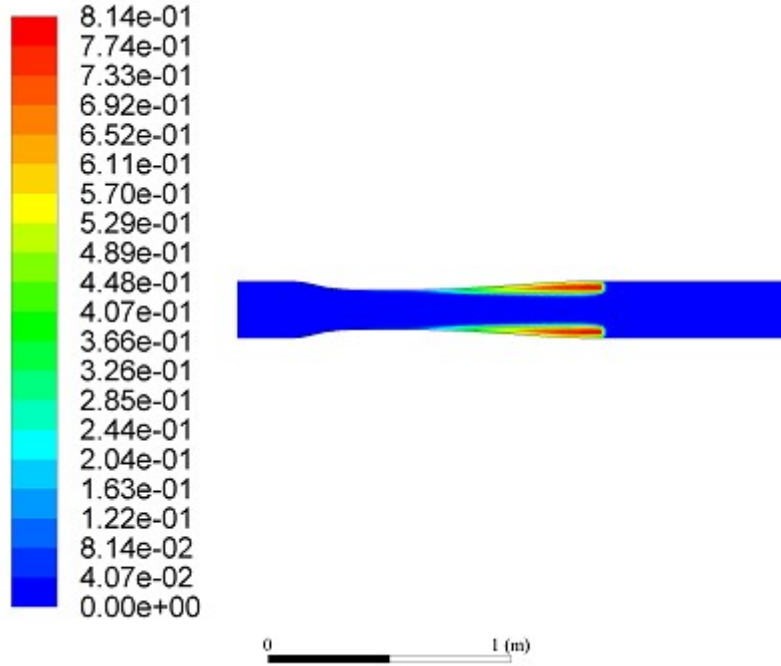


Şekil 33. İki boyutlu kavitasyonlu lüle akışlarının hesabında kullanılan sayısal çözüm ağı.

Kuvvetli kavitasyon durumunda ANSYS FLUENT yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modellerinin lüle çıkış basıncının belli bir değerin altına düşmesi, bir başka deyişle lüle kavitasyon basınç kayıplarının belli bir değeri aşması, söz konusu olduğunda sayısal hesaplamaların yakınsamadığı görülmektedir. Bu proje kapsamında imal edilen lüle akış deneylerinde kuvvetli kavitasyon durumunda ölçülen basınç kayıpları halinde her iki modelde de yakınsayan sonuçlar elde edilememiştir. Dolayısıyla kuvvetli kavitasyon durumunda kavitasyon basınç kayıpları bir miktar azaltılarak sayısal hesapta yakınsama sağlanabilmiştir. Bu durumda Schnerr-Sauer modeliyle elde edilen statik basınç p' (Pa) ve hacimsel su buharı oranı α_v dağılımları Şekil 34 (a) ve (b) 'de, Zwart vd. modeliyle elde edilen statik basınç p' (Pa) ve hacimsel su buharı oranı α_v dağılımları ise Şekil 35 (a) ve (b)'de gösterilmektedir. Her iki durumdaki statik basınç ve hacimsel su buharı dağılımları karşılaştırıldığında Zwart vd. modelinin nispeten daha kuvvetli bir kavitasyon gösterdiği gözlemlenmektedir. İyileştirilmiş kavitasyon kabarcık dinamiği denklemi (3.27) ile hesaplanan sanki-bir-boyutlu kuvvetli kavitasyonlu lüle akış sonuçları, ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle elde edilen kavitasyonlu iki boyutlu daimi lüle akışı sonuçları ile karşılaştırılması gerekmektedir. İyileştirilmiş modelde hesaplamalar kuvvetli kavitasyonlu deneysel lüle akışlarına uygun verilerle yapılmış, lüle giriş ortalama kabarcık yarıçapı $R'_0 = 100 \mu m$, ortalama giriş hızı $U'_0 = 8 m/s$, lüle çıkış basınç katsayısı $C_p = -0.62$ ve sönüm katsayısı $f = 1.5$ alınarak yapılmıştır. Şekil 36 bu koşullar altında sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş lüle akışları için lüle boyunca hesaplanan basınç katsayısı ile ANSYS FLUENT ticari kodundaki Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle hesaplanabilen iki boyutlu daimi kavitasyonlu lüle akışlarının kesit alanı ortalaması alınmış basınç katsayısı değerlerinin lüle eksenini boyunca göstermektedir. İyileştirilmiş modelin deney ölçümleriyle daha iyi uyduğu görülmektedir.

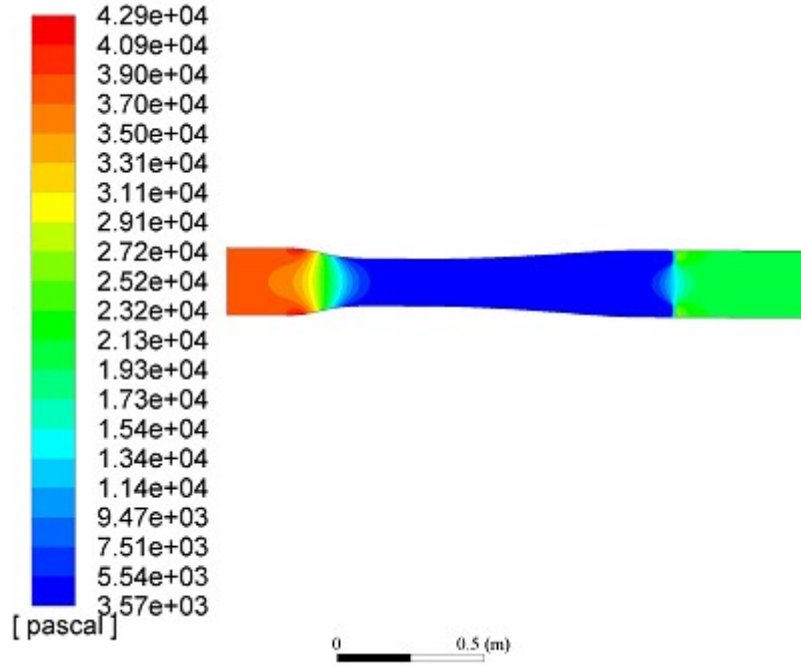


(a)

