



## Investigation of design parameters of the two stage rotary turbine

Murat Kenan Kayacan<sup>1</sup>, Melih Okur<sup>2</sup>

Department of Automotive Engineering, Gazi University, Ankara, 06500, Turkey

### Highlights:

- Turbo rotary engines
- Two stage turbine
- Design parameters

### Keywords:

- Turbo rotary engine
- Rotary valve turbine

### Graphical/Tabular Abstract

Unmanned aerial vehicles and hybrid cars, which are currently being studied extensively, require high efficiency and power-to-weight ratio engines. The Pars engine, which is a rotary engine that have the potential to provide these desired characteristics, consisting of compressor, combustion chamber and turbine, is similar to the single vane rotary refrigerant compressors and expanders used in the industry. In this study, a new two-stage turbine was designed in place of the Pars turbine, which has a rotary valve system. Expansion ratio, eccentricity ratio, volume ratio, phase difference angles were determined as design parameters and theoretical moment values were obtained. In the theoretical calculations made, a torque increase of 47% was obtained for equal inlet time angels relative to the rotary valve system in the two-stage turbine.

### Article Info:

Research Article  
Received: 14.07.2017  
Accepted: 27.05.2019

### DOI:

10.17341/gazimmfd.570722

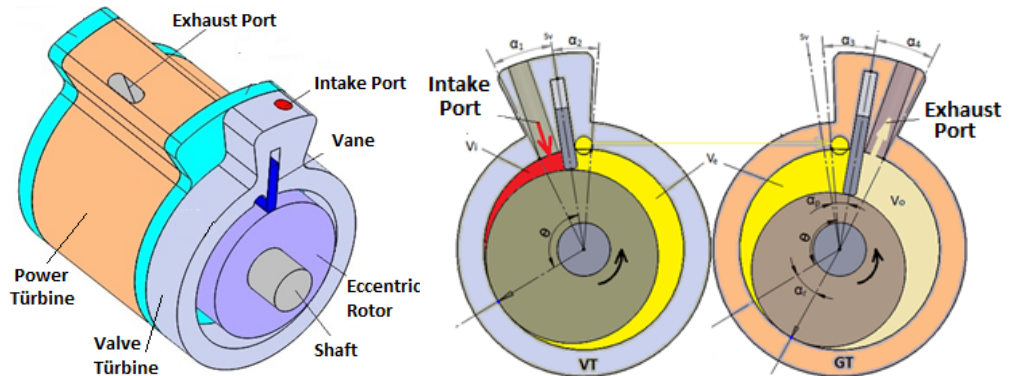


Figure A. Structure of the two stage turbine (a) Volumes and angles of two stage turbine (b)

### Correspondence:

Author: Melih OKUR  
e-mail: mokur@gazi.edu.tr  
phone: +90 505 587 0021

**Purpose:** In this study, two turbines with rotary vane were connected in series to obtain a double chamber turbine. Thus, the rotary valve mechanism requirement of the Pars turbine has been eliminated. In the newly designed turbine, mechanical efficiency is increased by the removal of the power of the valve mechanism.

### Theory and Methods:

In this study, a double stage turbine was analyzed in order to eliminate the need for a rotating valve that controls the air which is required for the Pars turbine. The effect of turbine eccentricity ratio, volume ratio and phase difference angle on the turbine moment, which is determined as design parameter, was investigated and the turbine and double stage turbine were compared.

### Results:

In the theoretical calculations, an increase of 47% was obtained for the equal input time angles of the double stage turbine according to the rotary valve system turbine.

### Conclusion:

As the eccentric ratio increases in turbines, the turbine size decreases and the pallet loads increase. This reduces the turbine moment due to increased friction losses. The eccentric ratio affects the turbine power more than the other parameters. When the eccentric ratio is doubled for equal input and output angles in the double stage turbine, the expansion rate decreases by 3%. It is seen that the pallet loads increased linearly with the eccentric ratio of the turbine.



## Çift hazneli döngüsel bir türbin için tasarım parametrelerinin incelenmesi

Murat Kenan Kayacan\*<sup>ID</sup>, Melih Okur<sup>ID</sup>

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknikokullar, Ankara, 06500, Türkiye

### Ö N E Ç I K A N L A R

- Turbo döngüsel motor
- Çift hazneli türbin
- Tasarım parametreleri

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 14.07.2017

Kabul: 27.05.2019

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.570722

#### Anahtar Kelimeler:

Turbo döngüsel motor,  
döner valf türbin

#### ÖZET

Günümüzde üzerinde yoğun çalışmalar yapılan insansız hava araçları ve hibrit otomobiller için, yüksek verimliliğe ve güç-ağırlık oranına sahip motorlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaçları karşılama potansiyeline sahip döngüsel bir motor olan Pars motor, endüstride kullanılan tek paletli soğutucu kompresör ve genişleticilerin yapıları ile benzerlik göstermektedir. Bu çalışmada döner valfli sisteme sahip olan Pars türbin yerine valf ve güç türbinlerinden oluşan yeni bir çift hazneli türbin tasarlanmıştır. Tasarım parametreleri olarak, eksantriklik oranı, hacim oranı, faz farkı açısı belirlenmiş ve moment değerleri hesaplanmıştır. Yapılan teorik hesaplamalarda çift hazneli türbinde döner valfli sisteme göre eşit giriş zamanı açıları için %47 moment artışı elde edilmiştir.

## Investigation of design parameters of the two stage rotary turbine

### H I G H L I G H T S

- Turbo rotary engines
- Two stage turbine
- Design parameters

#### Article Info

Research Article

Received: 14.07.2017

Accepted: 27.05.2019

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.570722

#### Keywords:

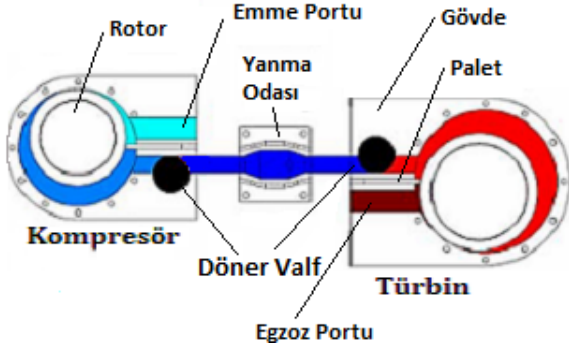
Turbo rotary engine,  
rotary valve,  
turbine

#### ABSTRACT

Unmanned aerial vehicles and hybrid cars, which are currently being studied extensively, require high efficiency and power-to-weight ratio engines. The Pars engine, which is a rotary engine that have the potential to provide these desired characteristics, consisting of compressor, combustion chamber and turbine, is similar to the single vane rotary refrigerant compressors and expanders used in the industry. In this study, a new two-stage turbine was designed in place of the Pars turbine, which has a rotary valve system. Expansion ratio, eccentricity ratio, volume ratio, phase difference angle were determined as design parameters and theoretical moment values were obtained. In the theoretical calculations made, a torque increase of 47% was obtained for equal inlet time angels relative to the rotary valve system in the two-stage turbine.

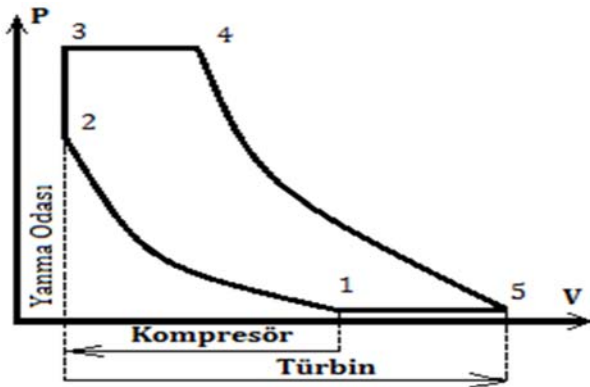
## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Döngüsel motorlar; pistonlu ve gaz türbinli motorların avantajlarını birleştirme potansiyeline sahiptirler. İnsansız hava araçları ve hibrit otomobiller gibi yüksek güç-ağırlık oranına ihtiyaç duyulan alanlarda, Wankel motoru gibi döngüsel motorlar ve mikro gaz türbinleri uygun çözümler olarak ön plana çıkmaktadır [1]. Patentli bir döngüsel motor olan Pars motor; tek paletli döngüsel kompresörlere benzer bir yapıya sahip olup, kompresör, türbin, döner valf ve yanma odasından oluşmaktadır [2, 3]. Pars motorda türbin ve kompresör aynı yapıda olup, türbinde iş ve egzoz zamanları ve kompresörde emme ve sıkıştırma zamanları gerçekleşmektedir. Türbin ve kompresör ise, piston olarak görev yapan bir rotor, basınçlı ve basıncsız bölgeyi birbirinden ayıran bir palet, kapalı hacmi oluşturan ve silindirik bir yapıya sahip olan bir gövdeden oluşmaktadır. [4, 5]. Şekil 1'de Pars motorun yapısı görülmektedir.



