



# PLANET REDÜKTÖRLERDE TERMAL GÜÇ VE SOĞUTMA TEKNİKLERİ

Ahmet ÖZTEMİZ

## ÖZET

Planet Redüktörler, devir düşürerek tork arttırmak amacıyla geliştirilmiştir. Bu tip redüktörler yüksek tork çıkışlı özel dişli kutularıdır. Çalışma esnasında, redüktör içinde birbirine temas eden noktalar (dişli elemanlar, keçeler, rulmanlar, miller) arasındaki sürtünme nedeniyle enerji kayıpları meydana gelmektedir. Kinematik bağlantılarda sürtünme nedeniyle ortaya çıkan enerji kaybı ısıya dönüşmekte, bu ise planet redüktör dişlilerinin ısınması sonucunu doğurmaktadır. Ortaya çıkan bu ısının bir kısmı redüktör dış gövdesi üzerinden atmosfere yayılırken, diğer bir kısmı ise sistemi yağlayan akışkana geçmektedir. Çalışma sırasında redüktörde oluşan ısının miktarı ekipmanın temel performansı dikkate alınarak değerlendirilmekte, kinematik bağlantılardaki enerji kayıpları buna göre hesaplanmaktadır. Isıl denge koşulundan (ortaya çıkan ısı miktarı, salınan ısı miktarına eşittir) yola çıkılarak, sistemin çalışma sıcaklığı belirlenmektedir. Sıcaklığın, kabul edilebilecek en yüksek değeri aşması durumunda, redüktör gövdesinin yüzey alanını büyüterek veya ilave soğutma sistemi kullanılarak sıcaklığın düşürülmesi sağlanılmaktadır.

Termal Güç, redüktörün 20 °C ortam sıcaklığında sürekli çalışma durumunda ilave soğutma sistemi kullanmadan aktarabileceği giriş gücüdür. Bu değer redüktörün içinde bulunan ısıl denge koşullarının kinematik çalışan ekipmanlara zarar veremeyeceği maksimum güç olarak tanımlanır.

Termal güç, planet redüktör seçimi yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan bir tanesidir.

**Anahtar Kelimeler:** Redüktör, termal güç, iç sıcaklık, giriş gücü, soğutma sistemi.

## ABSTRACT

Planetary gear units are developed in order to increase torque by reducing output speed. This type of gearboxes are special gearboxes which provides high torque outputs. Due to friction between contacting points (gears, bearings, shafts) inside of the gearbox, power losses occurs during operation. These power losses on the kinematic connection points transforms into heat, thus the temperature of the gears increases. While some amount of the generated heat is dissipated to the atmosphere over external surface of the gearbox, some of them is transferred into the lubrication oil. The amount of the generated heat on the gearbox which is occurred while operation is evaluated and power losses on the kinematic connections are calculated according to performance of the equipment. Operating temperature of system must be determined by using the heat balance equation (Generated heat is equal to dissipated heat). If the temperature exceeds the maximum allowable gearbox temperature, it should be decreased by increasing the amount of the used oil and increasing the surface area of the gearbox.

Thermal power is the maximum input power that can be continuously transmitted through a gearbox at a 20°C ambient temperature, without a cooling system. This rating is defined as the maximum power that can drive a gearbox without damaging the kinematically working equipments which are placed inside the gearbox.

One of the criterias that must be payed attention is the thermal power.

**Key Words:** Gearbox, thermal power, internal temperature, input power, cooling system



## 1. GİRİŞ

Planet sistemler, normal redüktörlerde olduğu gibi enerjiyi torsiyon momentini ve devir sayılarını değiştirerek iletir. Planet redüktörlerin çalışması esnasında dişlilerde, rulmanlarda keçelerdeki sürtünmelerden ve yağ çalkantılarından kayıplar meydana gelir. Bu kayıp enerjinin tamamı ısı enerjisine dönüşür. Redüktör gövdesi üzerinden ortama bu ısının bir miktarı atılır, geri kalan ısı enerjisi ise gövde üzerinden atılmadığı için redüktörün ısınmasına yol açar. Bu ısıdan dolayı sıcaklık 95 °C nin üzerine çıktığında yağ karbonlaşarak yağlama görevini yerine getiremez. Bundan dolayı redüktör üzerinde oluşacak ısının kontrol altında tutulması gerekir. Redüktörün gövde içerisinde kabul edilebilir bir çalışma sıcaklığını korumak redüktörün ömrü için önemlidir. Bu nedenle redüktör seçiminde yalnızca aktaracağı tork değeri değil, termal güç değeri de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu kontrolleri üretici firmaların kataloglarındaki termal yönden müsaade edilen termal güç ( $P_T$ ) değerlerine bakarak yapmak mümkündür. Bu değerler belirli kabuller altında verilmiştir.

Bu kabuller şunlardır:

- Saat başına çalışma süresi
- Redüktör giriş devri
- Ortam sıcaklığı
- Yardımcı soğutma sisteminin olmaması
- Redüktör gövdesi içerisindeki maksimum yağ sıcaklığı
- Hava akış hızı
- Rakım

## 2. TERMAL DEĞER KRİTERİ

Birincil termal değer kriteri maksimum redüktör gövdesi sıcaklığıdır. Kabul edilemeyecek redüktör gövdesi sıcaklıkları yağın oksitlenme miktarını artırarak ve viskozitesini düşürerek dişliyi etkiler. Düşük viskozite, dişli yüzeyinde ve rulman temas yüzeylerindeki yağ filmi kalınlığının düşmesi demektir ve elemanların ömrünün azalmasına neden olabilir. Gerekli dişli performansını sağlamak için, redüktör gövdesi çalışma sıcaklığı değerlendirilmeli ve sınırlandırılmalıdır.