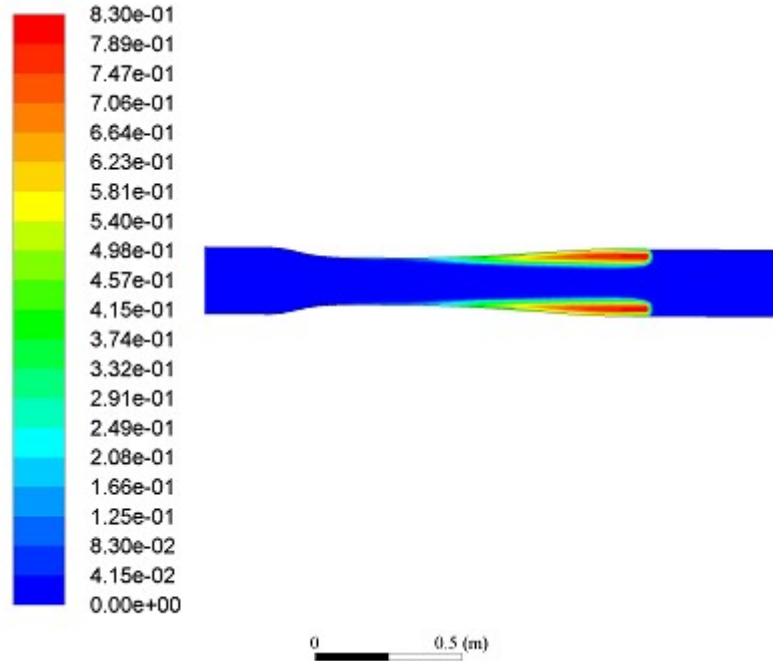


(b)

Şekil 34. Kuvvetli kavitasyon durumunda deney lülesinde Schnerr-Sauer kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları.

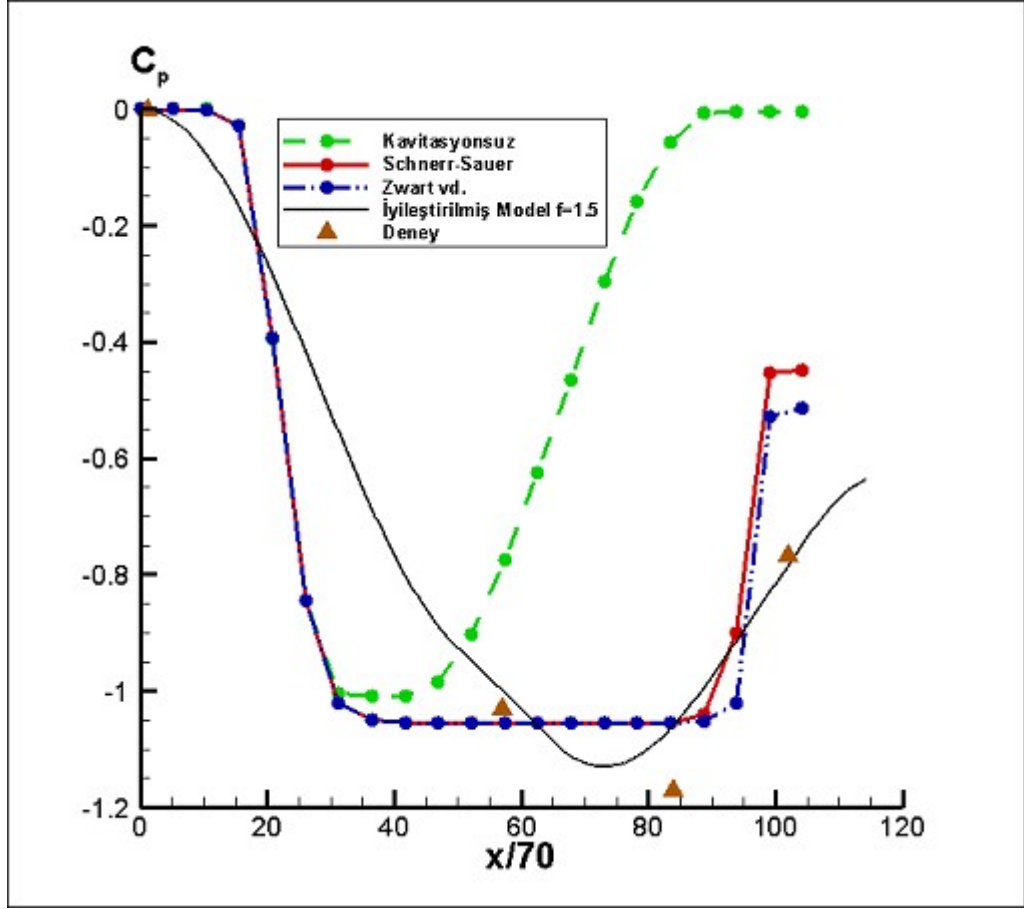


(a)



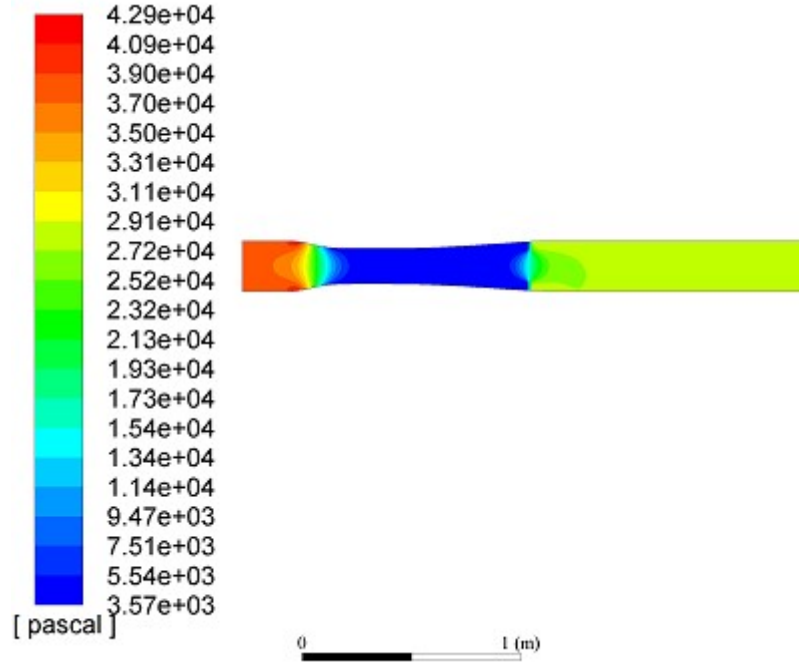
(b)

Şekil 35. Kuvvetli kavitasyon durumunda deney lülesinde Zwart vd. kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları.