Şekil 1. Pars motorun yapısı [4] (Structure of Pars Engine)

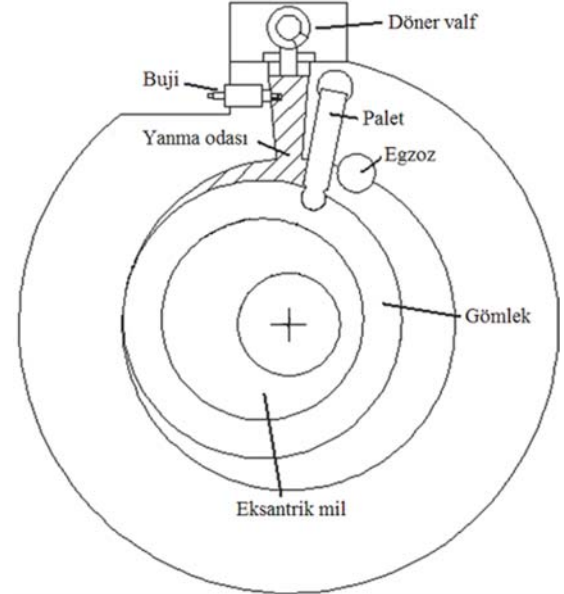
Pars motorda sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin farklı bölgelerde yapılmasından dolayı farklı sıkıştırma ve genişleme oranlarına imkân tanınmaktadır. Bu yönüyle Atkinson ve Miller çevrimlerinin avantajlarını da üzerinde taşımaktadır. Şekil 2'de Pars motorun P-V diyagramı görülmektedir.



Şekil 2. Pars motorun P-V diyagramı [4] (P-V diagram of Pars Engine)

Pars motorda kompresör tarafından sıkıştırılan havanın türbine gönderilmesi iki adet döner valf tarafından kontrol

edilmektedir. İlk döner valf kompresör tarafından sıkıştırılan havanın geri kaçmasını önlemektedir. İkinci döner valf ise hava-yakıt karışımının türbine alınmasını kontrol etmektedir. Yanma işlemi iki döner valf arasında bulunan yanma odasında gerçekleştirilebildiği gibi türbin içerisinde de gerçekleştirilebilmektedir. Emme ve egzoz zamanları, rotor hareketinin portları açması ve kapamasıyla gerçekleştiğinden bu işlemler için ayrıyeten valfe ihtiyaç duyulmamaktadır. Türbin ile kompresör arasında kontrol edilmesi gereken havanın yüksek basınçlı olması nedeniyle Pars motorda klasik supap mekanizması kullanılmamaktadır. Döner valfli sistemler, sızdırmazlığının supap mekanizması kadar iyi olmaması ve yatak aşınmalarının fazla olmasından dolayı günümüzde pistonlu motorlarda kullanım alanı bulamamıştır [6-8]. Ayrıca döner valfli sistemler, supap mekanizması kadar olamasa da güç çekmekte ve ekstra parçalar ile motoru karmaşık ve ağır hale getirmektedir. Şekil 3'te döner valfli Pars türbin görülmektedir.



Şekil 3. Döner valfli Pars motor türbininin parçaları [9] (Parts of the Pars Engine turbine with rotary valve)

Günümüz pistonlu motorlarında üretilen gücünün %10-15'lik bir kısmı motordaki iç sürtünmelerin üstesinden gelebilmek için harcanmaktadır. Bu sürtünme kayıplarının %45'i piston-silindir temasından, 30%'u yataklardan, %15'i supap mekanizmasından, geri kalan kısmı ise pompalama ve viskoz kayıplardan oluşmaktadır [10, 11]. Supap mekanizmasından kaynaklanan kayıpları azaltmak için çalışmalar halen devam etmektedir [12]. Bu çalışmada, iki türbinin birbirine seri olarak bağlanması ile elde edilen çift hazneli bir türbin tasarımı yapılarak Pars türbinin döner valf mekanizması ihtiyacı ortadan kaldırılmıştır. Yeni tasarlanan türbinde supap mekanizmasının çektiği gücün ortadan kalkmasıyla mekanik verimde artış hedeflenmiştir. Türbin tasarım parametreleri olarak eksantriklik oranı, genişleme oranı, hacim oranı, faz farkı açısı, giriş-çıkış port açıları

belirlenmiştir. Bu parametrelerin tasarıma olan etkisini belirlemek amacıyla dört farklı boyuttaki çift hazneli ve döner valfli türbin incelenmiştir.

### 1.1. Pars Motor Üzerinde Yapılan Çalışmalar (Studies on The Pars Engine)

Pars motorun türbin, kompresör ve yanma odası üzerinde geliştirme çalışmaları halen devam etmektedir. Ayrıca sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla palet mekanizması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Aran, tasarladığı Pars Motorun termodinamik ve yapısal hesaplamalarını yaparak, motorda oluşacak, sürtünme ve kaçak kayıplarını hesaplamış ve kayıpların motor performansı üzerine olan etkisini göstermiştir [4]. Eray, termal, tribolojik ve motor deneylerine göre en uygun palet malzemesinin seçimi için bir model oluşturulmuştur. Malzemelerin mekanik ve termal özelliklerine ve maliyetine göre Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> en uygun palet malzemesi olarak belirlenmiştir [5]. Okur ve Arabacı farklı palet kalınlıkları ve yanma odası tasarımları üzerine bir çalışma yapmıştır. Deneylerde palet kalınlığı yarıya indirildiğinde motor performansı yaklaşık %30 artmış ve palet ağırlığı %30-65 azaltıldığında motor performansı %5-7 arasında artmıştır [6]. Wankel motorlarında yanma odası yapısından kaynaklanan uzun alev mesafesinden dolayı çift bujiyle ateşleme sistemi kullanılmaktadır [7]. Okur ve arkadaşları, Pars motorun da benzer yapıda olmasından dolayı çift buji ile ateşleme sistemini Pars türbin üzerinde test etmişlerdir. Buji, döner valf sonrası ve türbin içi olmak üzere iki farklı konumda ayrı ayrı ve eş zamanlı olarak ateşlenmiş, bujilerin eş zamanlı ateşlenmesiyle daha iyi sonuçlar elde edilmiştir [8]. Okur ve Şahin, Pars türbinde basınçlı dolgunun türbin içerisine alınmasında hareketini türbin milinden alan döner valf ve elektromekanik valf uygulamalarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Elektromekanik valf sisteminde, supap mekanizmasının çektiği güç ve döner valfteki gibi dolgu kaçakları olmadığından %59 a varan güç artışı elde etmişlerdir [9]. Okur ve Akmandor, Pars motorun kompresör bölümü için yaylı ve menteşeli palet üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Menteşeli palet tasarımı 11 bar'a kadar basınçta 90 lt/min debi sağlayabilirken yaylı palet 9 bar basınçta 10 lt/min debi oluşturabilmiştir [13]. Akmandor, geliştirici veya kompresör mekanizması için menteşeli hilal palet tasarımı yapmıştır. Hilal şeklindeki tasarlanmış palet bir ucundan rotora diğer ucundan gövdeye menteşeli bağlanmıştır. Bu sayede normalde palet yüzeyi ile yuvası arasında meydana gelen doğrusal sürtünme kuvvetleri palet mili vasıtasıyla minimize edilmiştir [14]. Seymen, dört farklı hilal palet mekanizmasının türbin gücüne etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Sürtünme kayıpları ve basınç kaçakları nedeniyle ortaya çıkan performans farklarına göre destekli hilal paletten en iyi sonuçlar elde edilmiştir [15].

### 1.2. Pars Motorun Mekanizmasıyla Benzerlik Gösteren Genleştirici ve Kompresörler Üzerine Yapılan Çalışmalar (Studies on Expanders and Compressors Which are Similar to Mechanism of The Pars Engine)

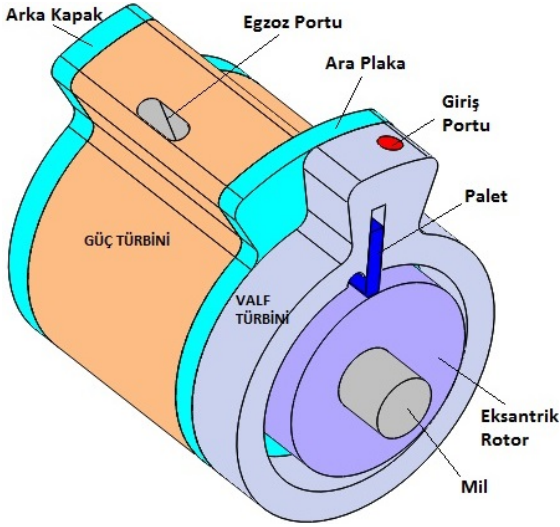
Subiantoro ve Ooi, RV-0 olarak adlandırılan döner paletli genleştirici tasarımı üzerinde yaptıkları deneylerde toplam iç

