

Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Motor Silindirinin Sıkıştırma Zamanında Kompresyon Segman Yuvası Boşluğunda Oluşan Akışın İncelenmesi

Hüdagül Değirmenci¹ , Emrah Kantaroğlu¹ 

¹Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kırıkkale

Geliş Tarihi / Received Date: 06.02.2024

Kabul Tarihi / Accepted Date: 16.02.2025

Öz

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorların çalışma prensibi olarak ortaya çıkan, silindir içerisindeki yüksek sıkıştırma ve buna bağlı gerçekleşen yanma olayı sonucunda, yanma odasındaki gazlar genleşir ve güç üretilir. Silindirin sahip olduğu yüksek sıcaklık ve basınç nedeniyle yapısal ve termal yükler ortaya çıkar. Bununla beraber akış hattı içerisinde de farklı enerji kayıpları veya dönüşümleri eş zamanlı olarak gerçekleşir. Bu çalışmada sıkıştırma ile ateşlemeli Renault F8Q706 motorunun bir pistonunun kompresyon segmanı yuva boşluğundaki kaçak debi, hız ve sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. İncelemeler 2500d.dk⁻¹ motor devrinde, tam yükte ve sıkıştırma sonu piston üst ölü noktadayken hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle yapılmıştır. İncelemelerde sıkıştırma sonunda, yanma başlamadan önceki sıkıştırılmış hava dikkate alınmış ve analizler buna göre yapılmıştır. 2-Boyutlu (2B) segman yuvası boşluğu HAD analizlerindeki sınır şartları, Ricardo-Wave yazılımı ile oluşturulan 1-Boyutlu (1B) motor modelinden ve literatürden alınmıştır. Segman yuvası boşluğunun 2B çizimi SolidWorks yazılımında ve HAD analizleri ANSYS-Fluent modülünde yapılmıştır. Bu kapsamda, girişte 3MPa, 5MPa ve 7,5MPa giriş basınçlarına karşılık, segman yuvasındaki boşluk havasındaki kaçak debi sırasıyla 0,01569436, 0,01569455, 0,01569465 kg s⁻¹ olarak gerçekleşmiştir. 7,5 MPa giriş basıncında toplam gaz sıcaklığı en yüksek 4069,244 K, akışkan hızı ise 0,6885588 m s⁻¹ olarak hesaplanmıştır. Yüksek sıkıştırma oranına bağlı olarak, giriş basıncının artması ile segman yuvası boşluğundaki kaçak debi, sıcaklık ve hız değerleri artmıştır.

Anahtar Kelimeler: motor performansı, kompresyon segmanı, segman yuvası, sızdırmazlık, HAD

Investigation of the Flow in the Compression Ring Groove of a Compression-Ignition Engine Cylinder During the Compression Stroke

Abstract

In compression-ignition engines, the principle of operation involves high compression in the cylinder, leading to combustion that expands gases in the combustion chamber and generates power. The high temperature and pressure within the cylinder result in structural and thermal loads, along with simultaneous energy losses or transformations in the flow path. This study numerically investigates the leakage flow rate, velocity, and temperature distributions in the compression ring groove of a Renault F8Q706 engine piston. Using Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis, the study was conducted at 2500 rpm, full load, and at the top dead center of compression. The compressed air before combustion was considered in the analysis. The 2D geometry of the ring groove was modeled using SolidWorks, and CFD simulations were performed with ANSYS Fluent, using boundary conditions from a 1D motor model created in Ricardo-Wave software and literature. Results indicate that for inlet pressures of 3 MPa, 5 MPa, and 7.5 MPa, the leakage flow rates were 0.01569436, 0.01569455, and 0.01569465 kg.s⁻¹, respectively. At 7.5 MPa, the maximum gas temperature reached 4069.244 K, and the fluid velocity was 0.6885588 m.s⁻¹. It was observed that as the inlet pressure increased, the leakage flow rate, temperature, and velocity within the ring groove space also increased due to the high compression ratio.

Keywords: engine performance, compression ring, ring groove, sealing, CFD

Giriş

Çevresel etkilerle beraber her geçen gün sıkılaştırılan emisyon standartları, enerjinin verimli ve daha çevreci kullanımını teşvik etmektedir. İçten yanmalı motorlar yüksek güç ve menzil avantajlarından dolayı tercih edilse de artan çevresel sorunlarla birlikte kullanımı günümüzde azalmaktadır. Bu çevresel sorunların başını, kirletici ve sera gazı etkisi yapan emisyonlar çekmektedir. Bu nedenle, araştırmacılar için yenilenemeyen petrol türevli fosil yakıt kullanımının daha az kullanılarak yüksek verimle güç üretilmesi başlıca araştırma konuları olmuştur. Bunun için ise en klasik yöntemler olarak motor geometrisi değişiklikleri yapılmış ve yeni yakıt arayışları denenmiştir. Ancak günümüzde gelişen dijital teknolojiler ve elektrik altyapılarıyla birlikte, trend elektrikli otomobillere doğru kaymaya başlamıştır. Bu da ulaşımda içten yanmalı motor kullanımını iyiden iyiye kısıtlamaya başlamış ve alternatif bir ulaşım imkânı sağlayacak olan elektrikli otomobil teknolojileri hızla bu çalışmaların esas konusu haline gelmiştir. Dünyada, 2035'ten itibaren benzin ve dizel yakıt kullanımı birçok ülke tarafından kısıtlanacak veya kullanımdan kaldırılacaktır. Türkiye ise Paris Anlaşmasına taraf olup 2030-2050 yılları arasında bu geçişi tamamlamayı taahhüt etmiştir (Türkiye Cumhuriyeti Dışişleri Bakanlığı, 2023). Eylül 2024'te yayınlanan TÜİK verilerine göre Türkiye'deki 14 967 044,00 otomobilin %1,3'ü hibrit ve %0,3'ü tamamen elektrikli. Yani hali hazırda kullanılmakta olan 14 727 572,00 adet içten yanmalı motora sahip otomobil bulunmaktadır (Türkiye İstatistik Kurumu, 2024). Bu sayılara bakıldığında içten yanmalı motor kullanımı halen devam etmekte ve gündemdeki yerini korumaktadır. Ayrıca güç üretimi sağlanan jeneratörlerde, ağır yük araçlarında, deniz ve demiryolu ulaşımlarında yüksek güç talebinin karşılanması için sıkıştırma ile ateşlemeli motor kullanımı kaçınılmazdır (Kantaroğlu, 2024; Cunanan v., 2021). Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda kullanılan dizel yakıtın yüksek sıkıştırma ile kendiliğinden patlaması sayesinde güç üretimi sağlanır. Bu işlem sırasında motordaki ısı, efektif işe dönüşürken çeşitli kayıplar da yaşanmaktadır.

Bu noktada, sıkıştırma sonu basıncın kayıp vermeden en yüksek değere ulaşması da bu motorlarda verim artışına neden olmaktadır. Bu kaybın önüne geçmek için kompresyon segmanları kullanılır. Bu segman, sıkıştırma sırasında pistonun üst bölümünde yer alan yüksek basınçlı havanın, alt bölüme (krank mili-karter) geçmemesini ve dolayısıyla basınç kaybı yaşanmamasını sağlar. Kompresyon segmanı bu görevi ile bir sızdırmazlık elemanı olarak görev yapmaktadır. Yeşilada (1997), Piston segmanlarının, içten yanmalı motorlardaki kritik işlevini ve sızdırmazlık elemanı olarak rolünü vurgulamış, bu elemanların motor performansına etkilerini analiz etmiştir. Chucholowski vd. (1982) ve Kornprobst vd. (1987), yaptıkları çalışmada, tüm piston silindir düzeneğinin ilk 2B HAD simülasyon modelini geliştirdiler. Çalışmalarında, piston dinamiği, piston segmanı dinamiği ve gaz dinamiği dikkate alınarak radyal film kalınlığını ve hidrodinamik sürtünmeyi hesapladılar. Bu sayede segmanlar ve piston olukları arasındaki etkileşimi analitik denklemlerle açıklamışlardır. Furuham vd. (1960), segman halka boşluklarında gaz taşınması üzerine teorik ve deneysel incelemeler yaptılar. Karamangil (2004), çalışmada, yanma odası gazları için termodinamik modeller ve segmanda yer alan hidrokarbonlar için nümerik modellemeler yapmıştır. Modelleme sonucunda segman yuvası boşluğunda yer alan hidrokarbonların yanma olayından daha uzun bir sürede silindirden ayrıldığını tespit etmiştir. Lyubarsky ve Bartel (2016), yaptıkları çalışmada, dizel yakıtlı bir motorun piston segmanları üzerinde 2 boyutlu CFD modeli oluşturmuşlardır. Analizlerinde segman üzerindeki halka boşlukları boyunca kütle akışını dikkate alarak, basınç ve akışkan sürtünmelerini incelemişlerdir. İncelemeler sonunda artan ortalama basınca göre segman halkası boşluklarında artan akış kayıpları tespit etmişlerdir. Namazian ve Heywood (1982), buji ateşlemeli motorlarda piston, silindir ve segman yuvalarındaki akışların motor performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Bu bağlamda hidrokarbon emisyonları, enerji kayıpları ve verimlilikte meydana gelen değişimleri CFD analizleri ile kapsamlı bir biçimde yapmışlardır. Koszalka ve Suchecki (2017), çalışmalarında piston segmanlarında meydana gelen gaz akışını ve ters gaz akışını matematiksel olarak modellemişlerdir. Koszalka (2019), bir diğer çalışmada bir dizel motorun piston, silindir ve segman akışını kaçak debi ve basınçlar özelinde aynı matematiksel model ile incelemiştir.

