

YÜKSEK BASINÇLI AKIŞKAN SİSTEMLERİ İÇİN YÜKSELTİCİ TİP POMPANIN TASARIMI, YAPISAL DAYANIM ANALİZLERİ VE MALZEME SEÇİMİ

Berk KURT^{1, a)}, Tolga CANKURT^{1, b)} ve Zekeriya PARLAK^{2, c)}

¹Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi San. ve Tic. A.S., ARGE Departmanı, 41400, KOCAELİ

²Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54220, SAKARYA

^{a)} berk.kurt@hktm.com.tr, ^{b)} tolga.cankurt@hktm.com.tr

^{c)} zparlak@sakarya.edu.tr

Bu çalışmada, yerli olarak geliştirilen yüksek basınçlı su jeti pompası için ilk tasarım, yapısal analiz ve malzeme seçim süreçleri sunulmuştur. Sistem, 4500 bara kadar çıkış basıncı elde etmek amacıyla hidrolik tahrikli bir yükseltici mekanizma kullanarak çalışmaktadır. Mekanizma yapısal olarak basit görünse de sayısal analizler, bu çalışma koşulları altında son derece yüksek mekanik yüklere maruz kaldığını ortaya koymuştur. Gerilim dağılımını ve yer değiştirmeyi değerlendirmek için sonlu elemanlar analizi kullanılmış ve çeşitli yüksek mukavemetli malzemeler buna göre değerlendirilmiştir. PH 13-8 Mo paslanmaz çelik, literatür taraması ve mekanik testlerin bir kombinasyonuna dayanarak nihayetinde seçilmiştir. Çekme ve yorulma testleri, döngüsel yükleme koşulları altında oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yüksek basınçlı su pompası, yükseltici, PH 13-8 Mo

DESIGN, STRUCTURAL STRENGTH ANALYSIS, AND MATERIAL SELECTION OF AN INTENSIFIER-TYPE PUMP FOR HIGH-PRESSURE FLUID SYSTEMS

ABSTRACT

This study presented the initial design, structural analysis and material selection processes for a domestically developed high-pressure water jet pump. The system operates using a hydraulically driven intensifier mechanism with the aim of achieving an output pressure of up to 4500 bar. Although the mechanism appears structurally simple, numerical analyses revealed that it is subject to extremely high mechanical loads under such operating conditions. Finite element analysis was employed to evaluate stress distribution and displacement, and various high-strength materials were assessed accordingly. PH 13-8 Mo stainless steel was ultimately selected based on a combination of literature review and mechanical testing. Tensile and fatigue tests were conducted at room temperature under cyclic loading conditions.

Keywords: High Pressure Water Pump, Intensifier, PH13-8 Mo

1. GİRİŞ

Yüksek basınçlı su pompaları, suyun yüksek kuvvet ve hızla iletilmesini gerektiren çeşitli uygulamalarda kullanılır. Genellikle yüksek basınçlı su pompası, yüzeylerden kirleticileri gidermek, endüstriyel ve hassas malzeme temizliği ve su jeti kesiminde kullanılırlar. Ayrıca, su arıtma ve tarımsal sulama sistemlerinin uzun mesafeler veya yükseklikler

boyunca su taşımada temel bileşenleridir. Yangınla mücadelede, istikrarlı ve güçlü bir su akışı sağlarlar. Madencilik ve sondajda, soğutma, moloz kaldırma ve bulamaç taşımada kullanılırlar. Ayrıca, belediye hizmetlerinde kanalizasyon ve boru hatlarının temizliğinde ve inşaatta beton kaldırma, yüzey hazırlama ve toz bastırma gibi görevlerde yaygın olarak kullanılırlar. Zorlu koşullar altında güvenilir bir

şekilde çalışabilmeleri, onları birçok sektörde kritik hale getirir. Fakat burada bahsi geçen uygulamalar genellikle 500 ila 1500 bar aralığındaki basınçlarla çalışan sistemlerdir. Fakat su jeti kesimde ihtiyaç duyulan basınçlar 4500 ile 6000 bar aralığındadır. Bu basınç seviyeleri için özel tasarlanmış pompalar geliştirilmesi gerekmektedir [1-3].

Su jeti endüstrisinde yaygın olarak kullanılan iki ana pompa tipi bulunmaktadır: pozitif deplasmanlı pistonlu (özellikle tripleks tip) pompalar ve yükseltici tip (intensifier) pompalar. Her iki pompa tipi de yüksek basınçlı su üretiminde kullanılır ancak farklı tasarım prensiplerine ve performans özelliklerine sahiptir [4-6].

Daha düşük basınçlı uygulamalarda genellikle tripleks pistonlu pompalar tercih edilir. Bu tip pompalar, üç pistonun senkronize bir şekilde çalışmasıyla suyu ileri geri hareket ettirerek basınca dönüştürür. 1400 bar altındaki basınçlarda yaygın olarak kullanılırlar ve su, salınımlı bir piston aracılığıyla dağıtım hattına iletilir. Bu sistemler “pozitif deplasmanlı” olarak adlandırılır; çünkü piston sabit hızla çalışırken her kursta silindire belirli bir miktarda su çekilir ve dış hatta sabit bir debiyle iletilir. Avantajları ise, yüksek hacimli ve sabit debili su sağlamaları, bakımının görece kolay olması ve enerji verimliliğidir. Ancak, çok yüksek basınçlara ulaşmaları sınırlıdır ve titreşim üretme eğilimindedirler [4-6].