kaçığın giriş basıncına bağlı olarak %67-93 oranında radyal boşluktan kaynaklandığı belirlenmiştir. Palet yan yüzeyindeki kaçığın ise toplam iç kaçığın %20 si kadar olduğu ve bu oranın basınç arttıkça düştüğü belirtilmiştir. Toplam volumetrik verim ise %19-77 arasında değişim göstermiştir [16]. Subiantoro, Yap ve Ooi RV-0 genleştiricinin geliştirilmiş versiyonu olan paletin rotora rijit olarak bağlandığı ve paletin yataklanmasının silindir üzerinden yapıldığı RV-I genleştirici prototipini test etmişlerdir. Üretilen prototip, 5 bar basınçta ve 600 1/min'e kadar test edilmiş, izentropik verim 3 bar da %32 olarak elde edilmiştir [17]. Ayrıca Subiantoro ve Ooi RV döner paletli genleştiricinin iki farklı tasarımının dört varyasyonunu teorik olarak analiz etmişlerdir. Paletin rotora sabitlenerek rotorun tahrik eden eleman olarak çalıştığı RV-I tasarımdan ortalama %10 daha yüksek toplam verim ile paletin silindire sabit olarak bağlandığı ve silindirin hareket veren eleman olarak kullanıldığı RV-II tasarım ön plana çıkmıştır [18]. Subiantoro ve Ooi, silindiri ve rotoru birlikte hareket eden RV kompresörde yan yüzeylerdeki akışkan davranışını kapalı form çözümleriyle analitik olarak incelemişlerdir. RV mekanizmada yan yüzey kayıplarının boyuttan bağımsız olarak rotor ile silindir arasındaki hızdan ve eksantriklikten etkilendiğini bulmuşlardır. Yapılan çalışma sabit gövdeli mekanizma ile karşılaştırıldığında yan yüzey kayıplarının %50 daha düşük olduğunu göstermiştir [19]. Yang ve arkadaşları, çift silindirli döner pistonlu tek paletli kompresör performansının iyileştirilmesi için boyut parametreleri üzerinde sayısal bir çalışma yapmışlardır. Her bir parametrenin kompresör performansına bağlı olarak boyut optimizasyonu sağlanmıştır. Kompresör performansında en etkili kısımların maksimum valf kalkma mesafesi ile emme kanalı çapının olduğu bulunmuştur. Çıkan sonuçlara göre boyutlar yeniden uyarlandığında verim ilk duruma göre %2,6'ya kadar artırılabilmiştir [20]. Zhang ve arkadaşları, tek paletli döner pistonlu kompresörün eksantrik muylusunun dinamik davranışlarını analiz etmek için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Tahrik mili bükülme deformasyonunun titreşim faktöründen daha önemli bir faktör olduğu bulunduğu sistem için rotor dinamik balansının %80'de optimum değere ulaştığını değerlendirmişlerdir [21]. Hu ve arkadaşları, döner paletli kompresörün farklı bölgelerindeki sürtünme kayıplarını teorik olarak analiz etmişler, sonuçları sabit gövdeli kompresör ile kıyaslamışlardır. RV kompresörde sürtünme kayıpları sabit gövdeli kompresörden daha az çıkmıştır. 1000 1/min'de döner paletli kompresörün toplam sürtünme kayıpları sabit gövdeli kompresörün %35'i iken devir 3000 1/min'e ulaştığında bu oran %68'e çıkmıştır [22]. Tan ve Ooi, döner paletli RV kompresörde palet üzerindeki basınç farkından oluşan palet sürtünmesini azaltmak amacıyla rotor üzerinde hareketli kanal içine yataklarıdırılmış palet mekanizmasını test etmişlerdir. İmalatı yapılan kompresör 2,4 basınç oranında 2350-3800 1/min arasında hava ile başarıyla çalıştırılmış ve tasarımın buhar sıkıştırma çevrimleri için uygun olduğu değerlendirilmiştir [23].

## 2. TEORİK METOT (TEORICAL METHOD)

Bu çalışmada yapılan yeni tasarım ile Pars motorun türbininde döner valf kaldırılıp yerine hem supap vazifesi

gören, hem güç üreten bir valf türbini eklenmiştir. Eklenen valf türbini döner valf mekanizmasından daha karmaşık olmasına rağmen döner valf mekanizmasının çektiği güç ortadan kalkacağı için Döner Valfli Türbinden (DVT) daha yüksek güç elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu yeni tasarım Çift Hazneli Pars Türbin (ÇHT) olarak isimlendirilmiştir. Bu tasarımda Valf Türbini (VT) çıkış kanalı ve Güç Türbini (GT) giriş kanalı birbirine ara plaka üzerindeki kanal vasıtasıyla bağlanarak türbinlerde direk akış durumu engellenebilmektedir. Şekil 4'te çift hazneli türbin görülmektedir.

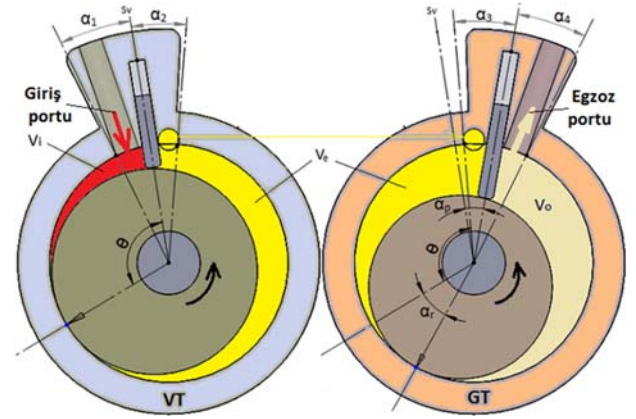


**Şekil 4.** Çift Hazneli Türbininin yapısı  
(Structure of the two stage turbine)

Türbinde türbin rotorunun giriş ve çıkış portları arasındaki bölgede bulunduğu durum direk akış konumu olarak adlandırılmıştır. Direk akış konumu; VT için  $\alpha_1 + \alpha_2$  açısı kadar, GT için ise  $\alpha_3 + \alpha_4$  açısı kadardır. ÇHT; VT rotorunun giriş portu tarafında devamlı basınçlı hacim ( $V_i$ ), VT rotoru ile GT rotoru arasında bulunan ara kanal ile birbirine bağlanan genişleme hacmi ( $V_e$ ) ve GT rotorunun egzoz portu tarafında kalan devamlı egzoz hacmi ( $V_o$ ) olmak üzere üç hacimden oluşmaktadır. Türbin rotorlarının hareketi ve giriş-egzoz portlarının konumları ile bu hacimlerde giriş, genişleme ve egzoz zamanları oluşturmaktadır. Şekil 5'de Çift Hazneli Türbinde açılar ve hacimler görülmektedir.

Türbinde rotorun silindire teğet temas noktasının paletle olan açısı Rotor Açısı ( $\theta$ ) olarak tanımlanmaktadır. VT ve GT rotorlarının birbirlerine göre konumu Faz Farkı Açısı (FFA) olarak tanımlanmıştır. VT ve GT rotoru aynı mil üzerinden rijit bağlı olduğundan FFA değiştirilmek istendiğinde rotorlar arası açının ( $\alpha_r$ ) veya paletler arası açının ( $\alpha_p$ ) değiştirilmesi gerekmektedir. İki palet arasında bulunan ara kanalın boyutları paletler arası açıyı ( $\alpha_p$ ) belirlemektedir. Ara kanal çapı büyüdükçe  $\alpha_p$  açısı da büyümektedir. Türbinde, rotorun teğet temas noktasının paletle temas ettiği ve paletin tamamen silindire gömülü olduğu konum başlangıç açısı ( $\theta=0^\circ$ ) olarak tanımlanmaktadır. GT rotor açısı ÇHT'nin rotor açısı olarak belirlenmiştir. Her iki türbinin rotoru da

kendi sıfır rotor açısında iken FFA, paletler arası açı kadar olmaktadır. FFA ve Hacim Oranı (HO) yeni tasarlanan türbin mekanizmasının çalışmasını mümkün kılan ana parametrelerdir. Eğer VT ve GT rotorları aynı eksende olursa türbinlerin direk akış bölgeleri çakıştığından kapalı hacim elde edilememekte ve mekanizma çalışmamaktadır. HO ise GT Hacminin VT Hacmine oranıdır ve bu oranın 1'den büyük olması gerekmektedir. Eğer türbinlerin hacimleri birbirine eşit olursa Genleşme Oranı (GO) 1 olmakta yani genişleme oluşmamaktadır. HO 1'in altına düştüğünde ise mekanizma kompresör olarak davranmakta ve sıkıştırma işi yapmaktadır.