Literatürde yanma odasında yüksek basınç elde edilmesini sağlayan kompresyon segmanlarının, basınç kaybı ve kaçak debileri yeterince incelenmemiştir. Enerji verimliliği açısından önem arz eden bu konu alternatif yakıt çalışmalarının yanında dikkate değer konu olmakla beraber, her bir motora özgü olarak incelenme potansiyeline sahiptir. Bu çalışmada, Renault F-Type F8Q motorunun demontajı gerçekleştirilerek, birebir silindir ölçüleri alınmış, piston segman arasındaki akış hacminin geometrisi oluşturulmuştur. Oluşturulan ölçüler ve motorun fiziksel özellikleri kullanılarak motor ilk olarak, Bayram ve Kantaroğlu 'nun çalışmasındaki gibi 1B olarak modellenmiştir (Bayram ve Kantaroğlu, 2024). Literatürdeki motor testleri ile doğrulanmış olan motor modelinden alınan silindir içi karakteristikler ANSYS-Fluent Modülünde sınır şartı olarak kullanılarak farklı giriş koşullarına göre segman yuvası boşluğundaki akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda segman yuvası boşluğundan kaynaklanan basınç kaybı ve kaçak debiler incelenmiştir.

Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada, segman yuvası boşluğundaki HAD analizlerinin yapılabilmesi için Renault F8Q706 motoru öncelikle Ricardo-Wave yazılımında 1B olarak modellenmiştir (Bayram ve Kantaroğlu, 2024). 1B motor modeli analizlerinin, literatürde yer alan test sonuçlarıyla doğrulanmasının ardından, elde edilen silindir içi karakteristikler 2B segman yuvası boşluğu analizlerinde sınır şartı olarak kullanılmıştır.

1B Motor Modeli

Bu çalışmada Ricardo-WAVE 2019.1 yazılımı kullanılarak 1B model oluşturulmuştur. 1B motor modeli analizleri çözüm mantığı gereği, ana akış yolu üzerindeki her bir bileşenin ilgili özelliklerinin tanımlanarak motor bileşenleri arasında bir ağ kurma şeklinde oluşturulmuştur. Bu yöntemde, sisteme eklenen her bir bileşen akışkan akışı, ısı transferi, termodinamik, yanma ve emisyonun birçok fiziğinin tanımlaması yapılır. Bu yazılımda korunum denklemlerinden sıkıştırılabilir gaz akışları için kütle, momentum ve enerji transferi 1B formunda çözülür. Bunun yanında modellemede yanma ve emisyonlar için alt modeller bulunmaktadır. 1B motor modeli oluşturulurken akış sürtünmesi, türbülans, ısı transferi, yanma, emisyon için bu modeller kullanılır. Birçok motor bileşeni, 1B motor modeli yazılımı kütüphanesinde modüler olarak mevcuttur. 1B motor modelindeki her bir bileşen, test donanımı ve test edilen motor için geçerli olan ilgili geometrik ve fiziksel parametreler kullanılarak tanımlanmıştır. Motorla ilgili parametreler motorun teknik özelliklerinin yer aldığı motor kataloğundan ve literatürden elde edilmiştir (Caro vd., 2001). Bu özellikler Tablo 1 ve Tablo 2'de verilmiştir. Wave programında 1B simülasyonlar için aşağıdaki modeller kullanılmıştır.

Isı transferi modeli olarak Woschni modeli kullanılmıştır (Woschni, 1967). Yanma modellemesi için Wiebe yanma modeli kullanılmıştır (Ghojel, 2010; Wiebe, 1956). Emisyonlar için, CO ve CO₂ için Newhall emisyon modeli (Newhall, 1969), HC oluşumu için Cheng HC emisyon modeli (Cheng vd., 1993), NO_x için Zeldovich oluşum mekanizmalarına dayanan Fenimore modeli (Fenimore, 1971) ve Heywood korelasyonları kullanılmıştır (Heywood, 1988). Mekanik kayıpların hesaplanmasında literatürde %10 hata payına sahip olduğu bilinen Chen-Flynn korelasyon modeli kullanılmıştır (Pipitone, 2009).

Yakıt tanımlaması Wave içerisindeki hazır dizel yakıt olarak kullanılmıştır. Krank açısına göre sıcaklık, basınç, akış ve emisyon gibi temel fiziksel büyüklükleri okumak için modelin belirli noktalarına sensörler ve debimetreler yerleştirilmiştir. Motor devri olarak maksimum tork devri olan 2500 d.dk⁻¹ alınmıştır. Her bir motor test koşulu için, veriler okunmadan önce tamamen kararlı durum koşullarının sağlanması amacıyla 250 motor çevrimi üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Zaman adımı çarpanı ve yakınsama kriteri sırasıyla 0,1 ve 0,001 olarak ayarlanmıştır. Şekil 1'de gösterildiği gibi, 1B motor modelindeki bileşenler; filtre, emme hattı, emme havası debimetresi, gaz kelebeği valfi, emme manifoldu portu, emme valfi, yakıt hattı, silindir, piston, motor bloğu, egzoz valfi, egzoz manifoldu portu ve egzoz hattı şeklindedir. 1B motor modelinde her bir bileşen ilgili özellikleri tanımlanarak ayrı ayrı oluşturulmuş ve uygun ilişkiler ve sınır koşullarıyla birbirine bağlanmıştır. 1B modelinde sınır koşulları olarak tanımlanması gereken bazı önemli sıcaklık değerleri vardır (Tablo 2). Bu sıcaklıklar motor hızına bağlı

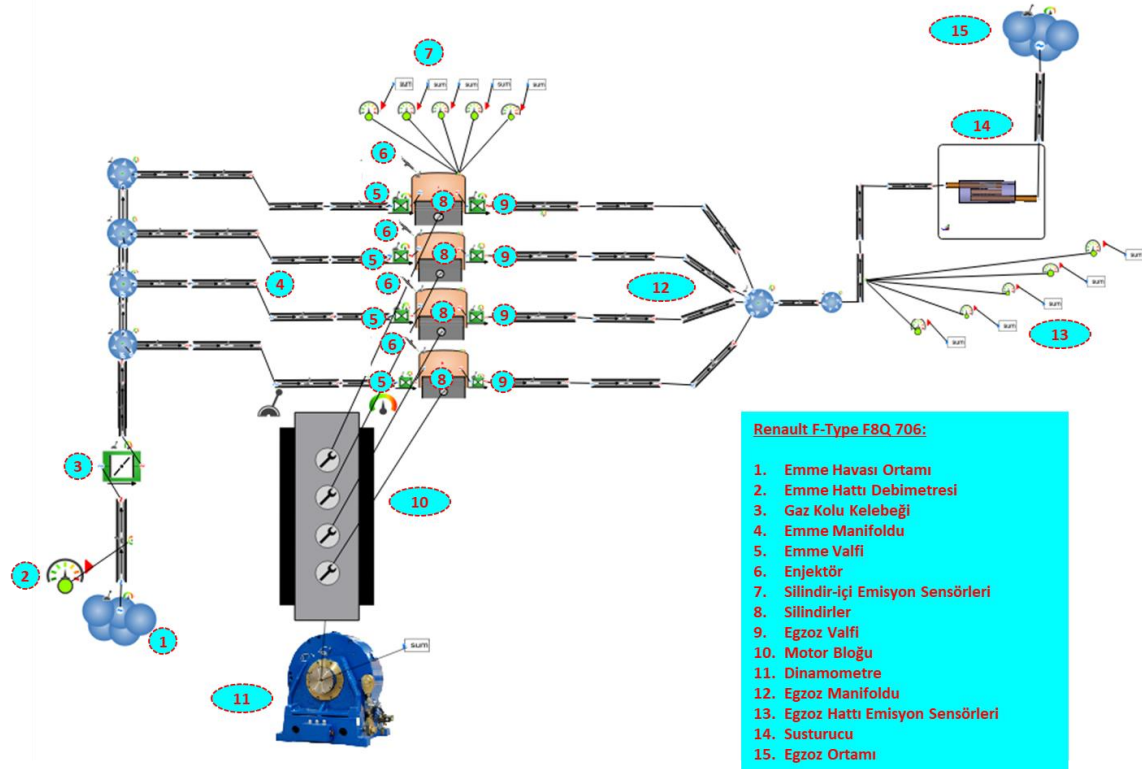
olarak piston sıcaklığı, silindir kafası/duvar sıcaklığı, emme/egzoz valfi sıcaklığıdır. Kodda kullanılan bu sabitler yaygın literatürdeki veriler kullanılarak belirlenmiştir (Aktaş, 2021; Bayram ve Kantaroğlu, 2024; Heywood, 1988; Mahle, 2012; Winterbone, 2015). 1B motor modeli, motor testlerinde kullanılan koşullar altında çalıştırılmıştır. Sıcaklık, basınç, emisyon gibi gerekli fiziksel büyüklüklerin okunması için model üzerinde belirli noktalara birçok sensör yerleştirilmiştir.