İntensifier (yükseltici) pompalar ise çok daha yüksek basınçlı uygulamalarda tercih edilir ve özellikle su jetiyle kesme işlemlerinde yaygındır. Bu sistemlerde, düşük basınçlı hidrolik yağla çalışan büyük çaplı piston, daha küçük çaplı su pistonuna kuvvet uygular. Bu basınç farkı sayesinde suyu 4000 bar ve üzerine çıkarabilirler. Avantajları ise, çok yüksek basınç seviyelerine ulaşabilmeleri ve daha düzgün (düşük dalgalanmalı) su akışı sağlamalarıdır. Bununla birlikte, daha karmaşık bir yapıya sahiptirler, hidrolik sistem gerektirirler ve bakım maliyetleri daha yüksektir [4-6].

Her iki sistemin de uygulamaya göre avantajları ve sınırlamaları vardır. Düşük ila orta basınçlı ve yüksek debili işlemlerde tripleks pompalar, yüksek basınç ve hassasiyet gerektiren kesme uygulamalarında ise yoğunlaştırıcı tip pompalar

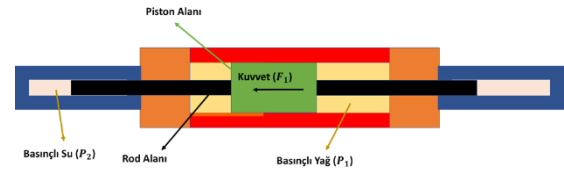
daha uygundur. Bu çalışmada, HKTM firması olarak temel amacımız, yerli su jeti kesim sistemleri için yükseltici tipte yüksek basınçlı bir su pompası geliştirerek, bu alandaki milli mühendislik bilgi birikimini güçlendirmek ve yaygınlaştırmaktır. Bu bağlamda, söz konusu projeye ait tasarım süreci, yapısal analizler ve malzeme seçimi çalışmaları detaylı olarak ele alınacaktır.

2. SİSTEM KONSEPT TASARIMI

Sistem tasarımında ilk olarak belirlenmesi gereken temel parametre, hedeflenen çıkış basıncıdır. Bu değer, tüm sistemin tasarımı için temel bir girdi niteliği taşır. Bu çalışmada hedeflenen çıkış basıncı yaklaşık 4500 bar olup, bu basınç değeri geliştirilecek sistemin tasarım sürecinde esas alınacak temel kriterdir.

$$P_2 = 4500 \text{ bar} \quad (1)$$

Geliştirilecek sistemin sağlaması gereken çıkış değeri Denklem 1'de verilmiştir. Bu gereksinimi karşılayabilmek adına, tasarlanacak sistem yükseltici tip olarak belirlenmiştir. Söz konusu tasarıma ait konsept çizimi Şekil 1'de sunulmaktadır.



Şekil 1. Yüksek basınçlı su pompası çalışma prensibi

Konsept tasarım incelendiğinde, yüksek basınçlı su çıkışının sistemin mil (rod) tarafında konumlandığı görülmektedir. Sistem, bir yükseltici model olarak çalıştığından, yüksek basınç üretimini sağlayan hareket, piston tarafında başlatılmaktadır. Burada piston ve mil tarafı arasındaki alan farkı, yani sıkıştırma oranı, basınç yükseltme mekanizmasının temelini oluşturur. Bu nedenle, piston tarafı aktif bir şekilde kontrol edilerek yüksek basınç elde edilir. Piston tarafının hareketi bir hidrolik sistem aracılığıyla gerçekleştirilir ve bu sayede sıkıştırma oranına bağlı olarak mil tarafında istenilen yüksek basınçlı su çıkışı sağlanır.

Sistemin çalışma prensibi yukarıda açıklanan şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarımın tercih

edilme gerekçeleri ise aşağıda maddeler hâlinde sunulmuştur [4-6]:

Yüksek Basınç Üretme Kapasitesi: Yükseltici tasarımı, nispeten düşük basınçlı bir hidrolik (yağ) devresinden çok yüksek basınçlı su üretimine olanak tanır. Bu sayede 2000 bar ve üzeri basınç seviyelerine ulaşmak mümkün hâle gelir.

Modüler ve Bakımı Kolay Tasarım: Yükseltici üniteleri genellikle modüler yapıda olup, piston, conta ve valf gibi bileşenler bağımsız olarak bakıma alınabilir. Bu yapı, arıza durumlarında hızlı müdahaleye olanak tanırken, işletme maliyetlerini de önemli ölçüde düşürür.

Dayanıklılık ve Uzun Ömür: Hidrolik yağ devresi ile yüksek basınçlı su hattının fiziksel olarak birbirinden ayrılmış olması, sistemdeki aşınma, korozyon ve sızdırmazlık problemlerini en aza indirir. Bu durum, pompa sisteminin genel dayanıklılığını artırarak uzun ömürlü bir kullanım sunar.