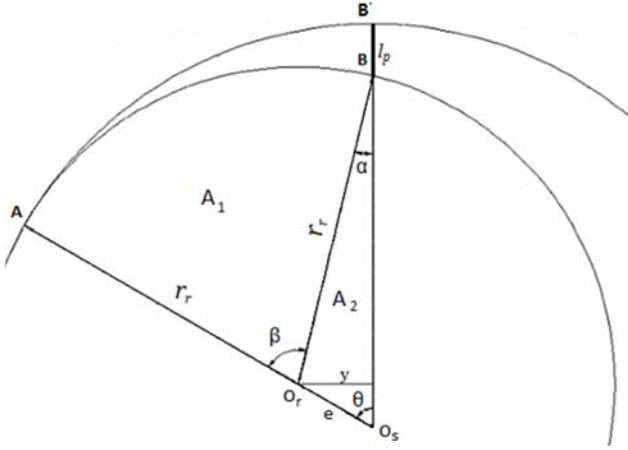
**Şekil 5.** Çift Hazneli Türbinde açılar ve hacimler  
(Volumes and angles of two stage turbine)

ÇHT mekanizmasının çalışması için GT rotorunun VT rotorundan önde hareket etmesi gerekmektedir. VT rotoru direk akış bölgesinde iken ise giriş portundan gelen yüksek basınçlı akışkan ara kanaldan geçerek GT rotoru tarafından oluşturulan hacme dolmaktadır ve bu durum ÇHT'de giriş zamanı olarak adlandırılmaktadır. Genleşme hacmi ( $V_e$ ),  $V_i$  hacmi ile birleştiğinde giriş zamanı oluşmaktadır. Giriş zamanı VT direk akış açısının büyüklüğüyle ayarlanmaktadır. Giriş zamanı süresi VT'nin giriş port açısı ile çıkış ara kanal açısının toplamı ( $\alpha_1 + \alpha_2$ ) kadardır. VT rotoru  $\alpha_1$  açısını geçip giriş portunu kapattığında VT ve GT rotorları arasında genişleme hacmi oluşmakta ve genişleme zamanı GT rotoru  $\alpha_4$  açısında egzoz portunu açana kadar devam etmektedir. İş zamanının sonunda GT rotorunun egzoz portunu açmasıyla genişleme hacmi ile egzoz portu birleşmekte ve egzoz zamanı başlamaktadır. Egzoz zamanı GT rotoru ara kanal girişini kapatana kadar ( $\alpha_3 + \alpha_4$ ) devam etmektedir. GT rotorunun egzoz portuna bakan tarafı sürekli egzoz zamanında olup sadece VT ile GT arasında kalan genişleme hacmi GT rotoru direk akış konumundayken egzoz yapmaktadır.

### 2.1. Türbin Silindir Hacmi Hesabı (Calculation of Turbine Volume)

Pars türbinin yapısı iç içe geçmiş iki silindir şeklindedir. Türbinde rotor, gövdenin içinde çalıştığı için toplam türbin

hacmi, silindir hacminden rotor hacminin çıkarılmasıyla bulunabilmektedir. Türbin hacmini rotor açısının bir fonksiyonu olarak belirlemek için türbin rotorunun yüzey alanı Şekil 6'daki gibi parçalara bölünerek bulunabilmektedir. Eş.1 yardımıyla toplam türbin hacmi, Eş.12 yardımıyla rotor açısına göre türbin hacmi hesaplanabilmektedir. ÇHT genleşme oranı ise Eş.14 yardımıyla bulunabilmektedir



Şekil 6. Türbin hacim hesabı için gerekli ölçüler (Dimensions for turbine volume calculation)

$$V = \pi(r_s^2 - r_r^2)h \quad (1)$$

$$e = r_s - r_r \quad (2)$$

$$\varepsilon = e/r_r \quad (3)$$

$$r_r \sin \alpha = e \sin \theta \quad (4)$$

$$\alpha = \sin^{-1}(\varepsilon \sin \theta) \quad (5)$$

$$0 \leq \theta < 180 \Rightarrow \beta = \alpha + \theta \quad (6)$$

$$180 \leq \theta < 360 \Rightarrow \beta = 2\pi - \theta - \alpha \quad (7)$$

$$A_t = \pi r_s^2 \theta \quad (8)$$

$$A_1 = \pi r_r^2 \beta \quad (9)$$

$$A_2 = r_r e \sin(\pi - \beta) 2^{-1} \quad (10)$$

$$V_\theta = (A_t - A_1 - A_2)h \quad (11)$$

$$Ve_\theta = Vg(\theta) + Vv_{(\theta-\alpha_f)} \quad (12)$$

$$\alpha_f = \alpha_p + \alpha_r \quad (13)$$

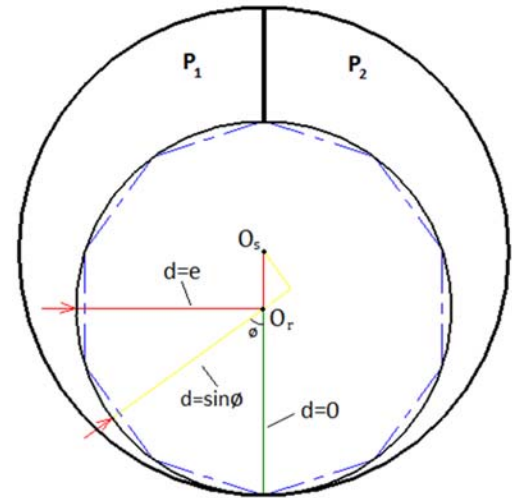
$$GO = \frac{Ve_{(\alpha_1)}}{Ve_{(360-\alpha_4)}} \quad (14)$$

Pistonlu motorlardaki sıkıştırma oranına benzer şekilde türbinde GO önemli bir tasarım parametresidir. Döner valfli

türbinde GO; döner valfin kapandığı andaki hacim ile egzoz portunun açıldığı andaki hacimlerin oranıdır. ÇHT'de GO ise VT rotorunun giriş portunu kapattığı andaki valf ve güç türbinleri arasındaki hacmin, GT rotorunun egzoz portunu açtığı andaki hacmine oranıdır. GO'nun yüksek olması durumunda gazlar sahip olduğu enerjiyle birlikte egzozdan atılmaktadır. GO'nun düşük olması durumunda ise gaz basıncı, iş zamanı sonlanmadan egzoz basıncının altında kalmakta ve türbinde negatif moment oluşmaktadır. Bu yüzden GO'nun giriş ve çıkış basıncına göre ayarlanması gerekmektedir.

## 2.2. Türbin Momenti Hesabı (Calculation of Turbine Torque)

Rotora etki eden kuvvet, gaz basıncının rotor yüzeyine etki etmesiyle yayılı yük olarak oluşmaktadır. Türbinde oluşan moment, rotor merkezine etki eden kuvvetin, türbin silindirik merkezine olan dik uzaklığıyla çarpılarak bulunabilir. Ancak rotora etki eden kuvvet vektörleri rotor merkezinden geçtiği halde yönleri farklıdır. Bu yüzden tek yönde bileşke kuvvet oluşmamaktadır (Şekil 7). Silindirik rotor yüzeyi küçük düz parçalara bölünüp, bu küçük parçalarda oluşan kuvvet aynı yönlü kabul edilirse, her bir bu kuvvetlere göre kuvvet kolu hesaplanıp bileşke moment hesaplanabilmektedir rotor yüzeyinde oluşan kuvvetlerin kuvvet eksantrik (e) uzunluğu ve  $\theta$  açısı yardımıyla hesaplanarak kuvvet kolu (d) bulunabilmektedir. Belirli bir  $\theta$  açısında basınç sabit kabul edildiği için rotor yüzeyinin tamamında gaz kuvveti sabit olmaktadır. Rotor yüzeyinde her bir  $\theta$  açısı için  $\beta$  açısına kadar  $\theta$  açılı yüzey alanı oluşmakta, dolayısıyla  $0$ 'dan  $\beta$  açısına kadar sınırlı integral alınarak toplam kuvvet kolu bulunabilmektedir. Eş. 19 ve Eş. 20 yardımıyla VT ve GT momentleri rotor açısına bağlı olarak hesaplanabilir. Eş. 21 yardımıyla da GT için ortalama moment değerleri hesaplanabilmektedir. Şekil 7'de  $\theta=180^\circ$ ,  $\beta=180^\circ$  durumunda rotor yüzeyinin 5 parçaya bölünmesiyle oluşan kuvvet ve kuvvet kolları görülmektedir.



Şekil 7. Rotor momentini (Rotor torque)

$$M = F d \quad (15)$$

$$F = P A \quad (16)$$

$$F_b = P \pi r_r h 180^{-1} \quad (17)$$

$$d = e \int_0^\beta \sin \varnothing \quad (18)$$

$$Mv_\theta = (P_i - Pe_\theta)(\theta - \alpha_f) \pi r_r h e 180^{-1} \int_0^{\beta_{\theta-\alpha_f}} \sin \varnothing \quad (19)$$

$$Mg_\theta = (Pe_\theta - P_o) \theta \pi r_r h e 180^{-1} \int_0^\beta \sin \varnothing \quad (20)$$

$$Mg_{ort} = \sum_0^{360} Mg_\theta 360^{-1} \quad (21)$$

Pars türbinde rotor yüzeyine uygulanan gaz basıncı döndürme momentini oluştururken palet de aynı gaz basıncına maruz kalmaktadır. Bu gaz basıncının oluşturduğu kuvvet palette bükülme gerilmesi oluşturmaktadır ve ayrıca sürtünme kayıplarına neden olmaktadır. Palet sürtünme kayıplarını belirlemek amacıyla paletin maruz kaldığı gaz kuvvetleri hesaplanarak paletin B' noktasında oluşturduğu bükülme momenti Eş. 24'te hesaplanmış ve bu moment Palet Momenti olarak tanımlanmıştır.

$$l_p = r_s - e \cos \theta - r_r \cos \alpha \quad (22)$$

$$F_p = (P_1 - P_2) l_p h \quad (23)$$

$$M_p = (P_1 - P_2) l_p^2 h 2^{-1} \quad (24)$$

$$Mp_{ort} = \sum_0^{360} M_p 360^{-1} \quad (25)$$

### 2.3. Çift Hazneli Türbinde Faz Farkı Açısı (Phase difference angle on two stage Pars Turbine)

ÇHT'in boyutlandırılmasında önemli parametrelerden biri de Faz Farkı Açısıdır. VT ile GT rotorları arasındaki bu açı, minimum  $\alpha_p$  açısı kadar olmakta ve giriş, geçiş ve çıkış kanallarının boyutlarına göre değişmektedir. FFA ile türbin portlarının açısının birlikte ayarlanması gerekmektedir. Aksi takdirde VT ve GT direk akış bölgeleri çakışmakta ve direk kaçak oluşmaktadır. Tablo 1 Tablo 'de hesaplamalarda kullanılmak üzere belirlenen 30, 60, 90 FFA'nı sağlayan türbin giriş-çıkış açıları görülmektedir.