Tablo 1. Motor Özellikleri (Caro vd., 2001; Bayram ve Kantaroğlu, 2024).

Motor Modeli	Renault F-Type F8Q 706
Silindir sayısı	4
Strok hacmi, cc	1 870
Motor ağırlığı, kg	163
Piston çapı, m	0,08
Strok mesafesi, m	0,093
Sıkıştırma oranı	21,5: 1
Maksimum tork, Nm 2500 d dk ⁻¹	118
Maksimum güç, kW 4500 d dk ⁻¹	47

Tablo 2. Sınır Şartları (1B Model) (Aktaş, 2021; Bayram ve Kantaroğlu, 2024; Heywood, 1988; Mahle, 2012; Winterbone, 2015).

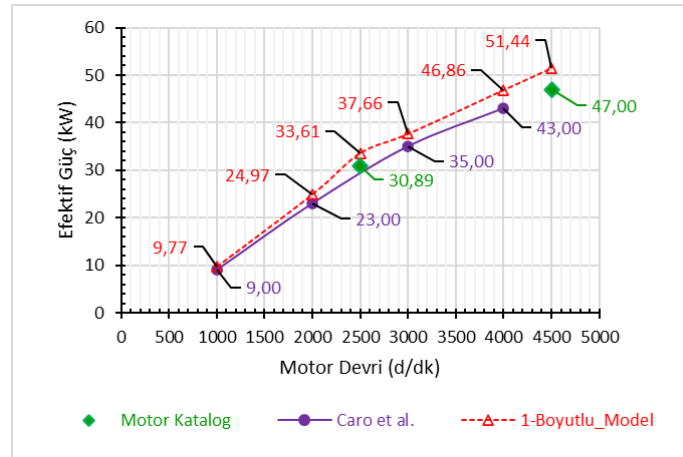
Sınır Şartları	Basınç (Bar)	Sıcaklık (K)
Emme Havası Ortamı	2,56	327,5
Egzoz Ortamı	2,83	904
Piston	-	595
Emme Manifoldu	-	323
Egzoz Manifoldu	-	490
Silindir Gömleği	-	616
Piston Kafası	-	635
Emme Valfi	-	345
Egzoz Valfi	-	500



Şekil 1. 1B Modeli

1B model doğrulamalarında motor katalog güç değerleri ve literatürde aynı motor için yapılan deneysel çalışmalardan yararlanılmıştır. 1B modelin doğrulanmasına yönelik karşılaştırmalar Şekil 2'de verilmiştir (bayram ve Kantaroğlu, 2024). 1B modelde dizel yakıt için tam yükte elde edilen güç parametresi incelendiğinde, katalog ve literatür çalışmasında yer alan güç parametrelerinin de aynı artışı gösterdiği görülmektedir (Caro vd., 2001; Engine catalog, 2021). 1B motor modelindeki güç parametresi, literatür test çalışmasında yayınlanan güç parametresinden 1 000-2 000-3 000-4 000 d dk⁻¹ için sırasıyla %8,526-%8,555-%7,596-%8,965 daha fazladır. Benzer şekilde 1B motor modelinde hesaplanan güç parametresi motor katalog güç parametresine göre 2 500 d dk⁻¹'da %8,785 ve 4500 d dk⁻¹'da %9,457 daha yüksektir.

Motor katalog gücü ile literatürdeki diğer çalışmalardan elde edilen motor güçleri ile mevcut 1B motor modeli koşulları (dizel içeriği, ortam koşulları, motor aşınması vb.) arasında farklılıklar bulunmaktadır. Yani 1B modelde gözlenen farklılıklar model yaklaşımlarından kaynaklanmaktadır. 1B model analizlerindeki bu farklılığın temel nedeni, emme havası ve egzoz gazı basınç ve sıcaklıklarındaki farklılıktır. Buradan da anlaşılabileceği üzere bu çalışmada modellere test koşulları mümkün olduğu kadar doğru şekilde uygulanmıştır. 1B modellemede motorun maksimum tork devri olan 2 500d/dk ve tam yük koşulları için sıkıştırma sonunda enjeksiyon öncesinde silindir içi gaz sıcaklığı ve basıncı hesaplanmıştır. Bu değerler Tablo 3'te verilmiştir.



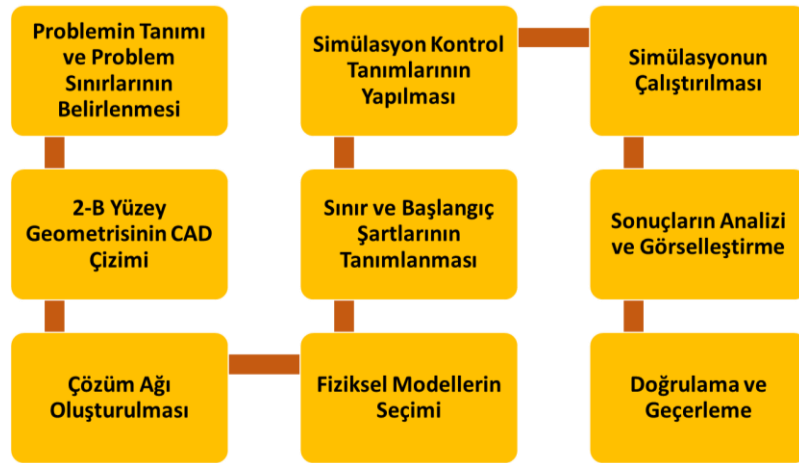
Şekil 2. 1B Modeli ve Test Doğrulamaları (Bayram ve Kantaroğlu, 2024).

Tablo 3. 2B Segman Boşluk Modelinde Kullanılan ve 1B Motor Modelinden Alınan Silindir İçi Parametreler