Bu metotla belirlenen termal değer 95°C'lik izin verilebilir maksimum redüktör gövdesi sıcaklığıyla sınırlandırılmıştır. Ancak, üreticinin tecrübesine ve uygulama gerekliliklerine göre, 95°C redüktör gövdesi sıcaklığının üstünde veya altında seçim yapılabilir.

Soğutma sistemi bilinen belirli bir redüktörün termal değeri bulunurken kullanılan ek kriterler dişlinin çalışma koşullarıyla ilişkilidir. Termal değer ( $P_T$ ) aşağıdaki koşullar altında test (Metod A) veya hesap (Metod B) yoluyla bulunur.

- 95°C redüktör gövdesi sıcaklığı
- 20°C ortam sıcaklığı
- $\leq 1.4\text{m/s}$  ortam hava hızı (büyük ve kapalı alan)
- Hava yoğunluğu deniz seviyesinde
- Sürekli çalışma

### 2.1 Çalışma Durumları

#### 2.1.1. Aralıklı Çalışma

Aralıklı çalışmalar için giriş gücü, 95°C redüktör gövdesi sıcaklığını aşmamak şartıyla üreticinin termal değerini aşabilir.



## Olumsuz Durumlar

Redüktörün bazı olumsuz durumlarda kendi termal gücüyle çalışma kabiliyeti azalabilir. Olumsuz durumlara bazı örnekler:

- Kapalı bir alan
- Redüktörü kaplayan ve redüktörden çıkan ısının yayılımını azaltan bir yapı malzemesi
- Yüksek ortam sıcaklıkları, kazan ve türbin odaları veya sıcak işleme ekipmanları
- Yüksek rakımlar
- Solar enerji veya ısıma ısısının varlığı

## Olumlu Durumlar

Hızlı hava akışı olan veya düşük ortam sıcaklığı olan çalışma koşullarında termal kapasite yükselebilir.

## Soğutma Sistemi

Termal değer yeterli olmadığı çalışma koşullarında ilave soğutma sistemi kullanılmalıdır. Yağ birçok şekilde soğutulabilir:

- Fan soğutma
- Eşanjör

## 2.2. Termal Değerin Bulunması İçin Metotlar

Termal değer iki metottan biriyle bulunabilir:

- Metot A (test)
- Metot B (hesaplama)

**Metot A:** Gerçek ölçekli dişlilerin çalışma koşullarında test edilmesidir. Redüktörün termal değerinin bulunmasında en doğru değerleri verir.

**Metot B:** Oluşan ısıyı dağılan ısıya eşitleyen ısı dengesi eşitliği kullanılarak redüktörün termal değeri hesaplanabilir.

### 2.2.1. Metot A – Test

Belirli bir redüktörü tasarlanan çalışma koşullarında test etmek termal değerini bulurken en güvenilir ortalamaları verir. Termal test, yük olmadan anma hızında çalışan redüktörün sabit durumdaki redüktör gövdesi sıcaklığının ölçülmesi ve yük miktarı en az bir veya iki kat artırılarak ölçülmesini içerir. Tercihen yapılan testlerden biri 95°C redüktör gövdesi sıcaklığında yapılmalıdır.

Yüksüz yapılan test, termal değeri vermezken çalıştırmak için gerekli gücün ölçülmesi şartıyla karşılaştırma amacıyla ısı transferi katsayısını yaklaşık olarak bulmak için kullanılabilir.

Kabul edilebilir bir termal test için bazı ilkeler:

- Ortam hava sıcaklığı hızı stabilize edilmiş olmalı ve test süresince ölçülmelidir.
- Redüktör gövdesi sabit sıcaklığa ulaşması için gerekli olan süre redüktör boyutuna ve soğutma sistemine bağlıdır.
- Stabil durum koşulları redüktör gövdesi sıcaklığındaki değişim yaklaşık olarak  $\leq 1^\circ\text{C/saat}$  olduğunda sağlanmış olur.

Redüktör gövdesinin farklı yerlerindeki yağ sıcaklığı  $15^\circ\text{C}$ 'ye kadar değişiklik gösterebilir. Sıcaklığın ölçüm noktası, redüktör içindeki tüm yağ miktarının sıcaklığını temsil etmelidir. Dış yüzey sıcaklıkları redüktör gövdesi sıcaklıklarından oldukça farklı olabilir. Redüktörün ters yöne dönmesi farklı bir redüktör gövdesi sıcaklığı yaratabilir.



Termal test sırasında ısı transfer katsayısı ve efektif yüzey alanının detaylı analizi isteniyorsa dış yüzey sıcaklığı da incelenebilir. Ayrıca fan soğutmalıysa dış yüzeyinin üstündeki hava hızı dağılımı da ölçülmelidir.

## 2.2.2. Metot B – Termal Değerin ( $P_T$ ) Belirlenmesi İçin Hesaplamalar

### 2.2.2.1. Genel

Dişli ve rulmanlardaki sürtünme kaybı için kullanılan sürtünme katsayısının yüke bağımlı olmasından dolayı, termal değer ( $P_T$ ) hesaplanması fonksiyonel bir işlemdir.