**Tablo 1.** ÇHT'lerde FFA'na göre giriş ve çıkış kanal açıları  
(Input and output port angles on different phase difference angles)

	FFA:30	FFA:60	FFA:90
VT giriş kapanma açısı ( $\alpha_1$ )	20	20	20
VT çıkış açılma açısı ( $\alpha_2$ )	15	30	30
GT giriş kapanma açısı ( $\alpha_3$ )	15	30	30
GT çıkış açılma açısı ( $\alpha_4$ )	20	20	20

Türbinde  $\alpha_1$  ve  $\alpha_4$  açıları giriş ve çıkış kanallarının boyutlarıyla birlikte değişmektedir. Bu açıları büyüdükçe GO düşmektedir. FFA'sı arttırılmak istendiğinde  $\alpha_2$  ve  $\alpha_3$  açılarının büyümesi gerekmekte, aksi takdirde genişleme hacminde vakum oluşmaktadır. Bu durumdan kaçınmak için ara kanal boyutları büyütülmesi gerekmektedir. Ara kanal

boyutlarının büyütülmesi de paletler arası açığı büyüttüğünden türbin boyutu büyümektedir. Türbin boyutunu büyütmeyle genişleme hacminde vakum oluşumuna izin verilmesi durumunda türbin performansının nasıl etkileneceğini gözlemek için 90° FFA'da vakumun oluşumuna izin verilmiştir.

### 2.4. Türbin Boyutlarının Belirlenmesi (Determination of Turbine Dimensions)

ÇHT'de valf ve güç türbinlerinin hacimleri birbirine oranlanmış ve Hacim Oranı tasarım parametresi olarak tanımlanmıştır. Hesaplamalarda kullanılmak üzere farklı ölçülerde dörder adet birbirine eşit 75 cm<sup>3</sup> silindir hacmine sahip DVT ve ÇHT'ler belirlenmiştir. Pistonlu motorlardaki strok/çap oranına benzer şekilde paletli türbinlerde derinlik/çap oranı ( $h/D_s$ ) bulunmaktadır. Derinlik/çap oranı küçüldükçe türbin diske benzemektedir, büyüdükçe ise türbin mil ekseninde uzamaktadır. Hesaplamalarda kullanılan ÇHT ölçüleri Tablo 2'de DVT ölçüleri ise Tablo 3'de görülmektedir.

**Tablo 2.** Hesaplamalarda kullanılan çift hazneli türbinlerin boyutları  
(Two stage turbine dimensions for calculations)

	ÇHT1		ÇHT2		ÇHT3		ÇHT4	
	VT	GT	VT	GT	VT	GT	VT	GT
HO	3		5		7		10	
V (cm <sup>3</sup> )	18,8	56,3	12,5	62,5	9,4	65,6	6,8	68,2
$\varepsilon$	0,20	0,30	0,17	0,30	0,13	0,30	0,10	0,30
$h/D_s$	0,4	0,8	0,3	0,9	0,3	0,9	0,2	1,0
$r_s$ (mm)	30	30	30	30	30	30	30	30
$r_r$ (mm)	25	23,1	25,6	23,1	25,5	23,1	27,2	23,1
h (mm)	21,7	48,7	16,4	54,1	15,3	56,8	13,9	59,1

Tablo 3'de hesaplamalar için belirlenmiş ÇHT ile eşit hacme sahip DVT'lerin boyutları Şekil 8'de de türbin boyutları için gerekli ana ölçüler görülmektedir.

**Tablo 3.** Hesaplamalarda kullanılan döner valfli türbinlerin boyutları  
(Rotary valve turbine dimensions for calculations)

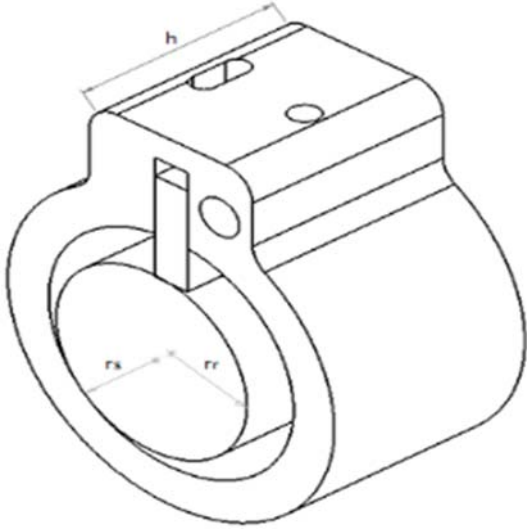
	DVT1	DVT2	DVT3	DVT4
V (cm <sup>3</sup> )	75	75	75	75
$\varepsilon$	0,10	0,30	0,50	0,90
$h/D_s$	2,55	1,08	0,80	0,61
$r_s$ (mm)	60	60	60	60
$r_r$ (mm)	54,5	46,1	40	31,6
h (mm)	152,8	65	47,7	36,7

## 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

### 3.1. ÇHT'de Genleşme Oranı (Expansion Ratio of Two Stage Turbine)

Bu bölümde ÇHT'de dört farklı HO'nına (3,5,7,10) göre FFA larının (30, 60, 90) değişimi ile genişleme oranına etkileri incelenmiştir. Öncelikle tüm FFA larında VT giriş

kapanma açısı ( $\alpha_1$ ) ve GT çıkış açılma açısı ( $\alpha_4$ )  $20^\circ$  olarak belirlenmiş olup, Hacim-Genleşme Oranı grafikleri çizilmiştir. Şekil 9 incelendiğinde tüm FFA'ları için HO'nun artması ile GO'nun arttığı görülmektedir. Tablo 1'de verilen VT giriş kapanma açısı ( $\alpha_1$ ) ve GT çıkış açılma açısı ( $\alpha_4$ )  $20^\circ$ 'den  $30^\circ$ 'ye arttırıldığında (FFA:30\*- FFA:60\*- FFA:90\*), GO'larında tüm FFA ları için yaklaşık % 10 lara kadar düşüşler görülmektedir. Sonuç olarak ÇHT'de GO'nı arttırmak için  $\alpha_1$  ve  $\alpha_4$  açısı ile FFA'nın küçültülmesi HO'nın ise arttırılması gerekmektedir. FFA'nın GO üzerindeki etkisinin HO'nın GO'na olan etkisinden daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 8. Döner valfli türbin boyutları  
(Dimensions of rotary valve turbine)

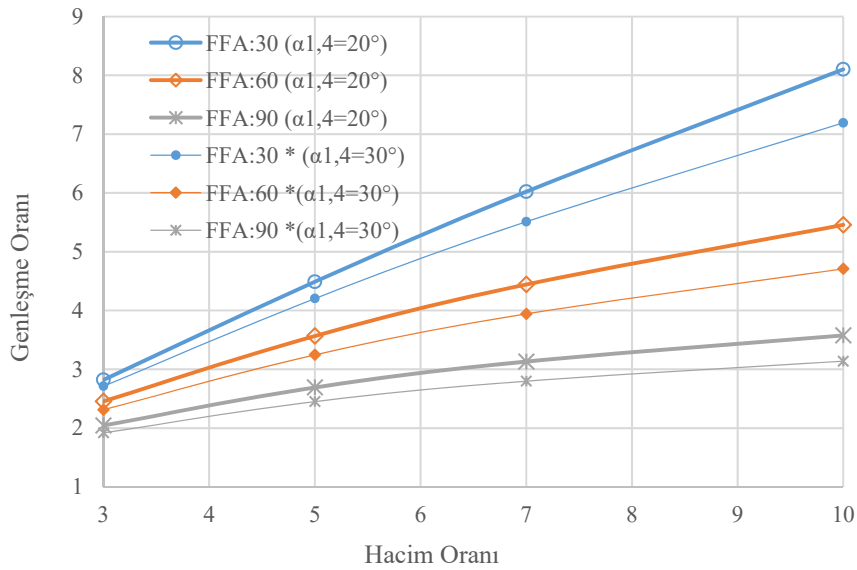
ÇHT'de HO arttıkça boyutlardan dolayı imalat ve montaj zorlaşmaktadır. Bu yüzden küçük türbin hacmine sahip

ÇHT'lerde  $8^\circ$ 'in üzerinde genleşme oranlarına ulaşmanın zor olacağı değerlendirilmiştir. ÇHT3 türbin bilgisayarda modellenmiş, giriş-egzoz portları ve ara kanal boyutuna göre giriş-çıkış açıları hesaplanmıştır. 6 mm çapında port ve ara kanal boyutlarına sahip ÇHT3'de imalata uygun en küçük açılar  $\alpha_1$  ve  $\alpha_4$  için  $17^\circ$  ve  $\alpha_p$  için  $22^\circ$  olarak bulunmuştur. Bu açılarda mümkün olan en küçük FFA ise  $35^\circ$  olarak hesaplanmıştır.