Sıkıştırma Sonu Silindir İçi Hava Özellikleri	
Basınç, MPa	7,5
Sıcaklık, K	2 000

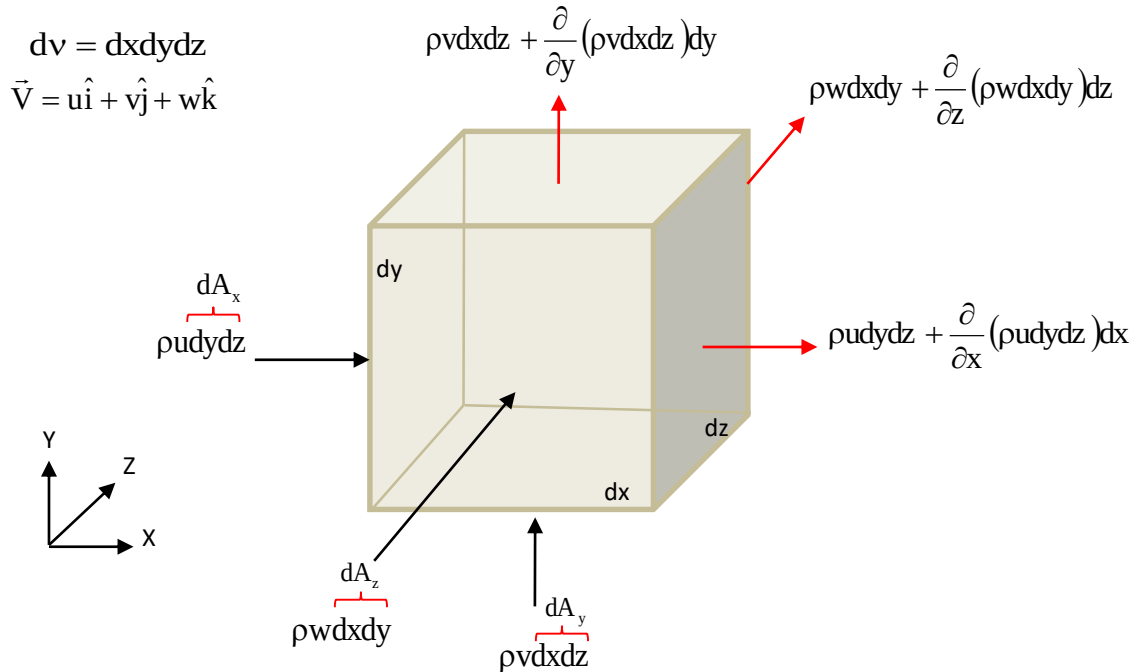
2B Segman Yuvası Boşluğu HAD Modeli

HAD analizleri, tasarım aşamasındaki ya da hali hazırda kullanılmakta olan ısı-akış problemlerinin hesaplanmasında kullanılır. Bu analizlerde, problem durumuna göre giriş ve çıkış yapılan sistemin tamamını kapsayan bir ağ yapısı kullanılarak, akış hattındaki akışkan hareketi için kütle, momentum, enerji korunum denklemleri çözülmektedir. Bu çözümler zamandan bağımsız olabildiği gibi, zamana bağlı olarak da yapılabilmektedir. Aynı zamanda statik akış geometrileri olduğu gibi hareketli yapılar da olmaktadır. Bu durumlarda da adaptif ağ yapıları ile sistemler çözümlenmektedir. Ağ yapıları üzerinde çözülmek istenen korunum denklemleri homojen olmayan kısmi türevli diferansiyel denklem takımlarından oluşturmaktadır. Bu denklemlerin analitik çözümü mümkün olmadığından sayısal çözüm yöntemi olarak sonlu farklar yöntemiyle çözüm yapılmaktadır. Bu çalışmada ANSYS-Fluent 2022 R1 modüllü kullanılmış ve segman boşluk analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinde üç önemli temel adım bulunmaktadır. Bu adımlardan birincisi pre processing adımı, ikincisi solver adımı ve üçüncüsü post processing adımlarıdır. Bu çalışmadaki HAD modeli oluşturma aşamaları Şekil 3' te gösterilmiştir.



Şekil 3. HAD Modeli İşlem Basamakları

Bir akış sırasında, herhangi bir akışkan diferansiyel elemanına ağırlık, atalet, basınç ve sürtünme kuvvetleri etki eder. Bu kuvvetler de diferansiyel elemanda sürekli olarak hız değişimine neden olur. Benzer şekilde, iletim, taşınım, ısıtım kaynaklı ısı akıları da diferansiyel elemanda sıcaklık değişimlerine neden olur. Bu değişiklikler her ne kadar akışkan diferansiyel elemanı üzerinde etkili olsa da fiziksel olarak eleman üzerinde kütle, enerji ve momentum korunumu vardır. Her eksen doğrultusunda, binlerce veya milyonlarca diferansiyel elemana reynolds transport teoremi (kütle, enerji, momentum korunumu) uygulanarak, analitik çözümü olmayan karmaşık denklemlere, sayısal çözümlemede sonlu farklar metoduyla (The Finite Difference Method) çözüm getirilir. Model içerisindeki diferansiyel elemanlardaki korunumlar bu denklemler ile çözülür ve oluşturulan matris sayesinde sonuca ulaşılır. Şekil 4’ te yer alan bir diferansiyel elemana giriş ve çıkış yapan kütleler cinsinden vektörel formadaki kütlenin korunumu (süreklilik), Eşitlik 1’ deki gibi yazılmıştır.



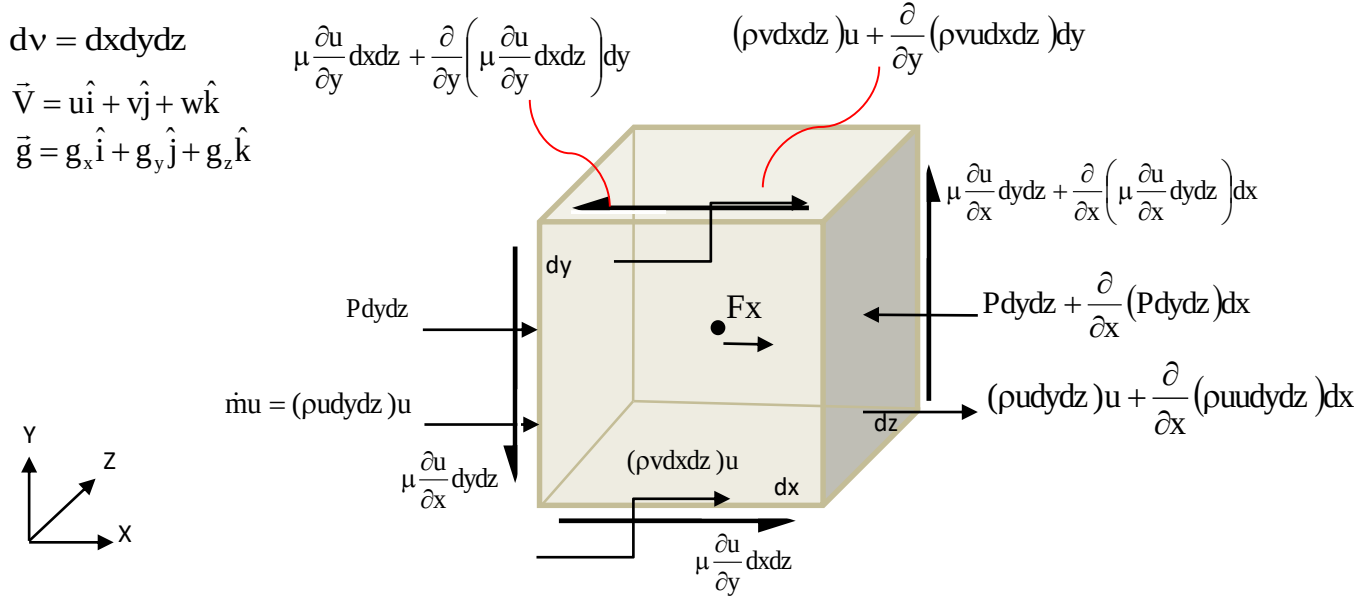
Şekil 4. Diferansiyel Elemanda Kütle Giriş Çıkışı

$$\rho \vec{\nabla} \cdot \vec{v} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (1)$$

Süreklilik denklemi, vektörel formda, yoğunluğun yerel değişimi (maddesel türev) ve gradyan vektörü ile Eşitlik 2' de yazılmıştır.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (2)$$

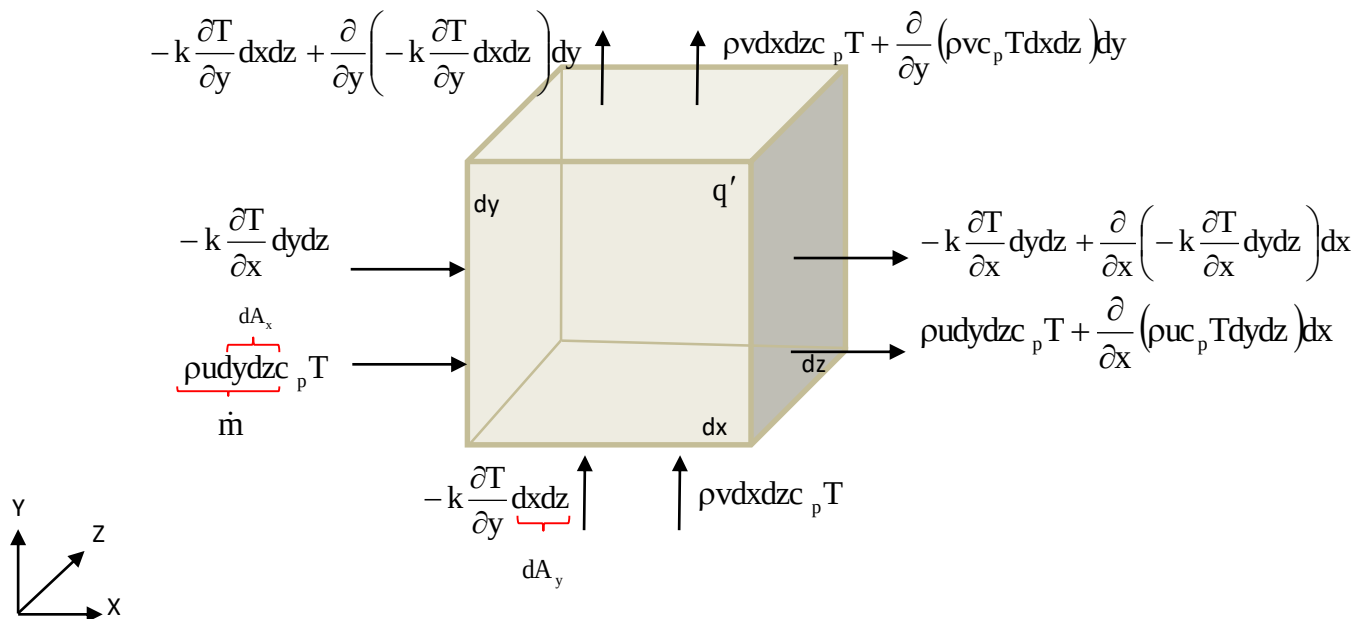
Şekil 5' de kartezyen koordinatlarda, bir akışkan diferansiyel elemanına Newton'un ikinci hareket kanunu uygulandığında; vektörel formda, sabit viskoziteli ve sıkıştırılmaz akış için Eşitlik 3 elde edilir.