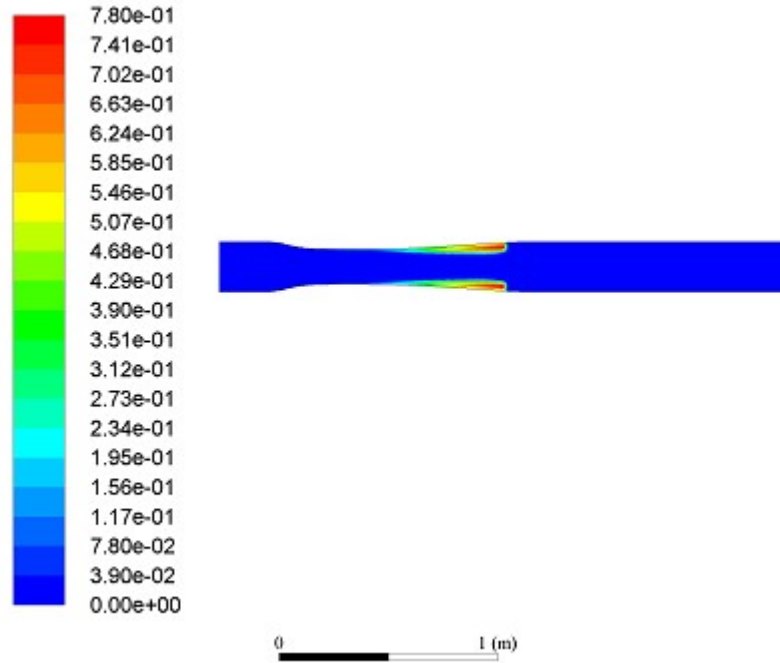


Şekil 36. Kuvvetli kavitezyon durumunda basınç katsayısının deney lülesinin sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş kavitezyon modeli, deney ölçüm sonuçları ve ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitezyon modelleriyle elde edilen iki boyutlu lüle kesit ortalamalarıyla karşılaştırılması.

Zayıf kavitezyon durumunda ANSYS FLUENT yazılımında Schnerr-Sauer modeliyle iki boyutlu daimi lüle akışları için elde edilen statik basınç p' (Pa) ve hacimsel su buharı oranı α_v dağılımları Şekil 37 (a) ve (b) 'de, Zwart vd. modeliyle elde edilen statik basınç p' (Pa) ve hacimsel su buharı oranı α_v dağılımları ise Şekil 38 (a) ve (b)'de gösterilmektedir. Bu durumda her iki modeldeki statik basınç ve hacimsel su buharı dağılımları karşılaştırıldığında, aralarında önemli bir fark olmadığı gözlemlenmektedir. Burada da iyileştirilmiş kavitezyon kabarcık dinamiği denklemi (3.27) ile hesaplanan sanki-bir-boyutlu zayıf kavitezyonlu lüle akış sonuçları, ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitezyon modelleriyle elde edilen kavitezyonlu iki boyutlu daimi lüle akışı sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

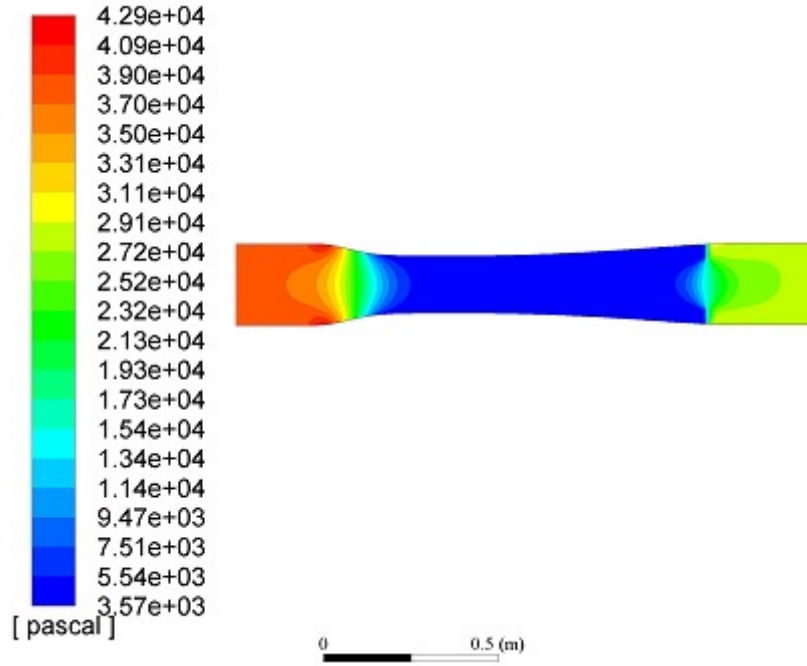


(a)

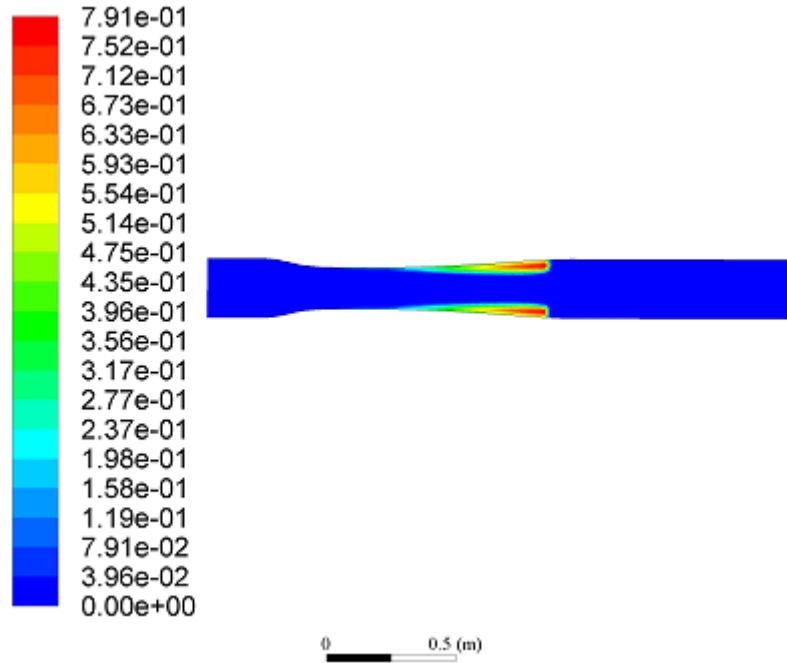


(b)

Şekil 37. Zayıf kavitezyon durumunda deney lülesinde Schnerr-Sauer kavitezyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları.