### 3.2. Döner Valfli Türbin Momenti (Rotary Valve Turbine Torque)

Pars türbinde birincil tasarım parametresi olan Eksantriklik Oranının (EO) türbin momentine etkisini incelemek amacıyla özellikleri Tablo 2'de verilmiş olan toplam türbin hacmi ve silindir çapı birbirine eşit, EO farklı DVT'lerin rotor açısına göre sabit giriş basıncında (10 bar) ürettikleri momentler hesaplanmıştır. Hesaplama sonuçlarına göre DVT'lerin ortalama çevrim momentini, sabit basınçta birbirine eşit olarak 11,9 Nm bulunmuştur. EO arttıkça maksimum anlık moment azalmakla birlikte moment üretimi geniş bir rotor açısına yayılmaktadır. Eksantriklik oranının azalması ise anlık maksimum momentin  $180^\circ$  rotor açısında toplanmasıyla sonuçlanmaktadır (Şekil 10).

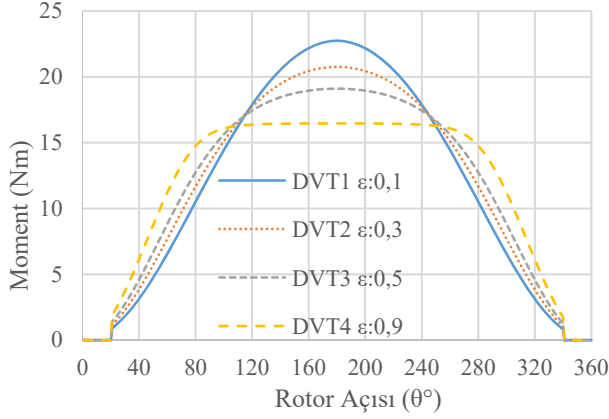
DVT'de giriş zamanı rotorun giriş portunu kapatmasının ardından döner valfin açılmasıyla başlamakta, ( $20^\circ$ ) ardından istenilen açıda döner valfin kapanmasıyla sona ermekte ve akabinde iş zamanı başlamaktadır. Döner valfin kapanma açısının istenilen GO'na göre belirlenmesi gerekmektedir. Okur ve Şahin tarafından yapılan döner valf çalışmasında kullanılan döner valf açılmasına uygun olarak  $90^\circ$  giriş zamanına sahip DVT için moment hesaplamaları yapılmıştır [8]. Şekil 11'de döner valfin  $20^\circ$  rotor açısında açılarak  $110^\circ$  rotor açısına kadar giriş zamanının sürdüğü ve  $340^\circ$  rotor açısına kadar adyabatik genleşme yapıldığında elde edilen moment görülmektedir. EO arttıkça ortalama çevrim



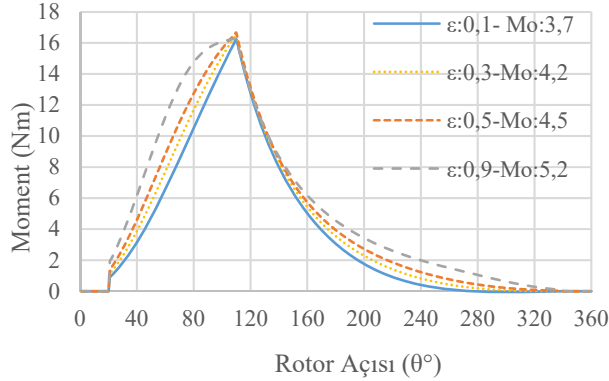
Şekil 9. ÇHT'lerde Hacim oranlarına göre genleşme oranları (Volume ratio - expansion ratio at different input-output angels)



momenti artmış ve en yüksek ortalama moment EO 0,9 olan türbinden elde edilmiştir. Bunun sebebi EO arttıkça rotor başlangıç ve bitiş açılarında rotor açısına bağımlı hacim değişiminin fazla olmasıdır. Hacim değişiminin fazla olması düşük bir GO elde edilmesini sağlamış ve çevrim başlangıcındaki dolgu miktarının artmasına sebep olmuştur.



**Şekil 10.** Sabit basınçta farklı EO'da rotor açısına göre moment grafiği  
(rotor angle – torque curve on different eccentric ratios and constant input pressure )



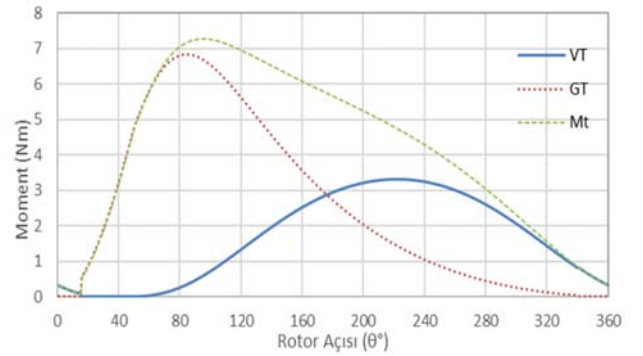
**Şekil 11.** DVT'nin farklı eksantrik oranlarına göre adyabatik genişlemedeki moment grafiği  
(Torque curve of rotary valve turbine on different eccentric ratios at adiabatic expansion cycle)

Döner valfli türbin moment hesaplamaları için Şekil 10 ve Şekil 11 karşılaştırıldığında Şekil 10'da türbin girişinde giriş basıncı (10 bar) sabit tutularak genişleme olmaksızın farklı eksantrik oranlarının türbin momentine etkileri incelenmiştir. Şekil 11 de ise türbin girişindeki döner valf 20° rotor açısında açılıp, 90° rotor açısı kadar açık kaldıktan sonra 110° rotor açısından sonra genişleme işlemi başlamış olup dört farklı (0,1-0,3-0,5-0,9) eksantrik oranlarının türbin momentine etkileri incelenmiştir.

### 3.3. ÇHT'de VT ve GT Momenti (Valve and Power Turbine Torque of Different Volume Ratios)

DVT'de rotorun bir yüzeyine yüksek basınçlı gaz etki ederken diğer yüzeyi egzoz basıncına maruz kalmaktadır.

ÇHT'de ise durum biraz farklıdır. ÇHT'de VT rotorun bir tarafı sabit giriş basıncına ( $P_i$ ) maruz kalırken diğer yüzü genişleme hacmindeki basınca maruz kalmaktadır ( $P_e$ ) egzoz basıncına maruz kalması gereken yüzeyi genişleme hacmindeki basınca maruz kalmaktadır. VT'de  $P_i$  basıncı devamlı giriş basıncına eşit olmasından dolayı VT moment grafiği Şekil 10'daki sabit basınç moment grafiğine benzetilmektedir. Genleşme hacmindeki basınç düşmeden rotor yüzeyleri arasında basınç farkı oluşmadığından VT'de moment üretimi olmamaktadır. Bu yüzden VT'de moment üretimi ileri rotor açılara kaymaktadır. VT hacmi GT'ne oranla daha küçük olduğu için VT'de daha az moment üretilmektedir. GT momentini ise Şekil 11'deki adyabatik genişleme moment grafiğine benzetilmektedir. Şekil 12'de FFA 30 olan ÇHT2 türbinin moment grafiği görülmektedir.



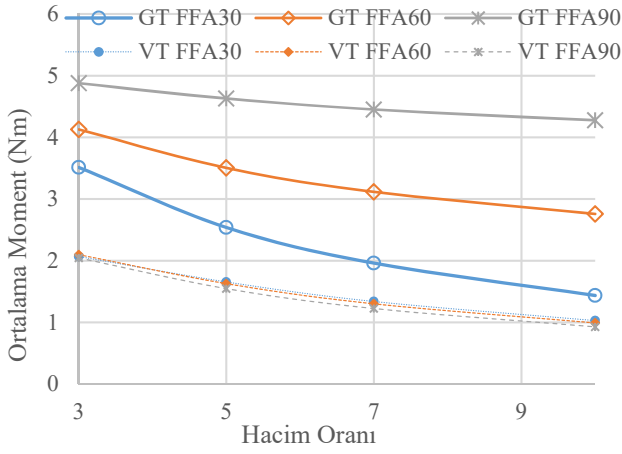
**Şekil 12.** VT ve GT için momentler (Torque of Valve and Power turbine)

ÇHT tasarımında VT'nin supap fonksiyonunun yanında güç üretimine katkıda bulunması da amaçlanmıştır. Şekil 13'te GT'de üretilen ortalama moment ve VT'de üretilen ortalama momentin HO ve FFA ile değişimi görülmektedir. ÇHT'de HO arttıkça GT silindir hacmi artmasına rağmen GO azaldığından GT'de üretilen moment azalmaktadır. FFA arttıkça genişleme hacmi ortalama basıncı yükseldiğinden VT'de üretilen moment küçük bir miktar düşmekte ancak fazla etkilenmemektedir. Ancak FFA artışı GT momentini büyük oranda arttırmaktadır VT momentini FFA'ndan fazla etkilenmezken HO'ndan daha fazla etkilenmektedir. HO 3'ten 10'a çıktığında VT momentini yaklaşık olarak 2 Nm den 1 Nm'ye düşmektedir. VT'de moment HO 10'da FFA 30'dan 90'a çıktığında 0,10 Nm azalırken HO 3 de 0,02 Nm azalmaktadır. Elde edilen veriler VT'de güç üretme hedefinin gerçekleşeceğini göstermektedir.