Sistemin tasarımında dikkate alınması gereken bir diğer önemli parametre ise hidrolik devrenin çalışma basıncıdır. Genel olarak hidrolik sistemlerde 250 bar ve üzeri değerler yüksek basınçlı sistemler olarak sınıflandırılır. 400–500 bar seviyeleri ise ciddi güvenlik önlemleri ve özel donanımlar gerektirdiğinden, yalnızca zorunlu durumlarda tercih edilir. Bu nedenle hem güvenlik hem de sistem optimizasyonu açısından 225 bar çalışma basıncı ön tasarım değeri olarak belirlenmiştir.

$$P_1 = 225 \text{ bar} \quad (2)$$

Sistemin konsepti gereği, belirli bir sıkıştırma oranının tanımlanması gerekmektedir. Bu oran, sistemin hidrolik (piston) tarafındaki düşük basıncın, mil tarafında istenilen yüksek basınca dönüştürülmesini sağlayan temel parametredir. Belirlenecek sıkıştırma oranı, ilerleyen aşamalarda piston ve mil çaplarının tasarımı açısından kritik bir rol oynayacak olup, sistemin basınç dönüşüm verimliliğini doğrudan etkileyecektir.

$$SO = \frac{P_2}{P_1} = \frac{4500}{225} = 20 \quad (3)$$

Bu sistemde kullanılan mil elemanı dışarıdan hazır olarak temin edildiğinden, sıkıştırma oranı

esas alınarak piston çapı tasarlanabilir. Hazır olarak kullanılan milin çapı 0.875 inç, yani 22.225 mm'dir. Bu değeri referans alarak, hedeflenen sıkıştırma oranına uygun şekilde piston çapı hesaplanmalı ve sistemin basınç dönüşüm karakteristiği optimize edilmelidir.

$$D_2 = 0.875 \text{ inch} = 22.225 \text{ mm} \quad (4)$$

Bu noktada, mil çapı ve hedeflenen sıkıştırma oranı bilindiği için, buna bağlı olarak piston çapı da hesaplanabilir. Sıkıştırma oranı, piston ve mil taraflarındaki etkili alanlar arasındaki oranı ifade ettiğinden, mil çapı sabit olduğunda piston çapı bu oran üzerinden kolaylıkla belirlenebilir. Bu ilişki, sistemin basınç dönüşüm kapasitesinin ve genel performansının doğru şekilde tasarlanmasında kritik rol oynamaktadır.

$$D_1 = 99.39 \text{ mm} \cong 100 \text{ mm} \quad (5)$$

Su jeti ile kesim uygulamaları için gerekli olan su debisi genellikle 3.5 – 4.5 litre/dakika aralığındadır [7-9]. Bu nedenle, tasarlanacak hidrolik sistemin, hedeflenen çıkış basıncında bu debiyi sürekli ve kararlı bir şekilde sağlayabilecek kapasitede olması gerekmektedir. Hidrolik sistemin debi kapasitesi, piston kursu, kurs hızı ve sıkıştırma oranı gibi parametrelerle birlikte değerlendirilerek tasarım doğruluğu sağlanmalıdır. Kurs boyunun belirlenmesinde, mil elemanının dışarıdan hazır temin edilmesi nedeniyle tasarım içerisinde mümkün olan en uzun kurs uzunluğunun tercih edilmesi hedeflenmiştir. Uzun kurs mesafesi sayesinde, istenilen su debisi daha düşük piston hızlarında elde edilebilecek, bu da sistemin hem verimliliğini artıracak hem de titreşim ve aşınma gibi olumsuz etkileri azaltacaktır. Bu yaklaşım, sistemin daha stabil ve uzun ömürlü çalışmasına katkı sağlayacaktır. Tasarım çalışmaları sonucunda belirlenen kurs uzunluğu, Denklem 6'da gösterilmektedir.

$$kurs = 187.5 \text{ mm} \quad (6)$$

Bu aşamada, kontrol edilebilir bir parametre olan döngü (çalışma çevrimi) sayısı dikkate alınarak, sistemin gerekli debi ihtiyacı ve çıkışı analiz edilmiştir. Bu yaklaşım sayesinde, yüksek basınçlı su tarafı için gereken debi sağlanmaya çalışılırken, aynı zamanda hidrolik sistemin ihtiyaç duyduğu debi de hesaplanabilir

hale gelmiştir. Böylece her iki tarafın tasarım gereksinimleri dengeli bir şekilde karşılanabilmektedir. Bu noktada, gerçekleştirilen iteratif hesaplamalar sayesinde sistemin ihtiyaç duyduğu çevrim (döngü) sayısı öngörülebilmektedir. Bu da hem yüksek basınçlı su çıkışı hem de hidrolik sistem performansı açısından tasarımın doğruluğunu artırmaktadır.