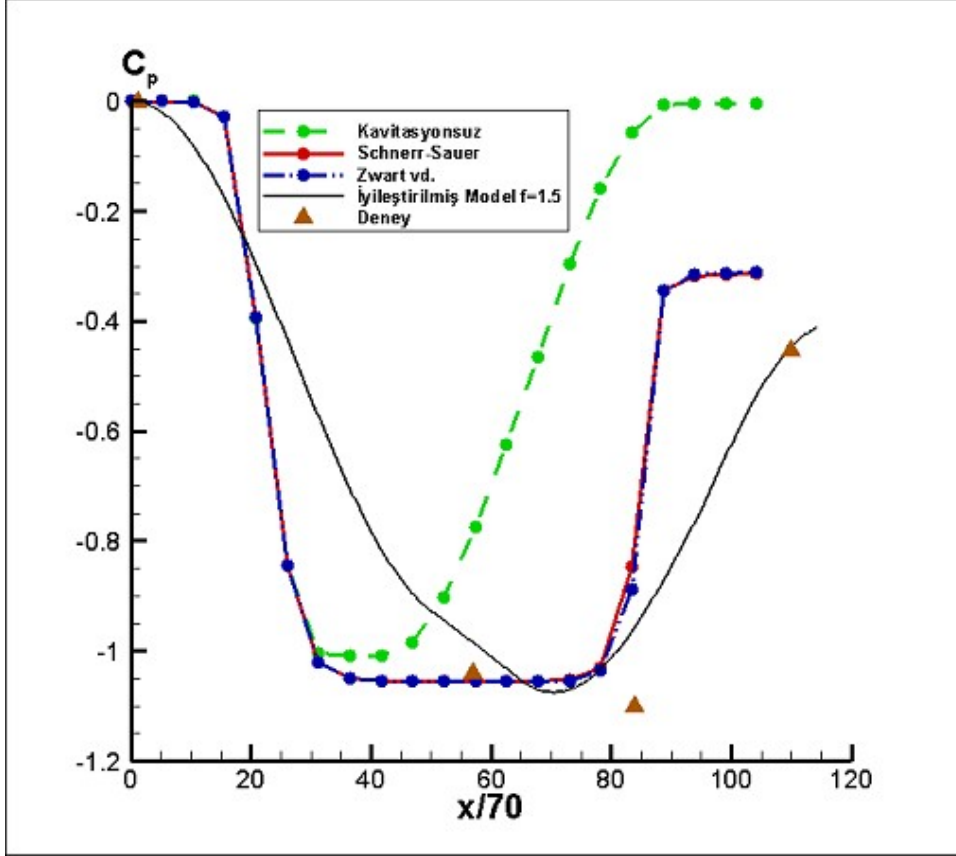


(a)



(b)

Şekil 38. Zayıf kavitasyon durumunda deney lülesinde Zwart vd. kavitasyon modeliyle elde edilen iki boyutlu (a) statik basınç (b) hacimsel su buharı oranı dağılımları.

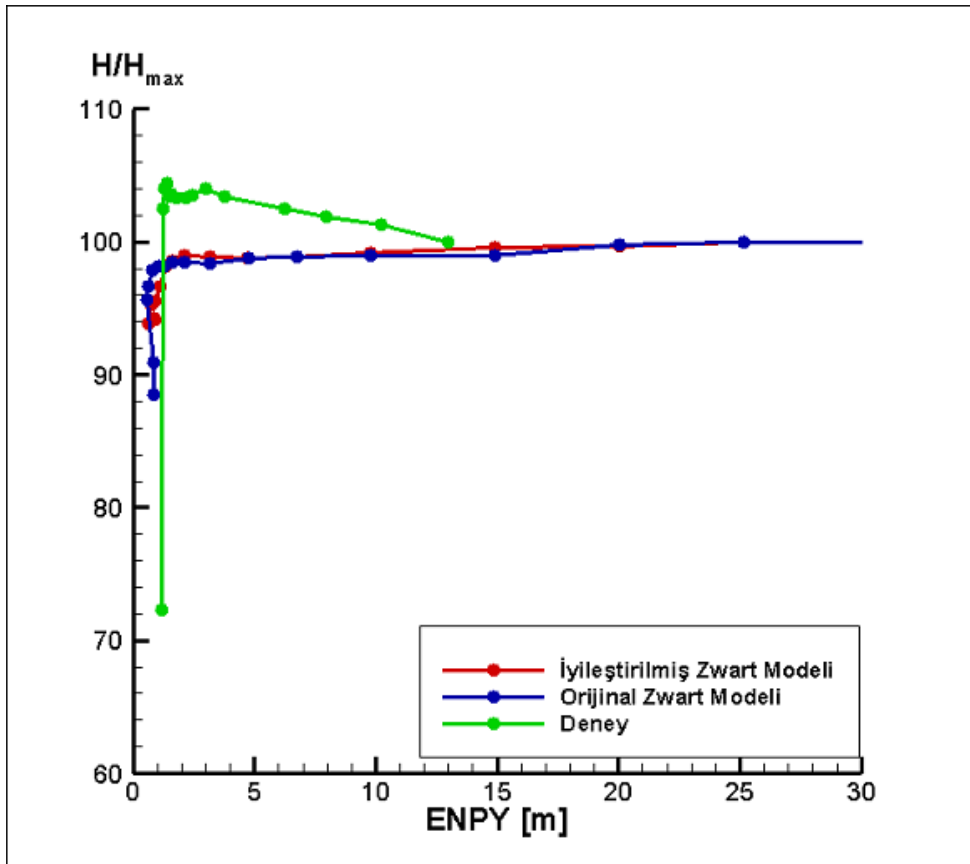


Şekil 39. Zayıf kavitasyon durumunda basınç katsayısının deney lülesinin sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş kavitasyon modeli, deney ölçüm sonuçları ve ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle elde edilen iki boyutlu lüle kesit ortalamalarıyla karşılaştırılması.

İyileştirilmiş modelde hesaplamalar zayıf kavitasyonlu deneysel lüle akışlarına uygun verilerle yapılmış, lüle giriş ortalama kabarcık yarıçapı $R_0=100\mu m$, ortalama giriş hızı $U_0=8m/s$, lüle çıkış basınç katsayısı $C_p = -0.35$ ve sönüm katsayısı $f = 1.5$ alınarak yapılmıştır. Şekil 39 bu koşullar altında sanki-bir-boyutlu iyileştirilmiş lüle akışları için lüle boyunca hesaplanan basınç katsayısı ile ANSYS FLUENT ticari kodundaki Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleriyle hesaplanabilen iki boyutlu daimi kavitasyonlu lüle akışlarının kesit alanı ortalaması alınmış basınç katsayısı değerlerinin lüle eksenine boyunca değişimini göstermektedir. Bu durumda da iyileştirilmiş modelin deney ölçümleriyle daha iyi uyduğu görülmektedir.