$P_A$  giriş gücündeki termal değer  $P_T$  esasında redüktörün kayıplarının ( $P_V$ ), dağılan ısıya ( $P_Q$ ) eşit olması vardır.

$$P_Q = P_V \quad (1)$$

Termal Değer kriterindeki koşullar sağlandığında  $P_T = P_A$  değerindedir. Redüktörde oluşan ısı ( $P_V$ ), yük bağımlı ( $P_L$ ) ve yük bağımsız kayıplardan ( $P_N$ ) gelir.

$$P_V = P_L + P_N \quad (2)$$

$P_L$ , giriş gücünün ( $P_A$ ) bir fonksiyonudur.

$$P_L = f(P_A) \quad (3)$$

Eşitlik 1 'i kullanarak ve terimleri tekrar düzenleyerek temel ısı dengesi eşitliğini şöyle yazabiliriz:

$$P_Q - P_N - f(P_A) = 0 \quad (4)$$

Temel termal değeri ( $P_T$ ) bulmak için Eşitlik 4 sağlanana kadar  $P_A$ 'yı değiştirin. Bu, farklı giriş güçlerinde ( $P_A$ ), yük bağımlı kayıpları ( $P_L$ ) tekrar hesaplanarak yapılabilir. Eğer yüksüz haldeyken  $P_Q \leq P_N$  ise, redüktör termal kapasiteye sahip değildir. Tasarım,  $P_Q$  değeri arttıracak şekilde değiştirilmeli veya ilave soğutma metotları kullanılmalıdır.

Eşitlik 4 sağlandığında tüm ünitenin verimi ( $\eta$ ) şu şekilde hesaplanır:

$$\eta = 100 - \frac{P_L + P_N}{P_A} \times 100 \quad (5)$$

Redüktörün termal değeri şu şekildedir:

$$P_T = \frac{P_Q}{1 - \frac{\eta}{100}} \quad (6)$$

Bu termal model, deneysel faktörler kullanılarak ve birçok redüktör üreticisinin tecrübesine dayanarak oluşturulmuştur. Model, yatay şaftlı taban montajlı redüktörler ve planet redüktörler üzerindeki geniş çaplı testlerle doğrulanmıştır. Modelin geçerliliğini kontrol etmek amacıyla ayrıca bazı paralel şaftlı redüktörler için de sınırlı testler yapılmıştır. Diziliş sabiti, ısı transfer katsayısı ve sürtünme katsayısı gibi değişkenlerin değerleri, diğer kapalı tahrik konfigürasyonlarına ve çalışma koşullarına yeteri kadar hitap etmeyebilir. Bu konfigürasyonlar ve koşullar belirli değerlerin modifikasyonlarını gerektirebilir. Herhangi bir değer değiştirilmesi ısı dengesi formülünün ihlal edilmediğine emin olmak için test yapılmasını gerektirir.

### 2.2.2.2. Isı dağılımı, $P_Q$

Bir redüktörden yayılan ısı; redüktörün yüzey alanından, yüzey boyunca akan havanın hızından, ortamdaki havayla redüktör gövdesi arasındaki ısı farkından ( $\Delta T$ ), yağdan redüktör gövdesine olan ısı akış miktarından ve dişli kutusuyla ortamdaki hava arasındaki ısı akış miktarından etkilenir. Isı dağılım formülü aşağıda verilmiştir.



$$P_Q = A_c k \Delta T$$

Eşitlikteki;

$$A_c = \text{Redüktör yüzey alanı, } m^2$$

$$k = \text{Isı transferi katsayısı, } kW/m^2 \cdot C$$

$$\Delta T = \text{Isı değişimi, } ^\circ C$$

$A_c$  ortamdaki havaya maruz kalan redüktör yüzey alanıdır. Federler, civatalar, kabartmalar ya da montaj yüzeyleri dahil değildir.

Isı transfer katsayısı (k), redüktörün tüm dış yüzey alanının ortalama değeri olarak tanımlanır. Isı transfer katsayısı; redüktörün malzemesine, dış yüzeyinin temizliğine, sıcak yağın redüktör gövdesini ısıtma derecesine, redüktörün yapısına ve dış yüzey boyunca akan havanın hızına bağlı olarak değişiklik gösterecektir. Redüktörler için k değeri (ISO/TR14179)  $0,017 kW/m^2 \cdot C$  ile  $0,020 kW/m^2 \cdot C$  arasındadır. Bu aralık redüktörlerin büyük ve kapalı alanlarda kullanımında geçerlidir.

Fan soğutmalı redüktörler için ısı transferi katsayısı; fan tasarımına, muhafaza tasarımına ve fan hızına bağlıdır. Fanın verimine ve hava akışıyla soğutulan dış yüzeyin büyüklüğüne bağlı olarak oldukça değişiklik gösterecektir. Redüktör üzerinde birden fazla fan kullanılması ortalama hava hızını yükseltir. Böylece daha büyük bir ısı transfer katsayısı elde edilir. Fan soğutmalı planet redüktörler için k değerleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Hava hızı m/s	Isı transferi katsayısı, $kW/m^2 \cdot C$
2,5	0,015
5,0	0,024
10,0	0,042
15,0	0,058

**Tablo.** Fan soğutmalı tahrikli dişliler için ısı transfer katsayısı, k

### 2.2.2.3. Isı Oluşumu

Redüktörde oluşan ısı ( $P_V$ ), yük bağımlı ( $P_L$ ) ve yük bağımsız kayıplardan ( $P_N$ ) gelir.