$$NoC = 26 \frac{\text{cycle}}{\text{dakika}} \quad (7)$$

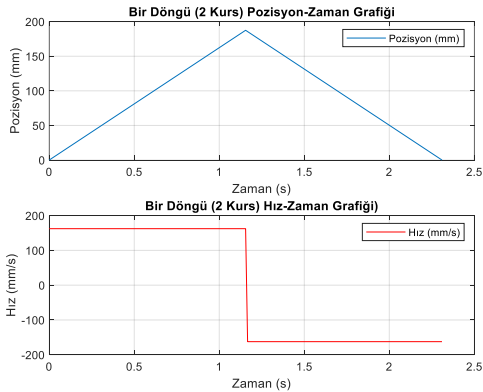
Döngü sayısının belirlenmesinin ardından, yüksek basınçlı su tarafında her çevrimde gerçekleşen su çıkışı miktarı hesaplanabilmektedir.

$$Q_{flow_{su}} = 3.78 \frac{\text{litre}}{\text{min}} \quad (8)$$

Aynı zamanda, yapılan analizler doğrultusunda hidrolik tarafın ihtiyaç duyduğu debi miktarı da hesaplanabilmektedir.

$$Q_{flow_{yağ}} = 76.5 \frac{\text{litre}}{\text{min}} \quad (9)$$

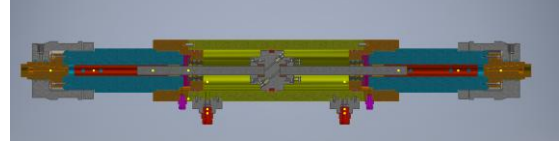
Yapılan bu hesaplamalar doğrultusunda, sistemin hareket grafiği oluşturulmaktadır. Elde edilen bu hareket profili incelenerek, sisteme etki eden kinematik ve dinamik parametreler (hız, ivme, kuvvet vb.) hesaplanabilmektedir. Bu analizlerin sonucunda ise, sistem elemanları üzerindeki yüklemelere bağlı olarak mukavemet hesapları gerçekleştirilmekte ve yapısal yeterlilik değerlendirilmesi yapılabilmektedir. Şekil 2'de, sistemin bir döngü süresince, yani iki kurs (ileri ve geri hareket) boyunca gerçekleştirdiği hareket gösterilmektedir.



Şekil 2. Yüksek basınçlı su pompasının bir döngü süresince gerçekleştirdiği hareket profili

3. SİSTEM TASARIMI

Şekil 3'de, geliştirilen sisteme ait kesit görünümü yer almaktadır. Bu kesitte, tasarlanan konseptte uygun olarak oluşturulan katı modelin detayları görülmektedir.

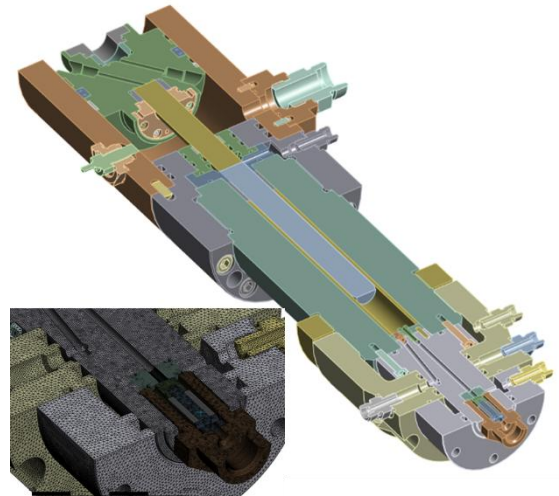


Şekil 3. Yüksek basınçlı su pompasının katı modeli

Geliştirilen sistemin oluşturduğu yüksek basınç seviyesi nedeniyle, sistemin mukavemet hesapları kritik bir öneme sahiptir. Bu kapsamda yalnızca analitik hesaplamalarla yetinilmemiş, aynı zamanda sonlu elemanlar analizi (FEA) de gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu analizler sonucunda, sistemin maruz kalacağı gerilme ve deformasyonlar değerlendirilmiş, buna bağlı olarak uygun malzeme gereksinimleri belirlenmiştir.

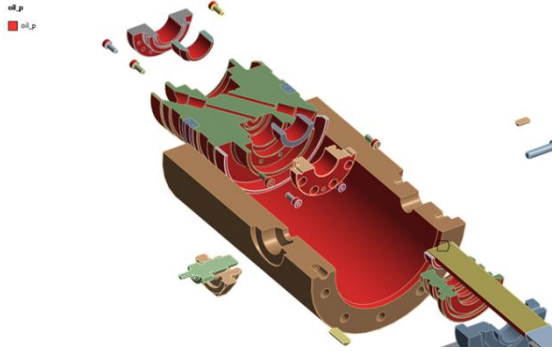
4. SİSTEM ANALİZLERİ

Geliştirilen sisteme ait sınır koşulları tanımlanarak, sistem üzerinde mukavemet ve akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Ancak, bu çalışmada yalnızca yapısal (mukavemet) analizlere odaklanılmış olup, akış analizleri kapsam dışında bırakılmıştır.