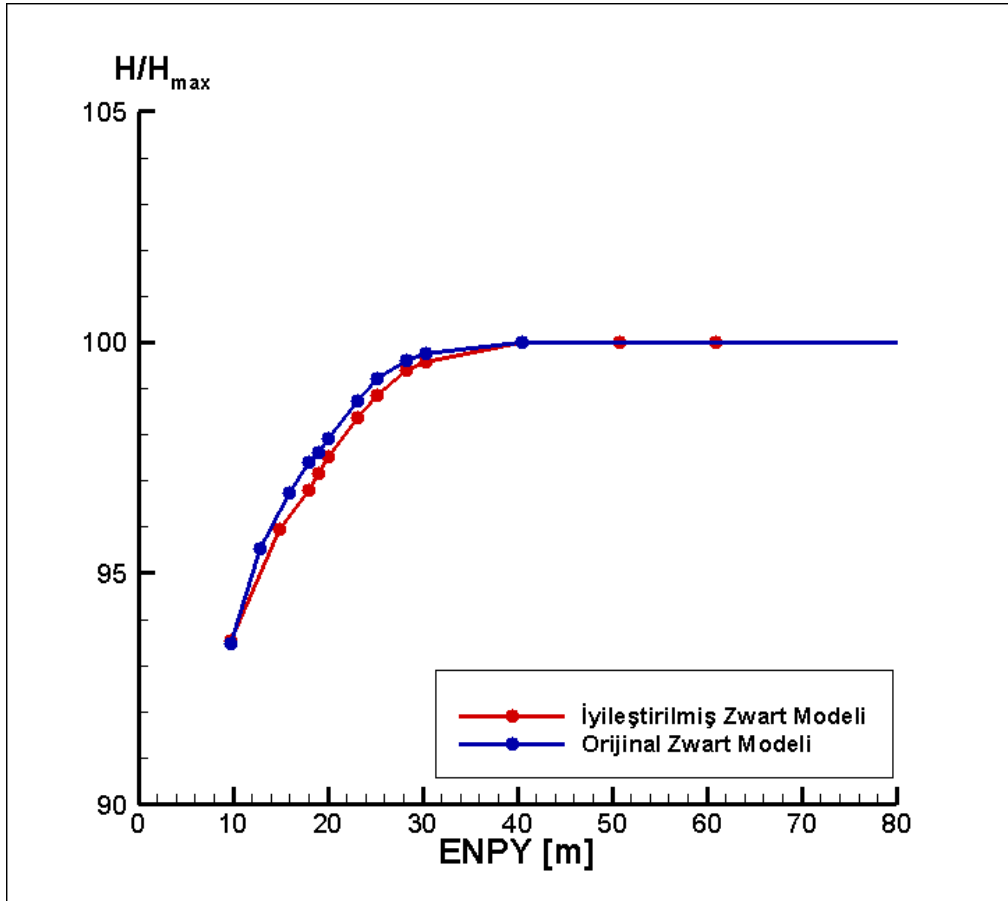
4.2 Kavitasyon Performansı için İyileştirilmiş Kavitasyonlu Pompa Akışı Benzetim Sonuçlarının Mevcut Ticari Kodlardaki Benzetim ve Deneysel Sonuçları ile Karşılaştırılması

Pleksiglas pompa için kavitasyon hesapları, seçilen orijinal Zwart ve iyileştirilmiş Zwart modelleriyle beş farklı çalışma noktasında ($Q/Q_{opt} = 1.4, 1.28, 1, 0.85, 0.57$) yapılmıştır. İyileştirilmiş Zwart modeli için ANSYS FLUENT programına UDF (User Defined Function) olarak tanımlanmış (program yazılımı Ek A'da verilmiştir). Akışkan girişte tamamen sıvı fazında alınmıştır. Akışkanın içindeki yoğuşmayan gazların hacimsel oranının %2 olduğu kabul edilmiştir. Tek faz çözümlerde elde edilen akış alanı çift fazlı çözümler için ilk değer olarak kullanılmıştır. Çıkıştaki statik basınç kademeli olarak düşürülüp, girişteki kavitasyon artırılarak yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Kavitasyon miktarı arttıkça yakınsamayı sağlamak için salınımları azaltan daha küçük değerli faktörler kullanılmıştır. Kütle transferi denklemlerinin kalıntılarının 10^{-4} ün altına düşmesi yakınsama kriteri olarak belirlenmiştir.



Şekil 40. $Q/Q_{opt} = 1$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri (Zwart vd., İyileştirilmiş Zwart vd. model sonuç eğrilerinin deney eğrisiyle karşılaştırılması).

Aynı pompa için iyileştirilmiş Zwart vd. modeli ile de hesaplamalar yapılmış ve orijinal model ile karşılaştırmalı olarak yük düşümü eğrileri biçiminde Şekil 40'da verilmiştir. Sayısal olarak ANSYS FLUENT programını küçük ENPY değerlerinde tam olarak yakınsatmak mümkün olmamıştır. Bunun temel nedeni, pompanın tasarımından ve çalışma noktasından kaynaklanan nedenlerle ENPY değerinin çok küçük olması ve bunun sonucunda çark içinde sıfır mutlak basınç değerinde bölgelerin oluşmasıdır. Bu nedenle bu pompanın sayısal sonuçları ENPY değerinin 1 civarında olduğu bölgelerde kararsız hale gelmekte ve daha küçük H değerlerine indirilememektedir. Bu pompada benzer kararsızlıklar deneylerde de görülmektedir (H/H_{max} değerleri küçük ENPY değerleri için % ±4 hatayla elde edilebilmektedir). Ancak ENPY değerinin 1 civarındaki kararsızlıklar belirmeden orijinal Zwart vd. modeli ve iyileştirilmiş modelin sonuçları karşılaştırıldığında, deney sonuçlarıyla uyumlu olarak iyileştirilmiş modelde kavitasyonun biraz da olsa şiddetlendiği görülmektedir.



Şekil 41. İyileştirilmiş Zwart vd. ile Orijinal Zwart vd. model sonuçlarının ENPY değeri büyük tasarlanmış pompada karşılaştırılması.

Bu nedenle ENPY değeri yüksek bir başka pompa tasarlanmış ve sayısal çözümler hem orijinal Zwart vd., hem de iyileştirilmiş Zwart vd. modeli kullanılarak elde edilmiştir. Şekil

41'de görüldüğü üzere, iki model arasında önemli sayılabilecek fark oluşmaktadır. Özellikle basma yüksekliğinde %3 düşmenin olduğu noktada iki model arasında yaklaşık 2 m lik bir fark ortaya çıkmıştır. Nitekim bu pompadaki en küçük ENPY değeri 10 m civarındadır. Bu durumda çarkın

içinde mutlak basıncın sıfıra yakın olduğu bölgeler oluşmamaktadır. İyileştirilmiş Zwart vd.modelinde orijinal modele göre kavitasyon performansının daha azalması deney verilerine de uygun düşmekte edilen sayısal sonuçlar karşılaştırmalı olarak 4.2 Bölümünde sunulmaktadır.