Şekil 5. Diferansiyel Elemanında Momentum Değişimi

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \vec{f} - \vec{\nabla} P + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (3)$$

Şekil 6' da kartezyen koordinatlarda, bir akışkan diferansiyel elemanına termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında; vektörel formda Eşitlik 4 elde edilir.



Şekil 6. Diferansiyel Elemanında Enerji Değişimi

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{q'}{\rho c_p} \quad (4)$$

Viskoz ısı üretiminin ihmal edilmediği durum Eşitlik 5' de verilmiştir.

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{q'}{\rho c_p} + \frac{\Phi}{\rho c_p} \quad (5)$$

ANSYS-Fluent HAD analizlerinde kullanılan süreklilik denklemi, Eşitlik 6' da gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{u}) = \nabla \cdot \left[\bar{\rho} D_T \nabla \left(\frac{\bar{\rho}_k}{\bar{\rho}} \right) \right] + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k=1, \dots, K) \quad (6)$$

Eşitlik 7'de ANSYS-Fluent HAD analizlerinde kullanılan momentum korunum denklemi gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot \bar{\sigma} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} l + \bar{F}^s + \bar{\rho} g \quad (7)$$

Eşitlik 8' de ANSYS-Fluent HAD analizlerinde kullanılan enerjinin korunumu denklemi gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{I}) = -\bar{\rho} \nabla \tilde{u} + \nabla \tilde{J} + \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \dot{\bar{Q}}^c + \dot{\bar{Q}}^s \quad (8)$$

ANSYS-Fluent HAD analizlerinde kullanılan k ve ε için RANS denklemi Eşitlik 9 ve 10'da verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{u} + \sigma: \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_k} \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \dot{\bar{W}}^s \quad (9)$$

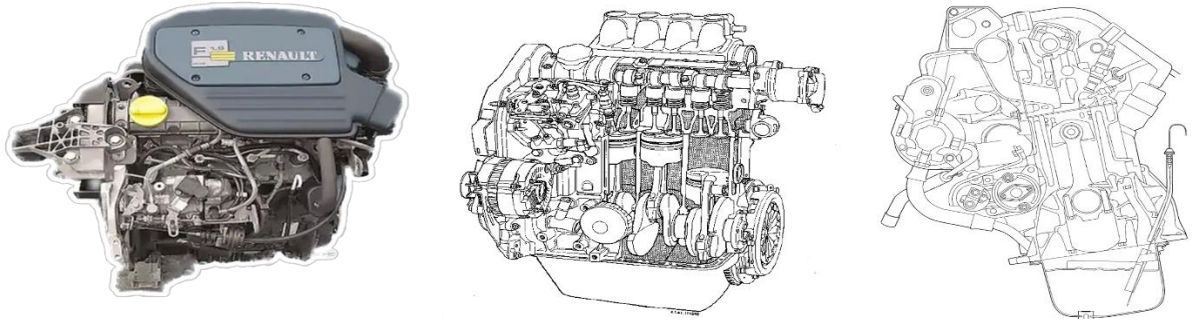
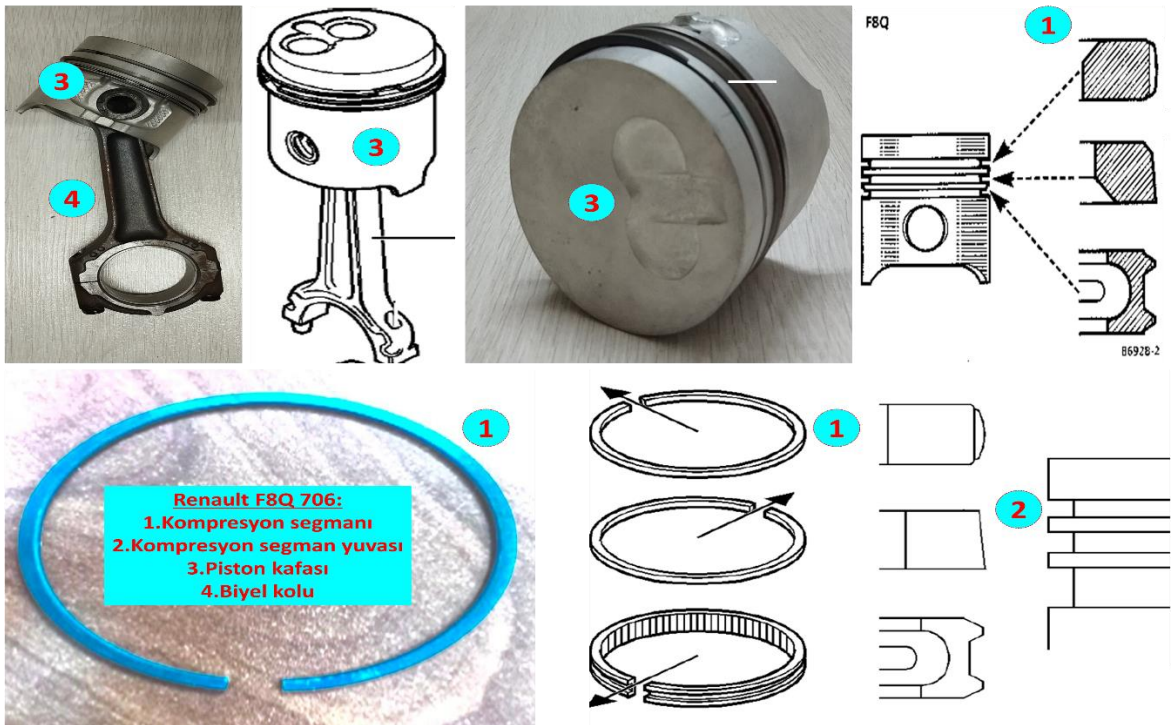
$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\epsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\epsilon}) = -\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon 1} - c_{\epsilon 3} \right) \bar{\rho} \tilde{\epsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_\epsilon} \nabla \tilde{\epsilon} \right] - \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \left(c_{\epsilon 1} \sigma: \nabla \tilde{u} - c_{\epsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + c_s \dot{\bar{W}}^s \right) \quad (10)$$

RNG ε denklemi, Eşitlik 11' de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\epsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\epsilon}) = -\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon 1} - c_{\epsilon 3} \right) \bar{\rho} \tilde{\epsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_\epsilon} \nabla \tilde{\epsilon} \right] - \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \left(c_{\epsilon 1} \sigma: \nabla \tilde{u} - c_{\epsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + c_s \dot{\bar{W}}^s \right) - \bar{\rho} R \quad (11)$$

Geometri

Tablo 1' de özellikleri verilen Renault F-Type F8Q706 motorunun, Şekil 7' deki gibi demonte edilmesinden sonra Tablo 4' deki gibi segman ve segman yuvalarının ölçüsü alınmıştır. Tablo 4' de özellikleri verilen ve 2B çizimi yapılan segman geometrisi, bileşen ve yüzey modellemede, sanal montajda ve mühendislik çizimlerinin oluşturulmasında kullanışlı olan 3B modelleme yazılımı SolidWorks paket programı kullanılarak oluşturulmuştur. ANSYS-Fluent' de model dosyası oluşturulurken akışkan hacmi, katı model olarak çizilip akışkan olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle, HAD modeli geometrisi SolidWorks paket programında çizilirken akışkan yüzeyi 2B katı yüzey olarak çizilmiştir. Şekil 8' de 2B HAD analizlerinde kullanılan HAD modeli geometrisi ve model tanımlamalarında kullanılan geometri bölgelerinin isimlendirmeleri verilmiştir.