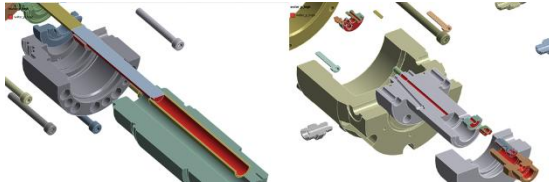


Şekil 4. Tasarım basitleştirmeleri ve ağ yapısı

Bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal yapısal analizlerde, zamana bağlı terimlerin açık biçimde ele alınmadığı durumlar için yaygın olarak tercih edilen örtük (implicit) çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, her çözüm adımında sistem genelinde kurulan denklem sistemlerinde her iki tarafta da bilinmeyenlerin yer aldığı bağlaışık yapıların çözülmesini esas alır. Şekil 5'te, hidrolik basıncın sistem üzerinde etkili olduğu yüzeyler, Şekil 6'da ise yüksek basınçlı sıvının temas ettiği yüzeyler gösterilmektedir.

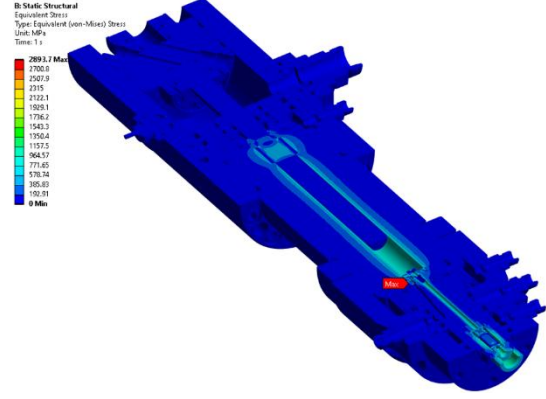


Şekil 5. Hidrolik basıncın etki ettiği yüzeyler



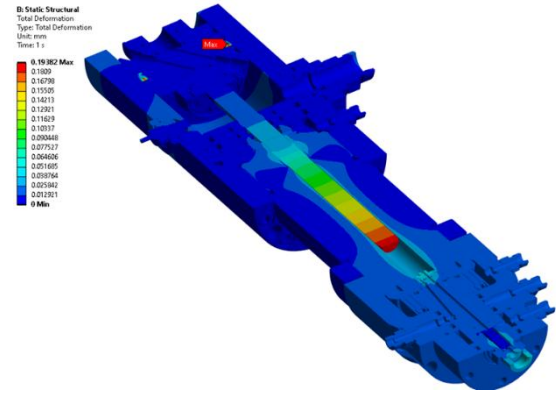
Şekil 6. Yüksek su basıncının etki ettiği yüzeyler

Gerilim dağılımları analiz edildikten sonra, elde edilen gerilim değerleri ile ilgili bölgelerde kullanılan malzeme özellikleri karşılaştırılmış ve sistemin plastik deformasyon sınırına ne kadar yaklaştığı değerlendirilmiştir. Yapılan değerlendirmelerde iki temel kriter esas alınmıştır: maksimum asal gerilme ve Von Mises gerilmesi. Şekil 7'de, gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen gerilme dağılımları gösterilmektedir.



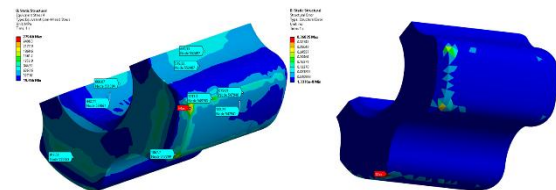
Şekil 7. Tüm geometri üzerinde gerilme değerleri

Yukarıda elde edilen gerilme dağılımı incelendiğinde, maksimum gerilme değeri 2894 MPa olarak tespit edilmiştir. Ancak bu sonuç, model geometrisinin karmaşıklığı nedeniyle yerel bölgelerde detaylı inceleme gerektirmektedir. Bu sayede, çözümden kaynaklanan sayısal hataların etkilediği bölgeler ile gerçekten kritik gerilme birikimi bulunan alanlar ayrıştırılabilir ve analiz sonuçlarının güvenilirliği artırılabilir. Şekil 8'de, sistemin yapılan analizler sonucunda elde edilen yer değiştirme dağılımı gösterilmektedir.



Şekil 8. Tüm geometri üzerinde yer değiştirme değerleri

Analiz sonuçları yerel bazda değerlendirilmiş ve özellikle yapısal hata bölgeleri incelenerek, tasarım üzerindeki ortalama ve maksimum yer değiştirme noktaları belirlenmiştir. Bu kritik noktalardan en bariz olan aşağıda sunulmaktadır.



Şekil 9. Yerel olarak analiz edilen Parça-1'in değerlendirilmesi

Şekil 9'da gösterilen parça incelendiğinde, çok küçük bir bölgede 2800 MPa seviyesinde yüksek bir gerilme değeri gözlemlenmiştir. Ancak, yapılan yapısal hata analizi sonucunda, bu noktanın büyük olasılıkla sayısal bir hesaplama hatasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Gerilme dağılımı genel olarak incelendiğinde, bu parça üzerindeki ortalama gerilme değerinin yaklaşık 440 MPa, maksimum güvenilir gerilme değerinin ise 1100 MPa seviyelerinde olduğu kabul edilmiştir.