5. SONUÇ

Bu çalışmada Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen yeni kabarcık gaz basıncı yasası kullanılarak kabarcık sönüm mekanizmalarını içeren, deney sonuçlarıyla uyumlu ve ticari yazılımlara uyarlanabilen bir hidrodinamik kavitasyon modeli geliştirilmiştir. Bu modelde kabarcıklı sıvı iki-fazlı homojen karışım olarak ele alınmış, kabarcık dinamiği için sönüm mekanizmalarını içeren Rayleigh-Plesset denklemi kullanılmış olup kabarcık çekirdekleşmesi

ihmal edilmiştir. Kabarcık dinamiğinde atalet kuvvetlerinin etkisini vurgulayan bu hidrodinamik kavitasyon modeli sanki-bir-boyutlu kavitasyonlu lüle akışlarına uygulanmış, ve ANSYS FLUENT ticari yazılımında kavitasyonun faz geçişleri (buharlaşıma ve yoğuşma) esnasındaki kütle transferi esasına dayanan Schnerr ve Sauer (2001) ve Zwart vd. (2004) kavitasyon modellerinin iki-boyutlu daimi kavitasyonlu lüle akışları sonuçları ve kavitasyonlu lüle akış deney sonuçlarıyla zayıf ve kuvvetli kavitasyonlu akış hallerinde karşılaştırılmıştır. Dolayısıyla

zayıf ve kuvvetli kavitasyon durumlarında, kavitasyonlu lüle akış deneyleri ve sanki-bir-boyutlu ve iki boyutlu sayısal lüle akış benzetimleri için aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- Kavitasyonlu lüle akış deneylerinde zayıf kavitasyon durumunda ortalama 10 kPa civarında ve kuvvetli kavitasyon durumunda ortalama 20 kPa değerlerindeki basınç kayıplarına ulaşılmıştır.
- Deney koşullarında, sönüm mekanizmalarının Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen kabarcık gaz basıncı hal değişimi yasasıyla dikkate alındığı iyileştirilmiş Rayleigh-Plesset küresel kabarcık dinamiği denkleminin kullanıldığı sanki-bir-boyutlu kavitasyonlu lüle akış benzetimlerinde, kabarcık gaz basıncı hal değişimini karakterize eden f parametresinin hem zayıf kavitasyon, hem de kuvvetli kavitasyon durumunda basınç katsayısı değişimi üzerinde etkisi ihmal edilebilir değerlerde iken kabarcık yarıçapı değişimi, dolayısıyla hacimsel kabarcık oranı

değişimi üzerinde oldukça önemli etkisi görülmektedir. Aynı koşullarda küresel kabarcık dinamiği için ticari yazılımlarda kullanılan iyileştirilmiş Rayleigh denklemi kullanıldığında neredeyse tam ters etkilerle karşılaşılmaktadır. Bu durumda kabarcık gaz basıncı hal değişimini karakterize eden f parametresinin basınç katsayısı değişimi üzerinde etkisi oldukça önemli iken kabarcık yarıçapı değişimi, dolayısıyla hacimsel kabarcık oranı değişimi üzerinde zayıf etkisi görülmektedir. İyileştirilmiş Rayleigh-Plesset ve Rayleigh denklemlerinin basınç katsayısı değişim eğrileri deney ölçümlerine kıyaslandığında, iyileştirilmiş Rayleigh denkleminin kabarcık gaz basıncı hal değişimi yasasındaki f parametresinin 1.5 değeri için en iyi uyumu sağladığı görülmektedir.

- ANSYS FLUENT yazılımındaki mevcut Schnerr-Sauer ve Zwart vd. kavitasyon modelleri kullanıldığında, kavitasyon basınç kayıplarının belli bir değeri aştığı durumlarda deney lülesinin iki boyutlu daimi akış sayısal hesaplamalarının yakınsamadığı görülmektedir. Kavitasyon basınç kayıpları 25 kPa değerini aştığında iki boyutlu sayısal benzetimler her iki kavitasyon modelinde de yakınsamaktadır. Bu durumda Zwart vd. kavitasyon modelinde kesit alanı üzerinde ortalaması alınmış basınç katsayısının lüle eksenine boyunca değişimi deneylere daha yakın görülmektedir.

Gerek lüle deneylerinin, gerekse sanki-bir-boyutlu ve iki boyutlu lüle akışı sayısal benzetimlerinin karşılaştırmalı sonuçları göz önünde bulundurulduğunda, kavitasyon pompa performansı sayısal benzetimi için ANSYS FLUENT ticari yazılımındaki Zwart vd. kavitasyon modelinin yeni kabarcık gaz basıncı hal değişim yasasını içerecek şekilde iyileştirilmiştir.

Radyal pompalarda kavitasyon performansının iyileştirilmesi için ENPY değerleri küçük ve ENPY değerleri nispeten daha büyük iki pompa tasarlanmış ve deney sonuçları ANSYS FLUENT ticari yazılımdaki gerek Zwart vd. ve gerek iyileştirilmiş Zwart vd. kavitasyon modellerinin sayısal benzetimleriyle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalarla aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- ENPY değeri küçük pompalarda gerek deneylerde, gerek ANSYS FLUENT yazılımındaki orijinal Zwart vd. modeliyle ve UDF ile düzeltilmiş iyileştirilmiş Zwart vd. modelinde, ENPY değerinin 1 civarında olduğu bölgelerde kararsızlıklar oluşmakta ve H/H_{max} değerleri küçük ENPY değerleri için $\% \pm 4$ hatayla elde edilebilmektedir.
- ENPY değeri büyük tasarlanmış pompalarda ise ANSYS FLUENT yazılımındaki orijinal Zwart vd. modeliyle ve UDF ile düzeltilmiş iyileştirilmiş Zwart vd. modelinde elde edilen H/H_{max} değerleri arasında önemli farklar görülmektedir. Özellikle basma yüksekliğinde $\%3$ düşmenin olduğu noktada iki model arasında yaklaşık 2 m lik bir

fark ortaya çıkmaktadır. Bu durumda iyileştirilmiş Zwart vd. modelinde orijinal modele göre kavitasyon performansının daha azalması deney verilerine de uygun düşmektedir.

5.1 Öneriler

Her ne kadar iyileştirilmiş kavitasyon modeli mevcut ticari yazılımdaki basitleştirilmiş modellere göre kavitasyon bulutundaki hacimsel kabarcık oranını arttırarak deney sonuçlarına yaklaşıyorsa da, modelin geliştirilmesine gereksinim vardır. Ancak modele yapılacak her yeni iyileştirme, uygulamadaki geometrik kısıtlar ve sınır koşulları gözönünde bulundurularak yakınsak bir sayısal benzetim algoritmayla mutlaka sınanmalıdır. Bu husus gözetlenerek bu projede sınanan kavitasyon modeli için gelecekteki çalışmalarda aşağıdaki iyileştirmeler önerilebilir:

- İyileştirilen iki-fazlı kabarcıklı homojen karışım modelinde her ne kadar gaz/buhar kabarcıklarının ısıl sönüm etkisi Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen kabarcık gaz basıncı hal değişimi yasasıyla gözönüne alınmışsa, karışımın sıkıştırılabilirliğinden kaynaklanan kabarcığın akustik ışıma sönüm mekanizmasının etkisinin de hesaba katılması gerekmektedir. Bunun için kabarcık dinamiği için Rayleigh-Plesset denklemi yerine Keller-Miksis (1972) denkleminin kullanılması önerilmektedir.
- İyileştirilmiş kavitasyon modelinde kabarcık bulutlarındaki kabarcık-kabarcık etkileşimi gözöne alınmamıştır. Bu etki d'Agostino ve Brennen (1989), Kubota vd. (1992), Delale vd. (2001) ve Fuster vd. (2011) tarafından önerilen kabarcık-kabarcık etkileşimi modelleriyle gözönünde bulundurulabilir.
- Kavitasyonlu akışlar yüksek hızdaki akışlarından dolayı genellikle türbülanslı akışlardır. Her ne kadar mevcut ticari yazılımlarda bu husus basit türbülans modelleriyle (örneğin k- ϵ modelleri) gözöne alınıyorsa, iyileştirilmiş kavitasyon modelleri kullanarak LES ile birlikte sayısal benzetim yapılması şu andaki eğilimdir. Ancak bu benzetimler gelişmiş süperbilgisayarlar gerektirdiğinden, uluslararası işbirliği projeleri çerçevesinde gerçekleştirilebilir.