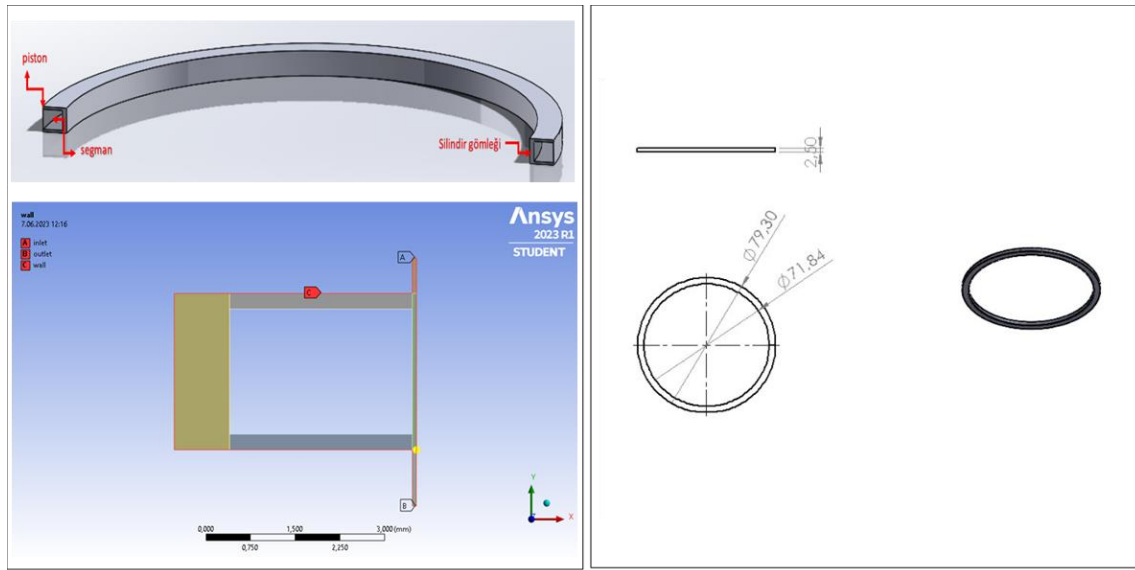
RENAULT F8Q 706**DEMONTE EDİLEN PARÇALAR**

Şekil 7. Motor ve Segman Görüntüleri

Tablo 4. Piston Boyutları ve Özellikleri

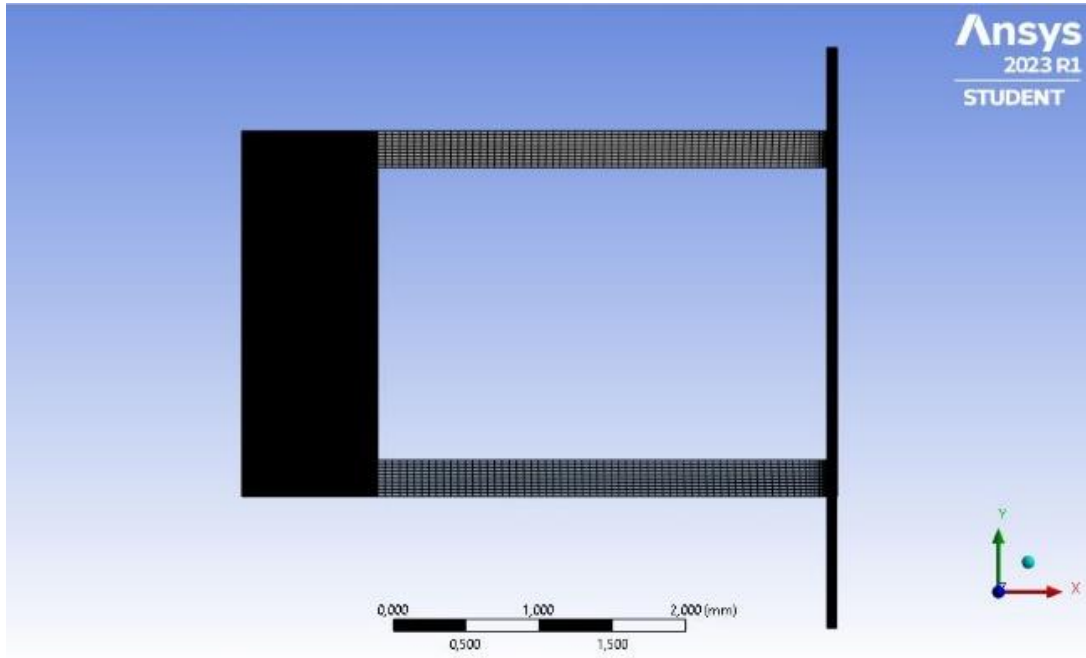
Piston Parametresi	Değer*
Kompresyon Yüksekliği	42,25
Yanma Odası Derinliği	0,7
Tam Boy	70,5
Piston Ateşleme Seti Ölçüsü	12,5
Pim Boyu	63
Piston Pimi Çapı	24
1. Segman Eksenel Yüksekliği	2
2. Segman Eksenel Yüksekliği	2
3. Segman Eksenel Yüksekliği	3

* Uzunluklar mm (milimetre) cinsindendir.

**Şekil 8.** HAD Modeli Görüntüsü

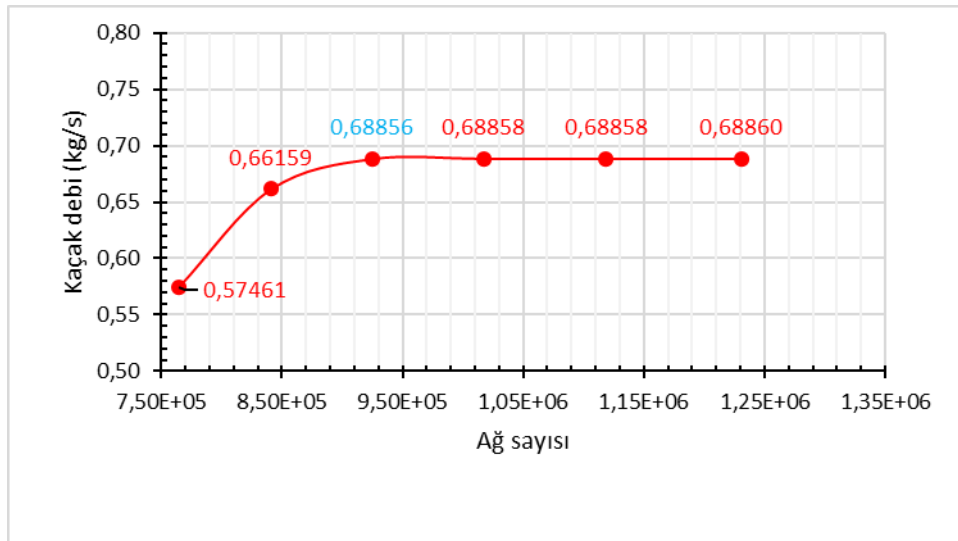
Ağ (Mesh) Yapısı

Karmaşık geometrilerde oluşturulan ağ yapıları sayesinde, akışkan hacmi daha küçük parçalara ayrılarak belirli kısmi diferansiyel denklemler çözülmektedir. Ağ yapıları, problem durumuna göre iki ve üç boyutlu olarak kullanılabilir. Ağ yapısı; body tabanlı, montaj tabanlı ve dinamik olarak üçe ayrılır. Buna bağlı olarak ağ yapıları farklı boyutlarda ve farklı geometrik şekillerde oluşturulabilir. Bu seçim tecrübe gerektiren bir altyapı ile çeşitli deneysel ve analitik yöntemlerle belirlenmektedir. Bu çalışmada oluşturulan kompresyon segmanı yuvası boşluğu mesh yapısı ANSYS-Workbench modülü ile oluşturulmuştur. ANSYS-Workbench’de akış analizleri sırasında mesh metrikleri olan en-boy oranı (aspect ratio) (1 ve 2 arasında) ve narinlik (skewness) (0,9’dan küçük) önemli parametrelerdendir. Bu doğrultuda, mesh yapısı oluşturmak için ANSYS-Workbench’de, geometriye yalnızca element size tanımlaması yapılarak element size değeri 0,001 mm olarak girilmiştir. Ayrıca akışın giriş kenarı, silindir gömlek yüzeyi (piston duvarı) ve motor gövdesi yüzeyi (gömlek duvarı) ve çıkışa ilave ağ hassasiyeti (inflation) tanımlaması da yapılmıştır. Mevcut durumda oluşturulan ağ yapısı eleman sayısı 924 698’dir. Oluşturulan mesh yapısı Şekil 9’da gösterilmiştir.