Sonuç olarak, sistemin 4500 bar seviyesinde bir basınç üretebilmesi için yalnızca düzenli ve kararlı bir şekilde çalışması yeterli değildir; aynı zamanda kullanılan malzemelerin yüksek gerilme altında güvenle çalışabilir nitelikte olması da gerekmektedir. Yapılan yapısal analizler sonucunda, birçok bölgedeki malzemenin yaklaşık 400 – 600 MPa aralığında gerilmelere maruz kaldığı, bazı lokal bölgelerde ise bu değerlerin 1000 – 1100 MPa seviyelerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, özellikle yüksek gerilme taşıyan bölgelerde kullanılacak malzeme seçimi, sistemin güvenliği ve dayanıklılığı açısından kritik bir faktördür.

Bununla birlikte, seçilecek malzemenin yalnızca bu gerilme seviyelerine dayanması yeterli değildir; aynı zamanda yüksek frekanslı çalışma koşullarında yorulma dayanımının da yüksek olması gerekmektedir. Çünkü önceki bölümlerde gösterildiği üzere, sistemin dakikada 26 çevrim (yani 52 kurs) tamamlaması beklenmektedir. Bu da sistemin sürekli olarak yüksek basınca maruz kalıp ardından hızlı bir şekilde basınç boşalttığı, dolayısıyla tekrarlı ve zorlayıcı bir yükleme döngüsüne girdiği anlamına gelmektedir. Bu koşullar altında malzemenin yorulma ömrü tasarımın en belirleyici unsurlarından biri haline gelmektedir.

5. MALZEME SEÇİMİ VE ÖMÜR TESTLERİ

Analizlerin tamamlanmasının ardından, sistemin maruz kaldığı gerilme ve yer değiştirme değerlerine bağlı olarak gerekli malzeme gereksinimleri belirlenmiştir. Yapılan literatür araştırmaları sonucunda, özellikle

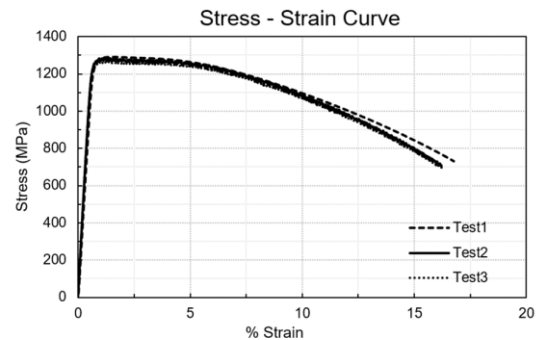
havacılık ve savunma sanayiinde yaygın olarak kullanılan bazı yüksek performanslı malzemelerin ön plana çıktığı görülmüştür. Bu malzemeler arasında PH 13-8 Mo, Inconel 718, PH 15-5 Mo, 4340 paslanmaz çeliği ve 300M gibi çelik türleri yer almaktadır [10-15].

Farklı kaynaklardan elde edilen mukavemet, yorulma dayanımı ve çevresel dayanıklılık kriterleri dikkate alındığında, PH 13-8 Mo çeliğinin, sistemin çalışma koşulları ve yükleme karakteristikleri açısından en uygun ve verimli malzeme adayı olduğu sonucuna varılmıştır [10-15].

Ancak bu kararın verilmesinde yalnızca literatür araştırmaları ve sektörel gözlemler yeterli görülmemiştir. Malzeme seçiminin güvenilir ve objektif bir temele dayanması için, tercihin sayısal verilerle desteklenmesi gerekliliği ortaya konmuştur. Bu kapsamda, PH 13-8 Mo malzemesine yönelik olarak çekme testleri ve yorulma (ömür) testleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen veriler doğrultusunda malzemenin uygunluğu sayısal olarak değerlendirilmiştir.

Malzeme üzerinde gerçekleştirilen yorulma (ömür) testleri, uluslararası kabul görmüş ASTM E606/E606M-12 standardına uygun olarak uygulanmıştır. Bu standart, metalik malzemelerde düşük çevrimli yorulma davranışının belirlenmesi için kullanılan yöntemleri tanımlar ve güvenilir sayısal verilerin elde edilmesini sağlar [16].

İlk aşamada, malzemenin mekanik özelliklerini belirlemek amacıyla üç adet çekme testi gerçekleştirilmiştir. Bu testler sonucunda malzemenin gerilme-şekil değiştirme (stress-strain) davranışı elde edilmeye çalışılmış ve aynı zamanda akma dayanımı gibi temel mekanik parametreler de belirlenmiştir.