Yük bağımlı kayıplar ( $P_L$ ), tüm rulman kayıplarının toplamını ( $P_B$ ) ve tüm dişli kayıplarının toplamını ( $P_M$ ) kapsar.

$$P_L = \sum P_B + \sum P_M \quad (7)$$

Yükten bağımsız kayıplar ( $P_N$ ); tüm yağ keçesi kayıplarının toplamı ( $P_S$ ), dişli ve rulmanlar için hava sürtünmesinden dolayı oluşan kaybı ( $P_W$ ), yağ çalkalanma kayıplarının ( $P_{WB}$ ) toplamı ve tüm yağ pompalarının gücünün toplamından ( $P_P$ ) oluşur.

$$P_N = \sum P_S + \sum P_W + \sum P_{WB} + \sum P_P \quad (8)$$

Bu kayıplar planet redüktörlerde her bir kademesi için ayrı ayrı toplanmalıdır.



Sembol	Açıklama
$B_{ref}$	Termal faktör, Ortam sıcaklığı
$B_A$	Termal faktör, Rakım
$B_T$	Termal faktör, Maksimum yağ tankı sıcaklığı
$B_D$	Termal faktör, 1 saat başına çalışma süresi
$B_V$	Termal faktör, Hava hızı
$i=n_1/n_2$	Dişli oranı
$n_1[1/dk]$	Giriş hızı
$n_2[1/dk]$	Çıkış hızı
$\eta$	Redüktör verimi
$P_1[kW]$	Giriş gücü
$P_{1m}[kW]$	Giriş gücü, nominal
$P_T[kW]$	Dişli kutusunun termal değeri
$P_T'[kW]$	Düzenlenmiş termal güç değeri
$T_2[Nm]$	Çıkış torku
$V_o[l]$	Toplam yağ hacmi
$V_e[l]$	Genleşen yağ hacmi
$V_t[l]$	Tank hacmi
$\Delta t[^\circ C]$	Çalışma sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark
$C_{rt}$	Enerji değişim sabiti
$P_s[kW]$	Gerekli Soğutucu gücü
$q[l/dk]$	Yağ debisi
$t_r[^\circ C]$	Soğutma sistemine giren yağın sıcaklığı
$t_s[^\circ C]$	Soğutma sisteminden çıkan yağın sıcaklığı

Tablo 1. Termal Değer Hesaplamalarında Kullanılan Kısaltmalar

Başlangıç bilgisi	Sembol [Birim]	Değer
İstenilen montaj	-	Flanştan montajlı (PD 111 S3 FS)
Çalıştırılan makine	-	Kütük konveyörü, rakor bağlantılı
Çalıştıran makine	$P_{1m}[kW]$	Elektrik motoru 55kW, 1500dev/dk, direk başlatmalı, rakor bağlantılı
Gerekli çıkış torku	$T_2 [Nm]$	15700
Çıkış hızı	$n_2 [1/dk]$	15,82
Giriş hızı	$n_1 [1/dk]$	1500
Çalışma süresi	saat/gün	8
Bir saatteki başlatmalar	-	3
Ortam sıcaklığı	$[^\circ C]$	40
Rakım	$[m]$	750
Maksimum izin verilen dişli sıcaklığı	$[^\circ C]$	80
Bir saatteki çalışma süresi	$[\%]$	100
İstenen oran	$i= n_1/ n_2[-]$	=1500/15,82=94,8

Tablo 2. Örnek hesaplama verileri



### 2.2.2.4. Verim

Tablo 3' teki yaklaşık değerler verim olarak kullanılabilir:

Planet Redüktörler	$\eta$
1-Kademe	0.99
2-Kademe	0.98
3-Kademe	0.97
4-Kademe	0.96
5-Kademe	0.95

**Tablo 3.** Planet Kademelerine göre verim tablosu

### 2.2.2.5. Termal güç aktarım değeri kontrolü

- $B_{ref}$  ve  $B_A$  doğal soğutmalarda ve fanlı soğutmalarda,  $B_V$  ise sadece doğal soğutmalara uygulanabilir.
- Ortam hava sıcaklığı  $20^\circ\text{C}$ 'nin altındayken  $B_{ref}$  termal kapasiteyi artırır. Fakat ortam hava sıcaklığı  $20^\circ\text{C}$ 'den yüksek olduğunda ise termal kapasiteyi azaltır.
- Çevredeki hava  $1,4\text{m/s}$ 'yi aşan bir sabit hıza ulaştığında doğal yollarla ve işlem sırasında oluşan rüzgâr alanları nedeniyle artan konveksiyonel ısı transferi,  $B_V$  değeri üzerinden termal kapasiteyi artırır. Tersine,  $\leq 0,50\text{m/s}$ 'lik bir ortam havası hızı ile termal kapasiteyi düşürür.
- Yüksek rakımlarda havanın yoğunluğundaki azalma indirgeme faktörü  $B_A$ 'nın kullanılmasını gerektirir.
- Planet redüktörler sürekli çalışmayıp, belirli periyotlarla sıfır hıza geliyorsa ortaya çıkan 'soğuma-zamanı'  $B_D$  üzerinden termal kapasiteyi artırır.
- Standart maksimum izin verilebilir redüktör gövdesi sıcaklığı  $95^\circ\text{C}$ 'dir. Daha düşük bir redüktör gövdesi sıcaklığı,  $B_T$  değeri üzerinden termal kapasitede bir azalma olmasını gerektirir.  $95^\circ\text{C}$ 'lik maksimum izin verilebilir redüktör gövdesi sıcaklığı aşıldığında termal kapasite artacaktır ve bu bazı uygulamalarda kabul edilebilir bir redüktör performansı sağlayabilir. Ancak  $95^\circ\text{C}$ 'nin üstünde çalışmasının keçelerin ömrünü azaltacağı, dişli ve rulmanların yüzeylerindeki bozulmayı artıracığı ve bakım sıklığında artışa sebep olacağı unutulmamalıdır.  $95^\circ\text{C}$ 'lik maksimum izin verilebilir redüktör gövdesi sıcaklığının aşılması söz konusu olduğunda redüktör üreticisine danışılmalıdır.
- Koşullar Tablo 4'te verilen limitler aşıldığında ya da doğal ve fanlı soğutmadan başka soğutma tipleri için düzeltme faktörleri gerektiğinde redüktör üreticisine danışılmalıdır.