**EK A: ZWART vd. KAVİTASYON MODELİNİN İYİLEŞTİRİLMESİNDE ANSYS
FLUENT YAZILIMINA EKLENEN UDF (User Defined Function)**

İyileştirilmiş Zwart vd. Modelinde Kullanılan ANSYS FLUENT UDF Programı :

```
#include "udf.h"
# define Fvap 50.0
# define Fcond 0.01
DEFINE_CAVITATION_RATE(c_rate,c,t,p,rhoV,rhoL,mafV,p_v,cigma,f_gas, m_dot)
{
real RB0=0.000001;          //initial radius RB0'i 0.000001 değeri alındı
real P0=975755.93704;      //Giris basinci 975755.93704 Pa alındı

real f=1.0;                // 0.5<f<10.0 arasından f=1 alındı
real n0=1.e13;             //number of bubbles

real RB=0.000001;
real alfanuc=0.0005;
real p_vapor = *p_v;
real rho=C_R(c,t);
real dp, source, alfav, alfav0, gamma, dp0 ;
gamma=(2.0*(1+f))/(3.2+(2*f));
alfav0=4.0/3.0*M_PI*pow(RB0,3)*n0;
alfav=MAX(0.0000001, 1.0/(1.0+(rhoV[c]/rhoL[c])*(1.0/mafV[c]-1.0)));
dp0 = (p_vapor - ABS_P(p[c], op_pres))-((p_vapor-P0)*pow((alfav0/alfav),gamma));
source = sqrt(fabs(dp0)*2.0/(3.0*rhoL[c]));
dp = p_vapor - ABS_P(p[c], op_pres);
if(dp > 0.0)
*m_dot= Fvap*(3.0*alfanuc*(1.0-alfav)*rhoV[c]/RB)*source/(1.0-mafV[c]);
else
*m_dot=-Fcond*(3.0*alfav*rhoV[c]/RB)*source/(MAX(0.00000001, mafV[c]));
}
```

KAYNAKLAR

- Arndt, R.E.A. 1981. "Cavitation in fluid machinery and hydraulic structures", Annual Review of Fluid Mechanics, 13, 273-326.
- Brennen, C.E. 1994. Hydrodynamics of Pumps. Oxford: Oxford University Press.
- Brennen, C.E. 1995. Cavitation and Bubble Dynamics. Oxford: Oxford University Press.
- d'Agostino, L., Brennen, C.E. 1989 "Linearized dynamics of spherical bubble clouds", Journal of Fluid Mechanics, 199, 155–176 (1989)
- Delale, C.F., Schnerr, G.H., Sauer, J. 2001 "Quasi-one-dimensional steady-state cavitating nozzle flows", Journal of Fluid Mechanics, 427, 167–204.
- Delale, C.F. 2002 "Thermal damping in cavitating nozzle flows", ASME Journal of Fluids Engineering, 124, 969–976.
- Delale, C.F., Okita, K., Matsumoto, Y. 2005 "Steady-state cavitating nozzle flows with nucleation", ASME Journal of Fluids Engineering, 127, 770–777.
- Delale, C.F., Pasinlioğlu, Ş., Başkaya, Z., Schnerr, G.H. 2014 "Semianalytical solution of unsteady quasi-one-dimensional cavitating nozzle flows", Journal of Engineering Mathematics, 86, 49–70.
- Delale, C.F., Pasinlioğlu, Ş. 2015 "First iterative solution of the thermal behavior of acoustic cavitation bubbles in the uniform pressure approximation", Journal of Physics: Conference Proceedings, 656, Art. No. 012016.
- Delale C.F., Pasinlioğlu Ş., 2018 "A Reduced Order Gas Pressure Law for Acoustic Cavitation Bubbles", Proceedings of the 10th International Symposium on Cavitation (CAV2018) , (ed. Joseph Katz) 14-16 May 2018, Baltimore, USA.
- Dupont, P. 2001. "Numerical Prediction of Cavitation in Pumps", Proceedings: 18th International Pump Users Symposium, Houston, Texas.
- Franc, J.P., Michel, J.M. 2004. Fundamentals of cavitation. Dordrecht: Kluwer.
- Fuster, D., Colonius, T. 2011 "Modeling bubble clusters in compressible liquids", Journal of Fluid Mechanics, 688, 253–289.
- Hammit, F. 1980 Cavitation and Multiphase Flow Phenomena. McGraw-Hill.
- Ishii, R., Umeda, Y., Murata, S. Shishido, N. 1993 "Bubbly flows through a converging diverging nozzle", Physics of Fluids A, 5, 1630-1643.
- Japikse, D., Marscher, W.D., Furst R.B. 1997. Centrifugal Pump Design and Performance. Concepts. ETI.

Keller, J.B., Miksis, M.J. 1980. "Bubble oscillations of large amplitude," *Journal of the Acoustical Society of America* 68, 628-633.

Kubota, A., Kato, H., Yamaguchi, H. 1992 "A new modelling of cavitating flows: a numerical study of unsteady cavitation on a hydrofoil section", *Journal of Fluid Mechanics*, 240, 59–96.

Lakshminarayana, B. 1982. "Fluid Dynamics of Inducers - A Review", *Journal of Fluids Engineering*, 104, 411-427.

Luo, X., Ji, B., Tsujimoto, Y. 2016 "A review of cavitation in hydraulic machinery", *Journal of Hydrodynamics*, 28, 335-358.

Niedzwiedzka A., Schnerr G.H., Sobieski W. 2016 "Review of numerical methods of cavitating flows with the use of homogeneous approach", *Archives of Thermodynamics*, 37, 71-88.

Nohmi, M. 2012 "A review of basic research on total prediction system for cavitation phenomena", *Proceedings: 8th International Symposium on Cavitation*, Singapore.