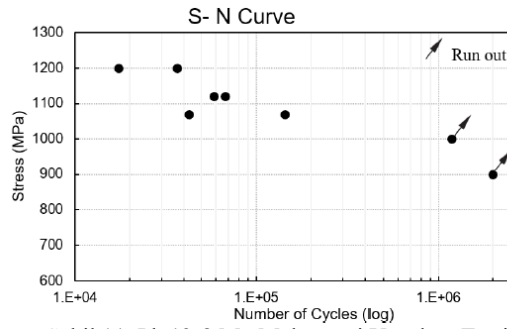


Şekil 10. Ph 13-8 Mo Malzemesi gerilme-şekil değiştirme grafiği

Tablo 1. Ph 13-8 Mo Malzemesi Çekme Testi Sonuçları

	Akma Gerilmesi	Kopma Gerilmesi	Strain
Test 1	1255 MPa	1292 MPa	%16,7
Test 2	1267 MPa	1268 MPa	%16,1
Test 3	1247 MPa	1258 MPa	%16

Yapılan çekme testleri sonucunda, PH 13-8 Mo malzemesinin ortalama akma dayanımı yaklaşık 1250 MPa olarak belirlenmiştir. Elde edilen gerilme-şekil değiştirme eğrileri, malzemenin sünek karakterde olduğunu da açıkça ortaya koymaktadır. Bu akma dayanımı değeri, sistem tasarımında öngörülen emniyet katsayılı gerilme sınırlarının üzerinde kaldığı için, statik dayanım açısından malzeme uygun bulunmuştur. Ancak, sistemin yüksek frekanslı çevrimsel yüke maruz kalacak olması nedeniyle, yorulma dayanımı bu noktada kritik bir belirleyici kriter hâline gelmektedir.



Şekil 11. Ph 13-8 Mo Malzemesi Yorulma Testi Sonuçları

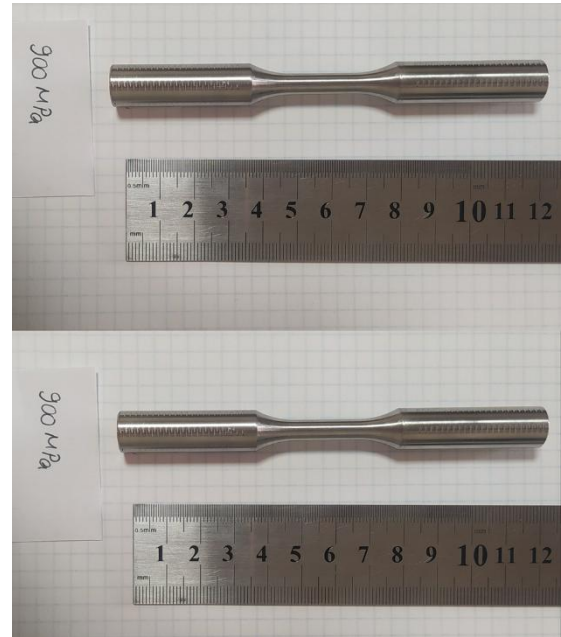
Tablo 2. Ph 13-8 Mo Malzemesi Yorulma Testi Sonuçları

Gerilme (MPa)	Çevrim
1200	17424
1200	36630
1120	67490
1120	58460
1070	144484
1070	42462
1000	1186732
900	2000000

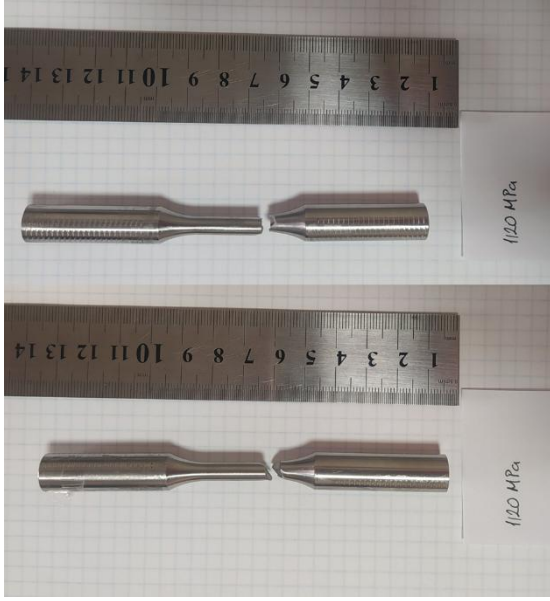
Yorulma testleri, Sakarya Üniversitesi SARGEM laboratuvarlarında, oda sıcaklığında ve 10–12 Hz frekans aralığında gerçekleştirilmiştir. Yapılan testlerde, 900 MPa gerilme seviyesinde 2 milyon çevrim sonunda numunede herhangi bir kırılma tespit edilmemiştir. Buna karşın, 1000 MPa gerilme seviyelerinde yorulma gözlemlenmeye devam etmiş, bu değerlerin üzerinde ise belirgin yorulma belirtileri ortaya çıkmıştır.

Ancak pompa uygulamasında esas alınması gereken kriter, 900 MPa gerilme altında yorulmasız dayanım sağlayabilme yeteneğidir. Bu bağlamda, test sonuçları PH 13-8 Mo malzemesinin söz konusu uygulama için yeterli yorulma dayanımına sahip olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, pompanın mekanik bileşenlerinde kullanılacak ana malzeme olarak PH 13-8 Mo çeliği tercih edilmiştir.