Giriş gücü ve çıkış torku arasındaki ilişki şu formülle belirlenebilir:

$$P_1 = \frac{T_2 \times n_2}{9550 \times \eta}$$
$$T_2 = \frac{P_1 \times 9550 \times \eta}{n_2}$$

Çıkış torkunun giriş gücüne dönüşümü:

$$P_1 = \frac{T_2 \times n_2}{9550 \times \eta} \Rightarrow P_1 = \frac{15700 \times 15,82}{9550 \times 0,97} = 26,81\text{kW}$$



= > 30kW elektrik motoru seçilir.

Giriş şaftındaki güç, güç değeri tablosundan alınmış ve sıcaklık faktörleriyle ( $B_{ref}$ ,  $B_A$ ,  $B_T$ ,  $B_D$ ,  $B_V$ ) çarpılmış olan termal güçten düşük olmalıdır.

$$P_1 \leq P_T' = P_T \times B_{ref} \times B_A \times B_T \times B_D \times B_V$$

Termal Faktör									
Ortam sıcaklığı ( $B_{ref}$ )		Rakım ( $B_A$ )		Maks. redüktör gövdesi sıcaklığı ( $B_T$ )		Bir saatteki çalışma süresi ( $B_D$ )		Ortamdaki hava hızı ( $B_V$ )	
°C	$B_{ref}$	m	$B_A$	°C	$B_T$	%	$B_D$	m/s	$B_V$
10	1.11	0-deniz seviyesi	1	60	0.38	100	1.00	≤0.5	0.75
15	1.06	750	0.95	65	0.46	80	1.05	>0.5, ≤1.4	1.00
20	1.00	1500	0.90	70	0.55	60	1.15	>1.4, <3.7	1.40
25	0.94	2250	0.85	75	0.63	40	1.35	≥3.7	1.90
30	0.88	3000	0.81	80	0.72	20	1.80		
35	0.82	3750	0.76	85	0.81				
40	0.75	4500	0.72	90	0.90				
45	0.68	5250	0.68	95	1.00				
50	0.60								

- Faktörler ISO/TR 13593 'e ve ISO/TR 14179-1:2001'e göre belirlenmiştir.  
- Termal faktör  $B_T$  dışı kutusu sıcaklığına etki eden birçok değişkenin sadeleştirilmiş halidir. Hesaplanan ve ölçülen değerler arasında farklar oluşabilir.

Tablo 4. Termal Faktör

### 2.2.2.6. Seçim Örneği (Termal Güç Aktarım Değeri Kontrolü)

Görüldüğü üzere önceden seçilen redüktör için nominal termal değer ( $P_T$ ) 15kW'dır. Gerçek değer ilgili tablodaki termal faktörler kullanılarak hesaplanabilir. Ortam sıcaklığı için maksimum ortam sıcaklığı kullanılmalıdır.

Termal değer için kullanılan tablo değerleri:

- Ortam sıcaklığı: 40°C →  $B_{ref} = 0,75$
- Hava hızı: 1,4m/s →  $B_V = 1$
- Maks. redüktör gövdesi sıcaklığı: 95°C →  $B_T = 1$
- Çalışma süresi: %100 →  $B_D = 1$
- Rakım: 750m →  $B_A = 0,95$
- Redüktör etrafındaki hava akışı kısıtlanmamış. (Hava akışını bloklayan muhafazalar veya yapılar redüktörün termal değerini azaltacaktır.)
- Güneş ışığına veya diğer ısı kaynaklarına karşı yeterli koruma vardır.

$$P_1 \leq P_T' = P_T \times B_{ref} \times B_A \times B_T \times B_D \times B_V \Rightarrow$$

$$30 \leq P_T' = 15 \times 0,75 \times 0,95 \times 1 \times 1 \times 1 = 10,69kW$$

$$\Rightarrow 30kW \geq 10,69kW$$

Oluğundan redüktörün termal değeri yeterli değildir ve ek soğutma gereklidir.