### 3.4. ÇHT ve DVT Karşılaştırılması (Comparison of Two Stage and Rotary Valve Turbines)

Okur ve Şahin tarafından yapılmış olan çalışmaya benzer şekilde belirlenen olan döner valf açılma-kapanma açılarındaki eşit olan DVT'de genişleme hacmi (13,79 cc) ile 30° FFA'da ÇHT2 türbininin genişleme hacmi (13,96 cc) karşılaştırılmıştır. DVT'de maksimum moment 110°'de 16,5 Nm elde edilirken ÇHT2'de 90°'de 7,3 Nm elde edilmiştir. ÇHT'de DVT'e göre daha düzgün bir tork üretimi olmaktadır bu durum türbin titreşimlerinde azalma

sağlayacaktır. Türbinlerde ortalama çevrim momentleri ise birbirine eşit olarak elde edilmektedir. Teorik moment değerleri iki türbinde de (4,1 Nm) aynı olmasına rağmen pratikte döner valfte bulunan valf zamanlama dişlisinin çektiği güç, basınç kaçaqları, döner valf yatak yükleri ve sürtünmeleri gibi olumsuzluklar ÇHT’de ortadan kalkmaktadır. Ayrıca türbinlerin içeriye alınan dolgu açıları karşılaştırıldığında DVT’de 90° ve ÇHT’de 35° olduğu görülmektedir. Eğer ÇHT’de giriş açıları DVT ile eşit olacak şekilde 90°’ye çıkartılırsa (ÇHT2\*) genişleme hacmi 22 cc’ye ve ortalama türbin momentini 6,1 Nm’ye %47 artmaktadır. Şekil 14’de üç farklı durum için rotor açılarına göre moment diyagramı görülmektedir. VT ve GT türbinlerinde farklı rotor açıları olduğundan ÇHT’de genişleme hızı DVT’e göre daha yavaş olmaktadır.



Şekil 13. ÇHT’lerde VT ve GT’de HO’na göre ortalama çevrim momentleri  
(Valve and power turbine mean torque on different volume ratios)

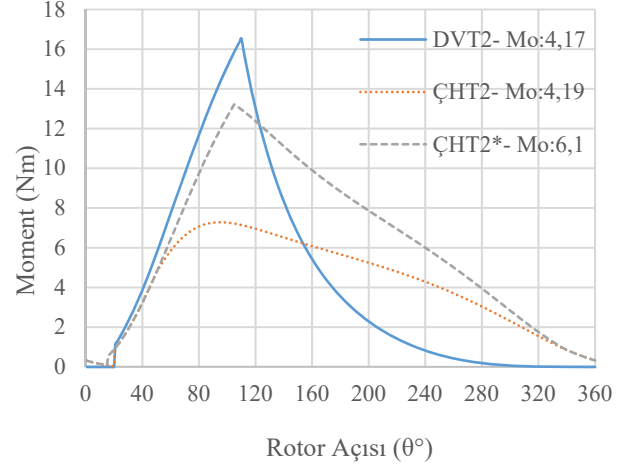
### 3.5. Paletlerde Gaz Kuvvetlerinden Kaynaklanan Momentler (Moments Due to Gas Forces on Vanes)

Şekil 15’de moment grafiği verilmiş olan DVT’lerin rotor açısına göre paletlerinde oluşan momentler Şekil 15’te görülmektedir. Sabit basınçta ortalama türbin momentini EO’na göre değişmezken paletlerde oluşan momentler büyük oranda değişmektedir. EO’nı 0,1’den 0,9’a çıktığında paletlerde oluşan momentler yaklaşık 10 kata kadar artmaktadır.

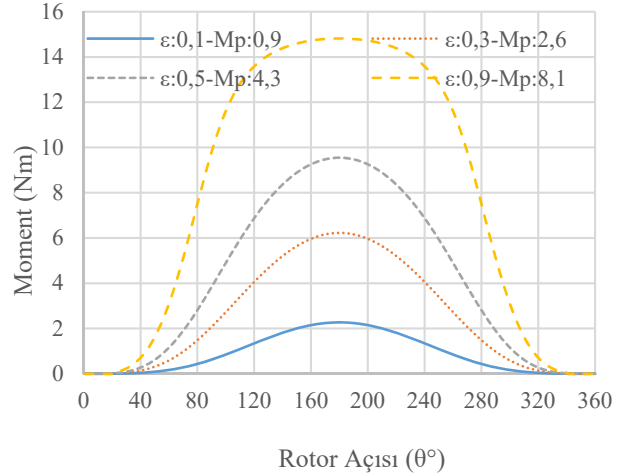
DVT adyabatik genişleme durumunda eşit genişleme oranı ve farklı EO’da eşit çevrim ortalama türbin momentini üretirken ortalama palet momentleri Şekil 16’da görüldüğü gibi eksantrik oranıyla birlikte büyük oranda artmaktadır. EO 0,2’den 0,4’e çıktığında palet momentini 0,68 Nm’den 1,34 Nm’ye yaklaşık iki kat artmaktadır.

Şekil 17’de 30° FFA’da ÇHT2 türbinin paletlerinde oluşan momentler görülmektedir. Ortalama VT palet momentini 0,2’Nm, GT palet momentini 0,6 Nm olarak bulunmuş ve rotor

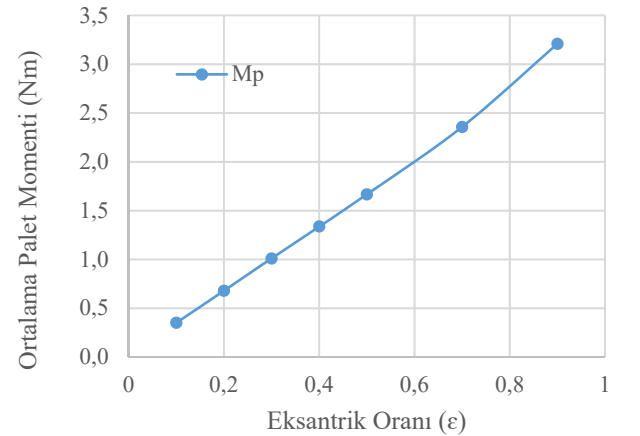
açısına göre anlık palet moment değişimi Şekil 12’deki türbin momentindeki değişimle paralel olduğu görülmüştür.



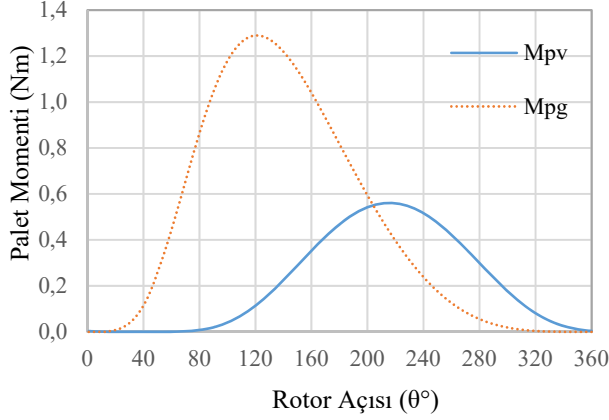
Şekil 14. ÇHT ve DVT’de rotor açısına göre moment grafiği  
(Two stage turbine and rotary valve turbine torque – rotor angle curve)



Şekil 15. DVT’de EO göre sabit basınçta paletlerde oluşan moment  
(Rotary valve turbine vane torque at constant pressure for different eccentric ratios)

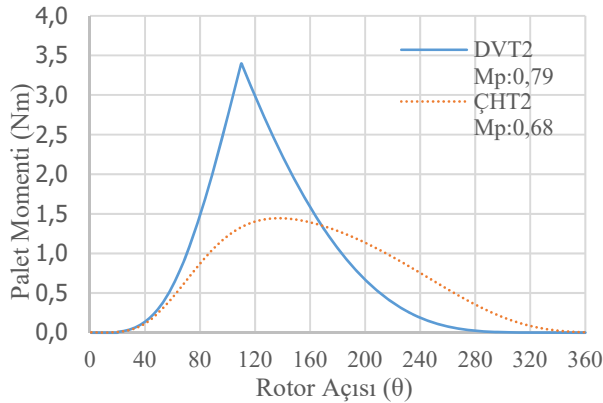


**Şekil 16.** DVT'nin adyabatik genişleme için farklı eksantrik oranlarında ortalama palet momentleri (Rotary valve turbine mean vane torque-eccentric ratio at adiabatic expansion cycle)



**Şekil 17.** 30° FFA ÇHT2 türbinin rotor açısına göre VT ve GT palet momentleri (Valve turbine and power turbine vane torques at 30° phase difference angle of two stage turbine)

Şekil 14'deki türbin momentleri karşılaştırılmış olan 30° FFA ÇHT2 ve DVT2 türbinlerin palet momentlerinin karşılaştırması Şekil 18'de görülmektedir. DVT2'de 0,79 Nm ortalama palet momentini oluşturken ÇHT2'de 0,68 Nm ile daha düşük bir palet momentini elde edilmektedir. İki türbinin ürettikleri momentler birbirine eşit olduğundan paletlerdeki sürtünme kayıpları açısından ÇHT'nin daha düşük sürtünme kayıplarına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca DVT paletinin maksimum palet momentinin DVT palet yükünün iki katını geçmesi DVT paletinin çok daha zorlu koşullara maruz kaldığını göstermektedir.