Şekil9. HAD Modeli Mesh Yapısı

Mevcut analizlerde kullanılan mesh yapısı sayısına bağlı olarak alınan kaçak debi miktarı sonuçlarının, mesh sayısından bağımsız olduğunu göstermek için 7,5 MPa’ da mesh sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Bu analizler zamandan bağımsız olarak sıkıştırma sonunda gerçekleştirilmiştir. Mesh bağımsızlık çalışması Şekil 10’ da verilmiştir. Burada görüldüğü gibi kaçak debiler mesh sayılarına göre incelendiğinde en stabil ve en efektif mesh sayısının 924 698 olduğu görülmektedir.



Şekil 10. HAD Modeli Mesh Bağımsızlık Çalışması

Model Tanımlamaları

Bu çalışmada piston sıkıştırma zamanı sonunda üst ölü noktadayken sıkışan havanın ne kadarlık miktarının basınç kaybı yaratmak suretiyle pistonun alt gölgesine geçtiği belirlenmiştir. Bu amaçla oluşturulan 2B segman yuvası boşluğu HAD modelinin sınır şartları 1B motor modeli silindir içi karakteristiklerinden alınmıştır. Modelde kullanılan bu sınır koşulları Tablo 5’ de verilmiştir.

Tablo 5. Sınır Şartları (2B Segman Yuvası Boşluğu HAD Modeli)

Parametreler	Değerler
Havanın giriş basıncı	7,5 MPa
Havanın çıkış basıncı	100 kPa
Havanın giriş sıcaklığı	2 000 K
Havanın çıkış sıcaklığı	2 000 K

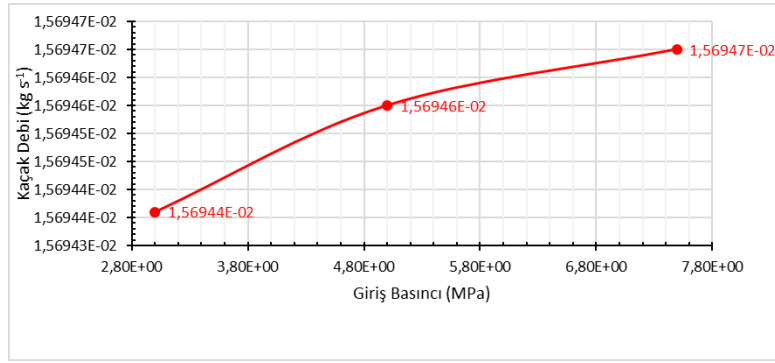
Ayrıca bu çalışmada yakınsama kriteri $1,0 \times 10^{-5}$ olarak alınmıştır. Türbülans şiddeti %1 olarak alınmış ve çözümlerler SIMPLE Least Squared Cell Based algoritması kullanılarak yapılmıştır. Türbülans modeli olarak RANS RNG k- ϵ türbülans modeli standart duvar fonksiyonları kullanılmış ve standart initialization olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca modelde kullanılan hava, standart hava olarak alınmış olup özellikleri Tablo 6' de verilmiştir.

Tablo 6. Hava Özellikleri

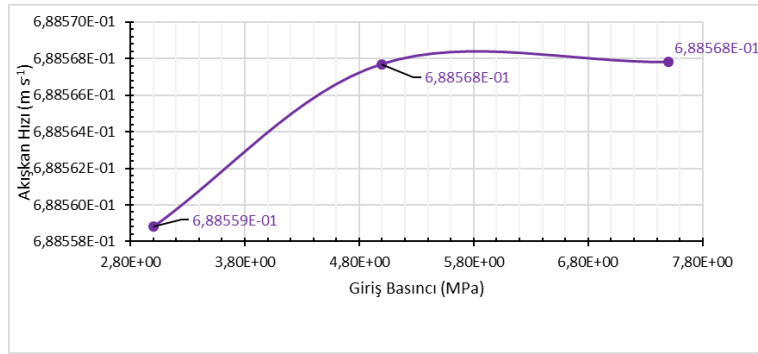
Özellikler	Niceliği
$\rho_{\text{hava}}, \text{kg m}^{-3}$	1,225
$C_p \text{ hava}, \text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	1 006,43
$K_{\text{hava}}, \text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0,0242
$\mu_{\text{hava}}, \text{Pa. s}$	1,7894e-05

Bulgular ve Tartışma

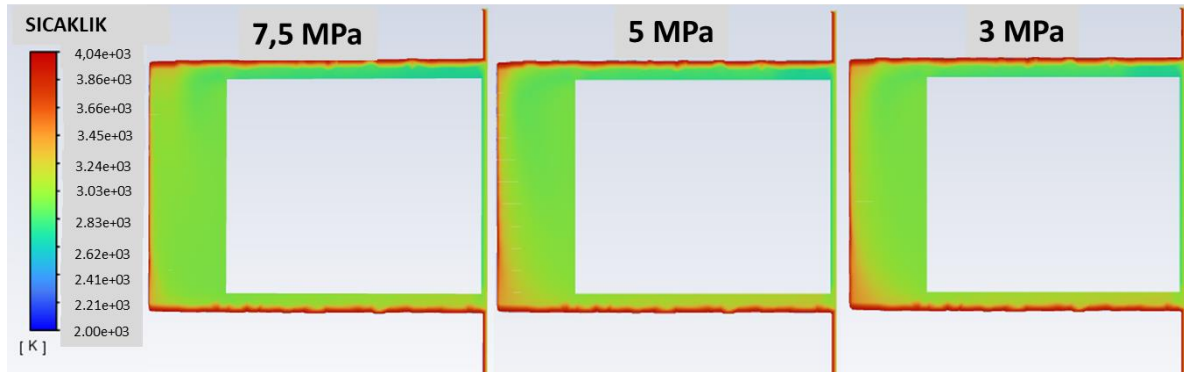
Bu çalışmada, sıkıştırma ateşlemeli F8Q706 motorunun kompresyon segman yuvasındaki boşluğun HAD ile analizleri yapılmıştır. Simülasyonlarda kullanılan sıkıştırma sonu basınçları; 7,5 MPa, 5MPa ve 3MPa şeklindedir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda kullanılan yüksek sıkıştırma oranlarına karşılık herhangi bir basınç kaybı yaratacak durum istenmeyen ve verim azaltıcı bir durumdur. Silindirin içerisinde yaşanan yanma, ısı transferi, sürtünme ve pompalama kayıpları verim kaybına neden olan bu kayıplardır. Motorun emme ve sıkıştırma zamanlarında oluşan pompalama verimi genellikle %95' dir (Heywood, 1988). Pompalama kayıplarının bir kısmı sıkıştırma sırasında emme ve egzoz valflerinden geri kaçan ve kompresyon segmanlarından geriye doğru kaçan basınç kayıplarıdır. Segmanlarda gerçekleşen bu kayıplar iki farklı geometrik özellikten kaynaklanır. Bu geometrik özelliklerden birisi segman bağlantısı için bulunan bilezik boşluğu, bir diğeri de segman yuvasında bulunan boşluktur. Bu çalışmada segman yuvasındaki boşlukta kaynaklanan ve sıkıştırma sırasında basınç kaybına neden olan, boşlukta gerçekleşen kaçak debiler incelenmiştir. Şekil 11' de sıkıştırma sonunda, 1B modelden alınan 7,5MPa değeri ve bu değerden daha aşağıda olan basınçlara göre kaçak debi karşılaştırması yapılmıştır. Görüldüğü gibi burada artan sıkıştırma sonu basıncı ile kaçak debinin arttığı ve $0,01569465 \text{ kg s}^{-1}$ değerine ulaştığı görülmektedir. Artan basınç ile bu değer artması beklenen ve olağan bir durumdur, ancak bu değer artışının basınç kaybına neden olduğu da bir gerçektir. Şekil 12' de ise sıkıştırma sonunda, 1B modelden alınan 7,5MPa değeri ve bu değerden daha aşağıda olan basınçlara göre akışkan hızlarının karşılaştırması yapılmıştır. Burada da Şekil 11' e bağlı olarak en yüksek basınç değerinde en yüksek hava hızı hesaplanmaktadır. Şekil 13' de basınçlar karşısında segman yuvasındaki havanın sıcaklık konturları verilmiştir. Kaçak debinin ve dolayısıyla akışkan hızının artmasına bağlı olarak mevcut segman yuvasına birim zamanda daha fazla hava kütlesi girişi olmuştur. Segman yuvasının giriş ve çıkış kesitlerinin oldukça küçük bir kenara sahip olması dolayısıyla akışkan hacmi içerisinde basınç artışı meydana gelmiş ve hava sıcaklığı giriş sıcaklığı olan 2 000 K'den 4 069,244 K'e kadar kısa sürelerde olmak koşuluyla yükselmiştir. Bu sıcaklık artışı da kaçak debilerin artışı gibi beklenen ancak istenmeyen bir durumdur.