### 2.2.2.7. Soğutma sistemi gücü (Ps) ve Yağ debisi (q):

#### Örnek:

PD 113 S3 FS 109,2 H200 kodlu redüktörün termal güç kontrolü:

#### Veriler:

- Giriş devri:  $n_1 = 1500$  dev/dk
- Giriş gücü:  $P_1 = 30$  kW
- Düzeltilmiş termal güç: 10,69 kW
- Yağ seviyesi: Yarım
- Ortam Sıcaklığı:  $t_a = 40^\circ\text{C}$
- Her saatte 24 dakika çalışma

#### Formüller:

Yağ soğutma sisteminin gücü ( $P_s$ ):

$$P_s = \frac{(P_1 - P_T') \times C_{rt}}{860}$$

Soğutma sistemi yağ debisi (q):

$$q = \frac{(P_1 - P_T') \times C_{rt} \times 0,07}{t_r - t_s}$$

#### Çözüm:

Termal güç değeri,  $P_1 > P_T'$  olduğu için ilave bir soğutma sistemi kullanılması gerekir. Kullanılacak bu sistemin ısı kapasitesini ve gerekli debisini hesaplayalım:

$C_{rt}$  değeri Tablo-5'ten seçilir.

Crt	Yarım dolu	Tam dolu
S1	21	25
S2	43	52
S3	62	77
S4	84	97

**Tablo 5.**  $C_{rt}$  değeri

$$P_s = \frac{(30 - 10,69) \times 62}{860} = 1,392 \text{ kW}$$

Yağ sirkülasyonunda yardımcı soğutma sistemine giren yağın  $t_r$ :  $95^\circ\text{C}$ , çıkan yağın ise  $t_s$ :  $65^\circ\text{C}$  olduğu varsayılarak yağ debisi hesaplanır.

$$q = \frac{(30 - 10,69) \times 62 \times 0,07}{95 - 65} = 2,793 \text{ l/dk}$$

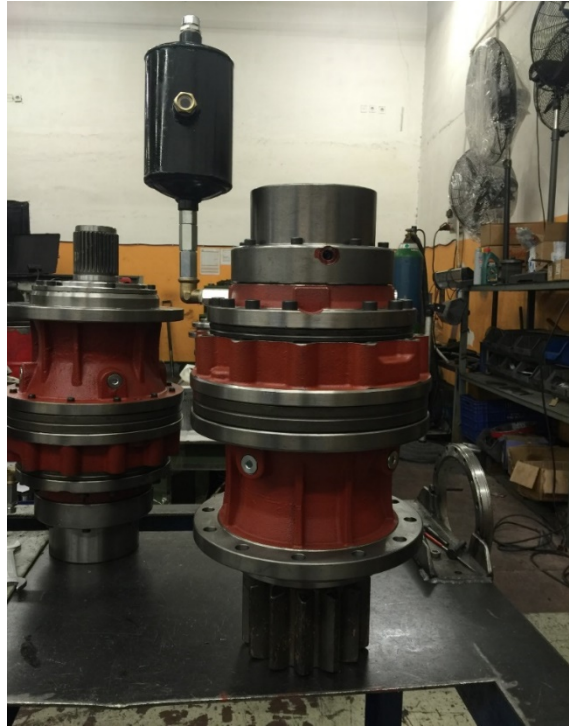
Bu sonuca göre en az **1,392 kW** gücünde ve **2,793 l/dk** debiye sahip yardımcı soğutma sistemi (eşanjör ya da radyatör) seçilir.

### 3. YAĞ GENLEŞME TANKI

Dikey montaj uygulamalarında tüm parçaların yağla temas etmesi için redüktörün içi tamamen yağ ile doldurulur. Redüktörün sürekli çalıştığı koşullarda içerisindeki yağ keçesi, dişli ve rulmanların birbirleri ile çalışması esnasında oluşan sürtünmeden dolayı ısı meydana gelir. Oluşan bu ısı yağın genleşmesine sebep olur. Genleşen yağ redüktör içerisindeki çalışan parçalara ve redüktör iç yüzeyine basınç yapar. Bu basınçtan dolayı yağ keçeleri zarar görür ve yağ sızıntısı meydana gelir.

Böyle bir problem ile karşılaşılması için önlem olarak yağ genleşme tankı kullanılması gerekmektedir. Yağ genleşme tankı kullanıldığı zaman sıcaklığın etkisi ile genleşen yağ tank haznesini doldurur. Redüktör iç ısısı düştüğünde basıncın azalması ile tekrar genleşen yağ redüktör içerisine geri döner.

Genleşme tankının montajı redüktör üzerine yağ seviyesi göstergesinden görünecek şekilde yapılmalıdır. Genleşme tankı Resim 1'de olduğu gibi redüktörün montaj pozisyonuna göre en üst seviyede redüktör üzerine yerleştirilmelidir.