**Şekil 18.** DVT ve ÇHT'nin palet momentlerinin rotor açısına göre değişimi (Variation of the vane torque of the rotary valve and two stage turbine for the rotor angle)

## 5. SİMGELER (SYMBOLS)

ÇHT : Çift Hazneli Pars Türbin  
DVT : Döner Valfli Türbin  
EO : Eksantriklik Oranı  
FFA : Faz Farkı Açısı

GO : Genleşme Oranı  
GT : Güç Türbini  
HO : Hacim Oranı  
VT : Valf Türbini  
 $\theta$  : Rotor açısı  
 $\alpha_r$  : Rotorlar arası açısı  
 $\alpha_p$  : Paletler arası açısı  
 $\alpha_1$  : Valf türbini giriş kapanma açısı  
 $\alpha_2$  : Valf türbini çıkış açılma açısı  
 $\alpha_3$  : Güç türbini giriş kapanma açısı  
 $\alpha_4$  : Güç türbini çıkış açılma açısı  
 $D_s$  : Türbin gövde çapı  
 $V_i$  : Valf türbini giriş hacmi  
 $V_e$  : Genleşme hacmi  
 $V_o$  : Güç türbini egzoz hacmi  
 $r_s$  : Silindir yarıçapı  
 $r_r$  : Rotor yarıçapı  
 $e$  : Eksantrik uzunluğu  
 $h$  : Türbin derinliği  
 $P_i$  : Giriş basıncı  
 $P_e$  : Genleşme basıncı  
 $P_o$  : Egzoz basıncı  
 $V_\theta$  : Rotor açısına göre türbin hacmi  
 $V_e$  : Genleşme hacmi  
 $\alpha_f$  : Faz farkı açısı  
 $l_p$  : Palet uzunluğu  
 $M_v$  : Valf türbini momenti  
 $M_g$  : Güç türbini momenti  
 $M_{pv}$  : Valf türbini palet momentini  
 $M_{pg}$  : Güç türbini palet momentini  
 $M_p$  : Palet momentini  
 $M_{pv}$  : Valf türbini momentini  
 $M_{pg}$  : Güç türbini momentini  
 $M_t$  : Toplam anlık moment

## 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada Pars türbine alınan dolguyu kontrol eden döner valfe ihtiyacı ortadan kaldırmak amacıyla tasarlanan çift hazneli türbinin analizi yapılmıştır. Tasarım parametresi olarak belirlenen türbin eksantriklik oranı (EO), hacim oranı (HO) ve faz farkı açısının (FFA) türbin momentine etkileri incelenerek döner valfli türbin (DVT) ile çift hazneli türbin (ÇHT) karşılaştırılmıştır. Tasarlanan çift hazneli türbinde yüksek GO'larına ulaşmak için FFA'nın ve giriş-çıkış port açılarının küçük, HO'nun ise büyük olması gerektiği anlaşılmaktadır. HO büyümesi ve giriş çıkış kanal açılarının küçülmesi ile çift hazneli türbinin imalatı da zorlaştığından küçük hacimlerde GO'nun 8'in üzerine çıkarmanın imal edilebilirlik ve türbinlerin birbiriyle çalışabilirliği açısından zor olduğu görülmüştür. Bu yüzden küçük hacim oranları ve büyük silindir hacimlerinde imalatın daha kolay olacağı ve türbinlerin birbirine uyumunda daha az problem yaşanacağı değerlendirilmektedir. Türbinlerin ortalama çevrim momentleri eşit genişleme başlangıç hacimlerinde karşılaştırıldığında eşit çıkmaktadır. Eşit giriş zamanı açıları için karşılaştırıldığında ise ÇHT'de %47 ortalama çevrim momentini artışı sağlanmıştır. Pratikte valf zamanlama dişlisinin çektiği güç, döner valf yatak yükleri ve

sürtünmeleri gibi olumsuzluklar ÇHT'de ortadan kalktığından avantaj sağlamaktadır. Türbinlerde EO arttıkça türbin boyutu küçülürken palet yükleri artmaktadır. Bu da artan sürtünme kayıplarından dolayı türbin momentini düşürmektedir. Eksantrik oranı DVT'nin GO'nı ÇHT'e göre daha fazla etkilemektedir. ÇHT'de eşit giriş ve çıkış açıları için EO iki katına çıktığında GO %3 azalmaktadır. Türbinde palet yüklerinin EO ile birlikte lineer olarak arttığı görülmektedir. Türbin Eksantrik oranının iki katına çıkartılması palet yüklerini de iki kat arttırmaktadır. Bu yüzden Paletlerden kaynaklanan sürtünme kayıplarında EO'nun etkisinin büyük olduğu görülmektedir. Türbin eksantriklik oranı küçülmesi durumunda ise derinlik-çap oranı artmaktadır. Türbinde derinlik-çap oranının artışı ise türbin içi gaz kaçaklarının büyük bir kısmını oluşturan rotor ile silindir temas bölgesindeki radyal boşluğu arttırmaktadır.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Ribau, J., Silva, C., Brito, F. P., Martins, J. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles. *Energy Conversion and Management*, 58, 120-133, 2012.
- Akmandor, I. S., Ersöz, N. U.S. Patent No. 7,314,035. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 2008.
- Yalçın, K. Hacımsal ve Santrifüj Pompalar- Santrifüj Pompaların Proje Hesabı ve Çizimii, Çözümlü Problemler. Çağlayan Basımevi, ISBN 975-436-,34-0, 177-227, 1998.
- Aran, G. Aerothermodynamic Analysis and Design of a Rolling Piston Engine, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 14-45, 2007.
- Eray, M. E., Yeni Tasarım Turbo Döngüsel Motor Türbin Palet Mekanizmasının Kompozit Malzemelerle Geliştirilmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 10-81, 2009.
- Okur, M., Arabacı, E. Experimental study of a novel hinged vane rotary turbine part I: The effect of different vane thickness and vane weight on turbine performance. *International Journal of Refrigeration*, 51, 70-76, 2015.
- Altın İ., Bilgin A., The effect of spark advance on engine performance characteristics in a spark ignition engine having various spark plug numbers and locations, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (2), 361-368, 2016.
- Okur, M., İcingür, Y., Akmandor, İ. S. Turbo döngüsel bir motorda farklı buji konumlarının performans etkisi, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiri Kitabı, Karabük Üniversitesi, 1466 1-4 2009.
- Okur M., Şahin F., The effects of rotary valve and electromagnetic valve applications on turbine power on a turbo rotary engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (1), 51-58 2013.
- Holmberg, K., Anderson, P., Erdemir, A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 47, 221-234, 2012.
- Ertuğrul, E. Çınar, C. Bir dizel motorunda yağ tüketimini etkileyen parametrelerin incelenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2 (1)-9, 2010.
- Çınar C. Uyumaz A., Cam design and manufacturing for a homogeneous charge compression ignition gasoline engine. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 29 (1), 15-22, 2014.
- Okur M., Akmandor, I. S. Experimental investigation of hinged and spring-loaded rolling piston compressors pertaining to a turbo rotary engine. *Applied Thermal Engineering*, 31 (6), 1031-1038, 2011.
- Akmandor, I. S. U.S. Patent No. 8,579,615. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 2013.
- Seymen, K. Turbo döngüsel bir türbinde hilal palettteki sürtünme ve basınç kaçakları ile güç ilişkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-46, 2012.
- Subiantoro, A., Ooi, K. T. Analysis of the revolving vane (RV-0) expander, Part 1: Experimental investigations. *International Journal of Refrigeration*, 35 (6), 1734-1743, 2012.
- Subiantoro, A., Yap, K. S., Ooi, K. T. Experimental investigations of the revolving vane (RV-I) expander. *Applied Thermal Engineering*, 50 (1), 393-400, 2013.
- Subiantoro, A., Ooi, K. T. Comparison and performance analysis of the novel revolving vane expander design variants in low and medium pressure applications. *Energy*, 78, 747-757, 2014.
- Subiantoro, A., Ooi, K. T. Analytical study of the endface friction of the revolving vane mechanism. *International Journal of Refrigeration*, 34 (5), 1276-1285, 2011.
- Yang, J. S., Mei, L., Noh, K. Y., Moon, S. H., Sa, B. D., Choi, G. M., Kim, D. J. A sensitivity study of size parameters in a twin-type rolling piston compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36 (3), 786-794, 2013.
- Zhang, H., Wu, J., Xie, F., Chen, A., Li, Y. Dynamic behaviors of the crankshafts in single-cylinder and twin-cylinder rotary compressors. *International Journal of Refrigeration*, 47, 36-45, 2014.
- Hu, X., Qu, Z., Yang, X., Sun, J. Theoretical study on frictional losses of a novel automotive swing vane compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36 (3), 758-767, 2013.
- Tan, K. M., Ooi, K. T. Experimental study of fixed-vane revolving vane compressor. *Applied Thermal Engineering*, 62 (1), 207-214, 2014.