Pasinlioglu, Ş., Delale, C.F., Schnerr, G.H. 2009. "On the temporal stability of steady-state quasi-1D bubbly cavitating nozzle flow solutions", *IMA Journal of Applied Mathematics*, 74, 230–249.

Plesset, M.S., Prosperetti, A. 1977. "Bubble dynamics and cavitation", *Annual Review of Fluids Mechanics*, 9, 145–185.

Preston A, Colonius T, Brennen C.E., 2002. "A numerical investigation of unsteady bubbly cavitating nozzle flows", *Physics of Fluids*, 14, 300–311.

Preston, A., Colonius, T., Brennen, C.E. 2007. "A reduced-order model of diffusive effects on the dynamics of bubbles", *Physics of Fluids*, 19, Art. No. 123302.

Rood, E.P. 1991. "Review – Mechanisms of cavitation inception", *Journal of Fluids Engineering*, 113, 163-175.

Schnerr, G.H., Sauer, J. 2001. "Physical and numerical modeling of unsteady cavitation Dynamics", *Proceedings: 4th International Conference on Multiphase Flow (ICMF'01)*, New Orleans.

Singhal, A.K., Athavale, M.M., Li, H., Jiang, Y.2002. "Mathematical basis and validation of the full cavitation model", *Journal of Fluids Engineering*, 124, 617–624.

Tangren, R. F., Dodge, C. H., Seifert, H. S. 1949 Compressibility effects in two-phase flow", *Journal of Applied Physics*, 20, 637-645.

Tsujimoto, Y., Kamijo, K., Yoshida, Y. 1993 "A theoretical analysis of rotating cavitation in inducers", *Journal of Fluids Engineering*, 115, 135-141.

Van Wijngaarden, L. 1968. "On the equations of motion for mixtures of liquid and gas bubbles", *Journal of Fluid Mechanics*, 33, 465–474.

Van Wijngaarden, L. 1972. "One-dimensional flow of liquids containing small gas bubbles", *Annual Review of Fluid Mechanics*, 4, 369–396.

Visser, F.C. 2001. "Some user experience demonstrating the use of CFD for cavitation analysis and head prediction of centrifugal pump", Proceedings: 4th ASME International Symposium on Pumping Machines, New Orleans, Louisiana.

Wang, Y.C., Brennen, C.E. 1998. "One-dimensional bubbly cavitating flows through a converging-diverging nozzle", ASME Journal of Fluids Engineering, 120, 166–170.

Young, F. G. 1999. Cavitation. London: Imperial College Press.

Zwart, P.J., Gerber, G., Belamri, T. 2004. "A two-phase flow model for prediction cavitation dynamics", Proceedings: 5th International Conference on Multiphase Flow (ICMF 2004), Yokohama.

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje Yürütücüsü:	Prof. Dr. CANFUAD DELALE
Proje No:	117M072
Proje Başlığı:	Santrifüj Pompa Kaviteasyon Performans Karakteristiklerinin Tayini İçin Basitleştirilmiş Kaviteasyon Modellerinin İyileştirilmesi
Proje Türü:	1001 - Araştırma
Proje Süresi:	30
Araştırmacılar:	ŞENAY PASİNLİOĞLU, ERKAN AYDER
Danışmanlar:	
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	MEF Ü.
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	15/11/2017 - 15/05/2020
Onaylanan Bütçe:	324120.0
Harcanan Bütçe:	228578.36
Öz:	<p>Bu çalışmada Delale ve Pasinlioğlu (2018) tarafından önerilen kabarcık gaz basıncı yasasıyla betimlenen ısıl sönüm mekanizmasını içeren Rayleigh-Plesset küresel kabarcık dinamiği denklemini esas alan bir hidrodinamik kaviteasyon modeli inşa edilmiştir. Bu modeli sınamak üzere kaviteasyonlu lüle akışı deneyleri yapılmış, lüle içindeki kaviteasyonsuz, zayıf kaviteasyonlu ve kuvvetli kaviteasyonlu akış rejimleri yüksek hızlı kamerayla görüntülenerek kaydedilmiş ve lüle cidarlarına yerleştirilen basınç sensörleriyle statik basınç değerleri ölçülmüştür. Elde edilen deney sonuçları, yeni hidrodinamik kaviteasyon modelin sanki-bir-boyutlu sayısal sonuçlarıyla ve ticari yazılımlardaki basitleştirilmiş kaviteasyon modellerinin iki-boyutlu sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır. Böylece santrifüj pompalara uygulanmak üzere ticari yazılımlardaki Zwart vd. (2004) kaviteasyon modeli en uygun model olarak seçilmiş ve yeni kabarcık gaz basıncı yasasını içerecek şekilde iyileştirilmiştir. Santrifüj pompa kaviteasyon performans karakteristiklerinin tayini için ENPY (emmede gerekli net pozitif yük) değerleri küçük ve görüntü kaydına izin veren pleksiglas bir pompada kaviteasyonlu akış halinde deneyler yapılmıştır. Bu pompa için gerek deney sonuçları, gerek orijinal ve iyileştirilmiş Zwart vd. kaviteasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları ENPY değerleri birin altına düştüğünde kararsızlıklar göstermiştir. Ancak kararsızlıklar başlamadan ENPY değeri bir civarındayken iyileştirilmiş Zwart vd. kaviteasyon modelinin sayısal sonuçları, orijinal modele kıyasla, az da olsa kaviteasyon şiddetinin arttığını, böylece kaviteasyon performansının düştüğünü göstermiştir. Bu sonucu daha belirginleştirmek üzere ENPY değerleri nispeten daha yüksek bir pompa tasarlanmış ve orijinal ve iyileştirilmiş Zwart vd. kaviteasyon modellerinin sayısal benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu durumda iyileştirilmiş Zwart vd. modelinde kaviteasyon performansının, orijinal modele kıyasla, belirgin olarak azaldığı gösterilmiştir.</p>
Anahtar Kelimeler:	Kabarcık gaz basıncı yasası, iyileştirilmiş kaviteasyon modelleri, pompa kaviteasyon performansı.
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır
Projeden Yapılan Yayınlar:	1- SANKİ-BİR-BOYUTLU KAVİTASYONLU LÜLE AKIŞLARININ YENİ KABARCİK GAZ BASINCI YASASIYLA MODELLENMESİ (Makale - Diğer Hakemli Makale), 2- A Reduced Order Gas Pressure Law for Single Acoustic Cavitation Bubbles DOI: 10.1115/1.861851_ch7 (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum), 3- SANKİ-BİR-BOYUTLU KAVİTASYONLU LÜLE AKIŞLARININ MODELLENMESİ (Bildiri - Ulusal Bildiri - Sözlü Sunum), 4- KABARCİK DİNAMİĞİ VE KAVİTASYONLU AKIŞLARDAKİ SONGELİŞMELER (Bildiri - Ulusal Konferans - Davetli Konuşmacı),