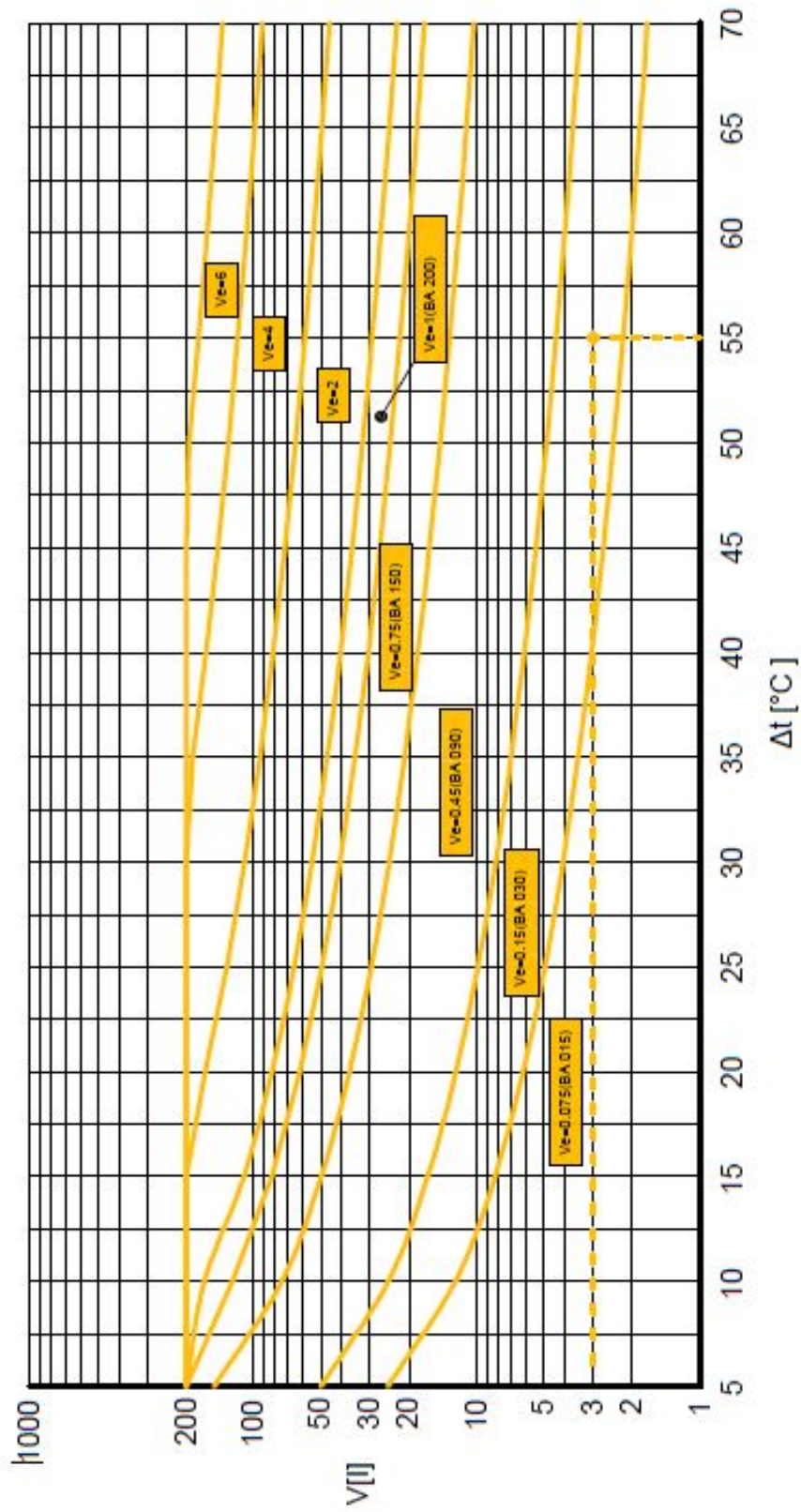


Resim 1. Yağ genleşme tankı montaj resmi

Genleşme tankının seçimi, yağ miktarının hacmine ( $V_e$ ) bağlı olarak yapılır.  $V$  eksenindeki değer ile  $\Delta t$  eksenindeki değer kesiştirilir (Resim 2). Kesişim noktasından  $V$  eksenine doğru gidilir ve karşımıza çıkan ilk  $V_e$  eğrisi bize genleşen yağ hacmini verir. Tank hacmi ise bulunan  $V_e$  değerinin iki katı olacak şekilde seçilir.

#### Örnek:

3 litre yağ ile dolu olan bir redüktör, 80 °C de çalışıyor ve ortam sıcaklığı 25 °C olan şartlarda bulunuyor.  $\Delta t = 80-25 = 55$  °C dereceyi  $\Delta t$  ekseninden 3 litreyi de  $V$  ekseninden alarak kesiştirelim. Bulunan noktanın genleşen yağ miktarı  $V_e = 0,15$  litre alanında olduğu grafikten bulalım. Bu durumda tavsiye edilen tank hacmi iki misli olarak 0,30 litre olarak seçilir.