Şekil11. Sıkıştırma Basınçlarına Göre Kaçak Debiler



Şekil12. Sıkıştırma Basınçlarına Göre Akışkan Hızları



Şekil13. Sıkıştırma Basınçlarına Sıcaklık Konturları

Sonuç ve Öneriler

Enerji verimliliği ve daha az emisyon salınımı hedefleyen bu çalışma ile literatürdeki konu ile ilgili çalışmalara yeni bir bakış açısı kazandırılmıştır. Literatürdeki segman boşluklarında yer alan ve basınç kaybına neden olan fazla çalışma bulunmamakta ve sızdırmazlık elemanlarının genellikle sürtünme kayıpları incelenmiş durumdadır. Ancak, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki yüksek sıkıştırma oranına bağlı olarak elde edilen yüksek basınca engel oluşturabilecek ve verim kaybına neden olabilecek kaçak debiler de motor performansı ve emisyonları için incelemeye değer bölgelerdendir. Bu çalışmada, Renault F-Type F8Q706 motorunun demontajı gerçekleştirilerek, birebir silindir ölçüleri alınmış, piston segman arasındaki akış hacminin geometrisi oluşturulmuştur. Motor ilk olarak 1B olarak modellenmiş ve buradan sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınçlar hesaplanmıştır. Bu parametreler, segman yuvası boşluğunun 2B HAD modelinde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Ayrıca 1B' den elde edilen basınç değeri olan 7,5 MPa basıncından hariç olarak 5 MPa ve 3 MPa basınçları için de kaçak debiler hesaplanmıştır.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, segman yuvasındaki kaçak debi, akışkan hızı ve akışkan sıcaklığı üzerinde farklı modellerin bütünlük olarak kullanıldığı bir disiplin anlayışı sağlanmıştır. Elde edilen bulgular, motor ve yanma konularında yapılan ilgili mühendislik uygulamalarında segman tasarımı ve optimize edilmesi süreçlerine rehberlik edebilecek potansiyelindedir.

Sonuç olarak, hem 1B model ve test doğrulamaları yapılmış, hem de 2B HAD modeli hassasiyet analizleri yapılmış ve bütünlük bir yaklaşımla segman yuvasındaki boşlukta bulunan havanın davranışları basınç etkisi altında detaylı bir şekilde incelenmiştir. İnceleme ile berber yüksek sıkıştırma oranlarında basınç kayıplarının ve kaçak debilerin arttığı tespit edilmiştir. Segmanlarda buluna ağız açıklığı ve ağız profillerinin bu durum karşısında direkt olarak belirleyici bir rolü vardır. Bu kaçaklara önlem olarak segman profillerinin yeniden gözden geçirilmesi ve enerji verimliliğinin artırılması sağlanabilir.

Yazar Katkısı

Hüdagül Değirmenci 2B HAD analizlerinin yapılması ve verilerin elde edilmesini sağladı. *Emrah Kantaroğlu* 1B motor modelinin oluşturulması, 2B HAD analizlerinin sınır şartlarının belirlenmesi ve verilerin sunulmasını gerçekleştirdi. Yazarlar makaleyi birlikte yazdı, okudu ve onayladı.

Etik

Bu makalenin yayınlanmasıyla ilgili herhangi bir etik sorun bulunmamaktadır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar herhangi bir çıkar çatışması olmadığını belirtmektedir.

ORCID

Hüdagül Değirmenci  <https://orcid.org/0009-0003-4795-9243>

Emrah Kantaroğlu  <https://orcid.org/0000-0002-6127-4318>

Kaynaklar

- Aktaş, F. (2021). *Numerical investigation of the effects of the use of propane-diesel as a dual fuel in a diesel engine on the combustion regime, engine performance and emission values* [Yayımlanmamış doktora tezi]. Gazi Üniversitesi.
- Bayram, M. K., & Kantaroğlu, E. (2024). Sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda farklı piston malzemelerinin sonlu elemanlar metodu ile termal davranışlarının incelenmesi. *International Journal of Engineering Technology and Applied Science*, 7(1), 9-22. <https://doi.org/10.53448/akuumbd.1431294>
- Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K. ve Norris, M., (1993). An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines. *SAE Technical Paper* 932708. <https://doi.org/10.4271/932708>
- Chucholowski C, Kornprobst H. ve Zellinger K., (1982). FVV. Abschlußbericht Nr. 250.
- Cunanan, C., Tran, M.K., Lee, Y., Kwok, S., Leung, V., Fowler, M. (2021). A Review of heavy-duty vehicle powertrain technologies: Diesel engine vehicles, battery electric vehicles, and hydrogen fuel cell electric vehicles. *Clean Technologies*, 3(2), 474-89. <https://doi.org/10.3390/cleantechnol3020028>
- Engine catalog. (2021). <https://mymotorlist.com/engines/renault/> adresinden 12 Aralık 2023 tarihinde alınmıştır.
- Fenimore, C. P. (1971). Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. *Symposium (International) on Combustion*, 13(1), 373-380. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(71\)80040-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(71)80040-1)

- Furuham, S. (1959). A dynamic theory of Piston-Ring lubrication: 1st report, calculation, *Bull JSME*, 2, 423-428. <http://dx.doi.org/10.1299/jsme1958.2.423>
- Ghojel, J. I. (2010). Review of the development and applications of the wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research*, 11(4), 297-312. <https://doi.org/10.1243/14680874JER06510>
- Heywood, J. B., (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- Karamangil, M. E. (2004). Benzinli motorlarda segman ve conta boşluğu hidrokarbonlarının silindir içi dağılımı. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9(1), 53-64. <https://doi.org/10.17482/uufje.92065>
- Kantaroglu, E. (2024). Influence of different Reynolds numbers and new geometries on water jacket cooling performance in a CI engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. <https://doi.org/10.1177/09544089241260876>
- Kornprobst H., Zellinger K. ve Ringbewegung, (1987). *FVV. Abschlußbericht Nr. 344*.
- Koszalka, G., ve Suchecki, A. (2017). Analysis of design parameters of pistons and piston rings of a combustion engine. *MATEC Web Conf.*, 118. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201711800013>
- Koszalka, G. (2019). The use of the gas flow model to improve the design of the piston-rings-cylinder system of a diesel engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 659. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201711800013>
- Lyubarsky, P. ve Bartel, D. (2016). 2D CFD-model of the piston assembly in a diesel engine for the analysis of piston ring dynamics, mass transport and friction. *Tribology International*, 104, 352-368. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.09.017>
- Mahle GmbH (2012). *Pistons and engine testing* (1st ed). Vieweg – Teubner.
- Newhall, H. K. (1969). Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide. *Symposium (International) on Combustion*, 12(1), 603-613. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(69\)80441-8](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(69)80441-8)
- Pipitone, E. (2009). A new simple friction model for s. i. engine. *SAE Technical Paper 2009-01-1984*. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1984>
- Satge de Caro, P., Mouloungui, Z. ve Vaitilingom, G., Berge, J. C. (2001). Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines, *Fuel*, 80(4), 565-574. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(00\)00117-4](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(00)00117-4)
- Türkiye Cumhuriyeti Dışişleri Bakanlığı (2016). <https://www.mfa.gov.tr/paris-anlasmasi.tr.mfa> adresinden 12 Aralık 2023 tarihinde alınmıştır.
- Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK). (2024). <https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Motorlu-Kara-Tasitlari-Eylul-2023-49429#:~:text=Eyl%C3%BCl%20ay%C4%B1%20sonu%20itibar%C4%B1yla%20trafi%C4%9Fe%20kay%C4%B1tl%C4%B1%2014%20milyon%20967%20bin,%25%2C2> adresinden 7 Ocak 2024 tarihinde alınmıştır.
- Yeşilada, Ö. (1997). *Segmanlar*. (M.Sc.), Istanbul Technical University.
- Wiebe, I., (1956). Semi-empirical expression for combustion rate in engines. In *Proceedings of Conference on piston engines*, USSR Academy of sciences, Moscow (pp. 186-191).
- Winterbone, D. E. ve Turan, A. (2015). *Advanced thermodynamics for engineers (2nd ed)*. Butterworth-Heinemann An Imprint of Elsevier.
- Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Technical Paper 670931*. <https://doi.org/10.4271/670931>