Aşağıdaki şekillerde, gerçekleştirilen yorulma testleri sonrasında çekilmiş numune görselleri sunulmaktadır.



Şekil 12. Yorulma testi sonrası malzemenin yapısı-900 MPa



Şekil 13. Yorulma testi sonrası malzemenin yapısı-1120 MPa

6. SONUÇLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada, su jeti uygulamaları için geliştirilmesi hedeflenen yerli yüksek basınçlı su pompasının tasarım süreci, yapısal analizleri ve malzeme seçimi çalışmaları sunulmuştur. Gerçekleştirilen bu analiz ve testler, görünüşte basit bir çalışma prensibine sahip olan bir mekanizmanın, aşırı basınç koşulları altında ne denli yüksek yapısal gereksinimlere ihtiyaç duyduğunu açıkça ortaya koymuştur.

Gelecek çalışmalar kapsamında, tasarımı tamamlanan sistemin prototip üretimi ve deneysel testleri gerçekleştirilerek, elde edilen test sonuçlarının sayısal analizlerle karşılaştırılması ve bu doğrultuda tasarımın optimize edilmesi hedeflenmektedir. Nihai amaç, tamamen yerli imkânlarla geliştirilen, yüksek performanslı ve güvenilir bir su jeti pompasının elde edilmesidir.

7. TEŞEKKÜRLER

Bu çalışma 3231426 no'lu TÜBİTAK projesi desteği ile HKTM firması tarafından yürütülmektedir.

8. KAYNAKLAR

[1] Parker Hannifin. Hydraulic Rotary Actuators: Engineering Guide, Parker Motion Systems Group, 2021.

[1] TUNC, T., 2000, "Multi-Layer Intensifier Design and Analysis of Design Parameters", Master Thesis, Cukurova University, Adana.

[2] Khan, Ekramul Hasan, 1989, An Investigation Of Dynamics Of Abbresive Water Jet Formation, Ph.D. Thesis, New-Jersey Institute of Technologies

[3] Bao, Ju, 2004, Study of Abbresive Water Jet Nozzle Materials And Plasma Transferred Arc Welding Coatings, University of Missouri-Rolla, Ph.D. Thesis

[4] KUNI, A., 2008, "The Design of High Pressure Water-Jet Cutting Machine, Intensifier Unit", Master Thesis, Cukurova University, Adana.

[5] Geren, Necdet ve Tunç, Tarkan, 2000, Su Jeti Kesme Sistemlerinde Kullanılan Basınç Artırıcılarda Gerilme Analizleri ve Tasarım Sınırları, Makale, Çukurova Üniversitesi

[6] SUMMERS, D.A., 1995, "Waterjetting technology", Chapman & Hall.

[7] YAKUPOĞLU, S. (2012). Aşındırıcı Su Jeti ile Kesmede Malzeme, Basınç, İlerleme Hızı ve Su Jeti Çapının Yüzey Kalitesine Etkisinin Analizi.

[8] Kumar, Mukesh, 2005, Abrasive Water Jet Cutting of Stainless Steel, M.Sc. Thesis, University of Delhi

[9] Lee H., Cho Y., Kim H. Ve Ahn J., 2013, Effect Of Mixing Chamber Shape On Cutting Performance İn Abrasive Water Jet, Advanced materials research

[10] Chan, S. L. H., Tiong, U. H., & Clark, G. (2010). Properties of PH 13-8 MO steel for fatigue application in helicopters. Materials Science Forum, 654-656, 2507-2510. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/msf.654-656.2507>

- [11] Pape, J., & Neu, R. (2001). Fretting fatigue damage accumulation in PH13–8Mo stainless steel. *International Journal of Fatigue*, 23, 437–444. [https://doi.org/10.1016/s0142-1123\(01\)00140-2](https://doi.org/10.1016/s0142-1123(01)00140-2)
- [12] Pape, J., & Neu, R. (2007). A comparative study of the fretting fatigue behavior of 4340 steel and PH 13-8 Mo stainless steel. *International Journal of Fatigue*, 29(12), 2219–2229. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2006.12.016>
- [13] Moniruzzaman, F. M., Shakil, S. I., Shaha, S. K., Kacher, J., Nasiri, A., Haghshenas, M., & Hadadzadeh, A. (2023). Study of direct aging heat treatment of additively manufactured PH13–8Mo stainless steel: role of the manufacturing process, phase transformation kinetics, and microstructure evolution. *Journal of Materials Research and Technology*, 24, 3772–3787. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.04.023>
- [14] Patel, A. M., Neu, R. W., & Pape, J. A. (1999). Growth of small fatigue cracks in PH 13-8Mo stainless steel. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 30A, 1289
- [15] Zhang, H., Mi, P., Hao, L., Zhou, H., Yan, W., Zhao, K., Xu, B., & Sun, M. (2023). Evolution of toughening mechanisms in PH13-8Mo stainless steel during aging treatment. *Materials*, 16(3630).
- [16] ASTM International. (2012). *ASTM E606/E606M-12: Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing*. West Conshohocken, PA: ASTM International. https://doi.org/10.1520/E0606_E0606M-12