Resim 2: V- Δt Grafiği

**Diğer bir yöntem ise;**

$$V_e = (V_o \times \Delta t) / 1000$$

$$V_e = (3 \times 55) / 1000$$

$$V_t = 2 \times V_e$$

$$V_e = 0,165 \text{ l}$$

$V_o$ : Toplam yağ hacmi

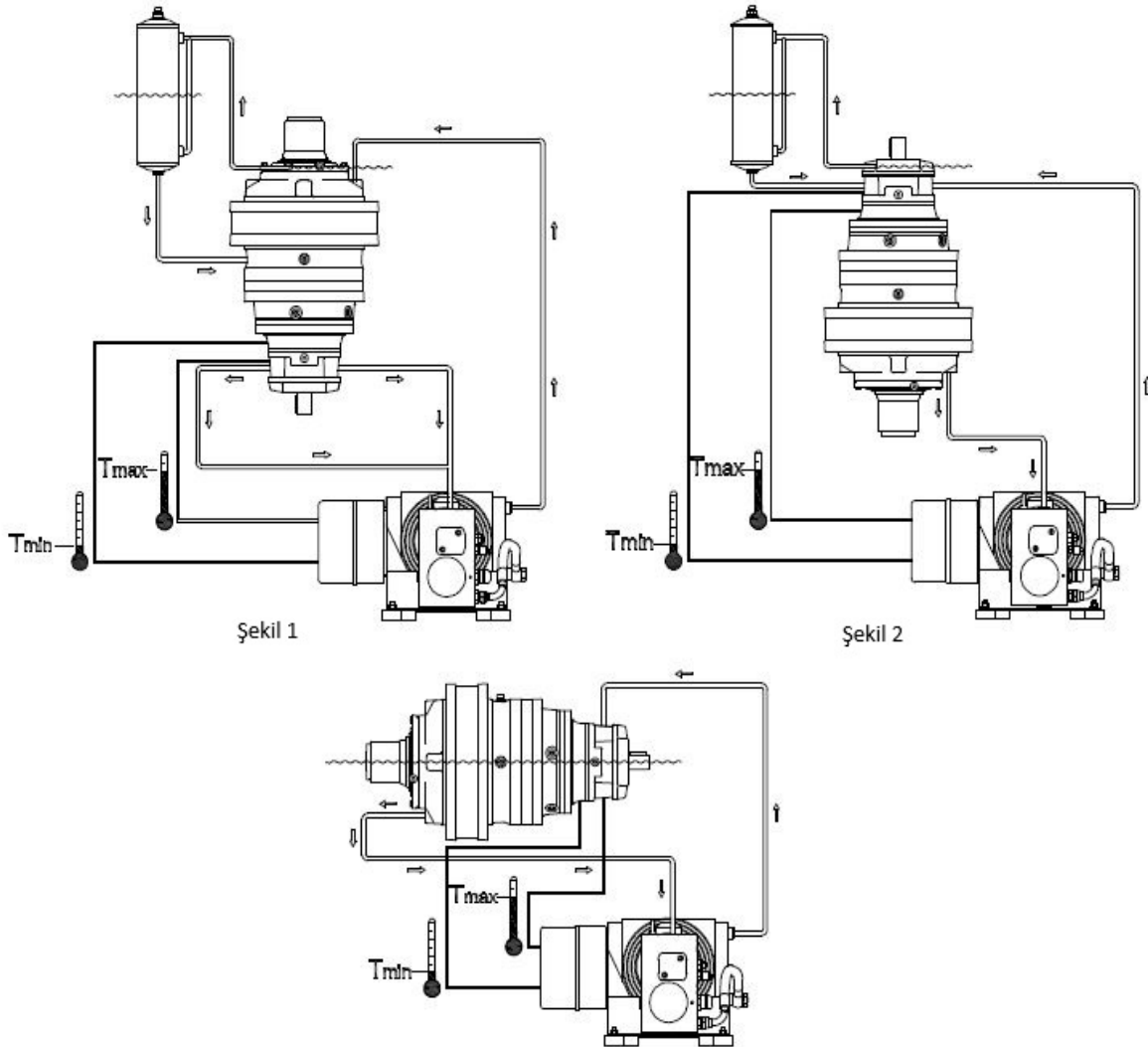
$$V_t = 0,165 \text{ l} \times 2$$

$V_e$ : Genleşen yağ hacmi

$$V_t = 0,33 \text{ l}$$

$\Delta t$ : Çalışma sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark

İlave soğutma sisteminin montaj pozisyonlarına göre bağlantı şekillerini gösteren birkaç örnek aşağıda görülmektedir. Redüktörün dik çalışması durumunda yağ genleşme tankı yağ sirkülasyonuna ilave edilmelidir. Ayrıca ilave soğutma sistemi tesisatında kullanılacak olan bağlantı elemanlarının seçiminde, 30°C- 95°C çalışma sıcaklığında 2-3 bardan fazla basınç kaybı olmamasına dikkat edilmelidir.



**Resim 2.** Soğutma sisteminin montaj pozisyonları



## SONUÇ

Redüktörlerde termal güç hesabı yapılırken bir çok faktörün olduğu göz önüne alınmalı ve doğru bir sonuç için bu faktörlerin her biri hesaba katılmalıdır. Ayrıca redüktörü tahrik edecek olan gücün, redüktörün termal güç kapasitesinin üzerinde olması durumunda kesinlikle ilave soğutma sistemi kullanılmalıdır. Aksi takdirde ortaya çıkan ısı redüktörün içerisinde bulunan (dişli çarklar, miller, rulmanlar, yağ keçeleri vb.) elemanların zarar görmesine ve redüktörün işlevini yerine getirememesine neden olur.

## KAYNAKLAR

- [1] ISO/TR 13593:1999 Enclosed gear drives for industrial applications
- [2] ISO/TR 14179-1:2001 Gears- Thermal capacity- Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95 °C sump temperature
- [3] ISO/TR 14179-2:2001 Gears- Thermal capacity- Part 2: Thermal load-carrying capacity
- [4] PDS Planet Dişli Sistemleri ürün kataloğu.
- [5] Reggiana Riduttori ürün kataloğu.
- [6] KUMERA helis ve konik redüktörler kataloğu

## ÖZGEÇMİŞ

### Ahmet ÖZTEMİZ

1991 Malatya doğumludur. İlk, orta, lise ve üniversite öğrenimini Malatya' da tamamlamıştır. 2014 yılında İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2014 yılından itibaren PDS Planet Dişli Sistemleri San. Ve Tic. A.Ş' de ARGE mühendisi olarak görevine devam etmektedir.