

Y. Samim Ünlüsoy
Profesör

Metin Akkök
Profesör

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Motorlu Taşıtlarda Kavrama Dinamiğinin İncelenmesi

Bu çalışmada, motorlu taşıtlarda özellikle kalkış sırasında kavrama süreci, araç ve tahrik sisteminin ayrıntılı bir dinamik modeli kullanılarak incelenmiştir. Sürücünün debriyaj ve gaz pedallarını kullanışını temsil eden senaryolar geliştirilmiş ve aracın hareketi doğrusal olmayan bir modelin sayısal çözümüyle belirlenmiştir. Yapılan analizler meydana gelen dinamik olayın tüm ayrıntıları ile incelenmesine ve aracın kalkıştaki performansının belirlenmesine ek olarak, en uygun debriyaj ve gaz pedalı kullanımının elde edilmesi için gerekli verileri sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Motorlu Taşıtlar, Araç Dinamiği, Kavrama Dinamiği, Debriyaj.

GİRİŞ

Motorlu taşıtlarda, motor ile vites kutusu arasında yer alan debriyajın temel fonksiyonu, vites değiştirirken motor ve aktarma organlarını birbirinden ayırmaktır. Araç harekete başlarken veya hareket halinde vites değiştirilirken, debriyajın iki elemanı arasında aşağıda sıralanan dinamik etkileşim oluşur.

i) Başlangıçta debriyajın motor tarafındaki eleman belli bir hızda dönerken diğer taraftaki eleman ya hareketsizdir (araç harekete başlarken) ya da değişik bir hızda dönmektedir (hareket halinde vites değiştirildiğinde).

ii) Sürücü ayağını debriyaj pedalından kaldırdığında, debriyajın iki elemanı yaylar vasıtasıyla birbirine bastırılır; dönme hızları farklı olduğundan bir kayma hareketi oluşur ve mekanik enerji ısı enerjisiye dönüşür.

iii) Belli bir süre sonunda iki elemanın hızı eşitlenir ve bu andan itibaren harekete beraberce aynı hızda devam edilir.

Bu sürecin yeterli ayrıntıda ve hassasiyette bir matematik model kullanılarak simülasyonu, debriyaj tasarımında olduğu kadar araç performansının belirlenmesinde de önemlidir. Literatürde, uygulamada yaygın olarak kullanılan basitleştirilmiş yaklaşımları içeren [1-3] ve sürücü davranışının da incelendiği deneysel [4] ve [5] kuramsal çalışmalar

bulunmaktadır. Bu çalışmalar günümüzde özellikle yarı otomatik transmisyonlarda debriyajın kontrolü [6], ve debriyaj kaynaklı araç titreşimlerinin anlaşılması ve giderilmesi [7] üzerinde yoğunlaşmış bulunmaktadır.

DİNAMİK MODEL

Motorlu araçlarda, motordan tekerleklere ulaşan tahrik sisteminin temel elemanları Şekil 1'de verilmektedir. Bu model ile, tahrik sistemi kaymanın oluştuğu debriyajın giriş ve çıkış yüzeyleri arasında motor ve araç tarafı olmak üzere iki ana bölümde incelenebilir.

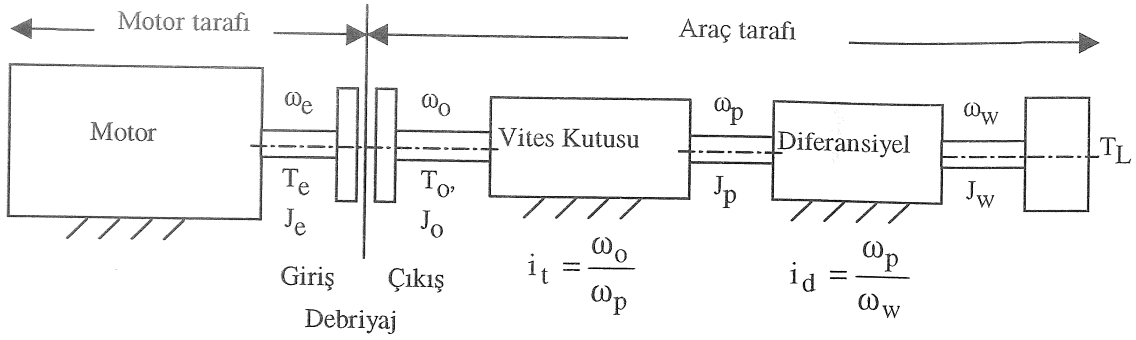
Debriyajın giriş elemanından çıkış elemanına aktarılan sürtünme momenti,

$$T_f = \mu N R \operatorname{sgn}(\omega_e - \omega_o) \quad (1)$$

ve

$$R = \frac{2}{3} \left[\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right] \quad (2)$$

ifadeleriyle tanımlanmaktadır.



Şekil 1. Otomobil tahrik sistemi modeli

Motor ve volana rijit olarak bağlı olan debriyaj giriş elemanının açısız ivmesi

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_f \quad (3)$$

diferansiyel eşitliğiyle verilmektedir.

Şekil 1'de tahrik sisteminin araç tarafında kalan kısmı ve araç kütlesi, debriyaj çıkış hızına indirgenmiş bir atalet momenti, J_o , ve bir yük torku, T_o , olarak toplanmıştır. Böylece, debriyajın çıkış elemanının açısız ivmesi de benzer şekilde ifade edilebilir.

$$J_o \dot{\omega}_o = T_f - T_o \quad (4)$$

Araç tarafının toplam atalet momenti, debriyaj çıkış elemanının hızına, ω_o , indirgendiğinde

$$J_o = J_{ce} + \frac{J_p}{i_t^2} + \frac{J_w + M r_w^2}{i_t^2 i_d^2} \quad (5)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Tekerlekteki yük torku ise aracın hareketine karşı oluşan toplam yuvarlanma, yokuş ve hava dirençlerinin sonucudur.

$$R_T = R_r + R_g + R_a = (a + bV)W + W \sin \phi + 0.5 \rho_a C_D A_f V^2 \quad (6)$$

Debriyajın çıkış elemanına uygulanan yük torku

$$T_o = K R_T \quad (7)$$

olarak yazılır. Bu ifadede

$$K = \frac{r_w}{i_t i_d} \quad (8)$$

olarak tanımlanmıştır.

Otomobilin tahrik sisteminin elemanları arasındaki dinamik etkileşimleri ve genel dinamik davranışını tanımlayan blok diyagram Şekil 2'de sunulmuştur.

BASİTLEŞTİRİLMİŞ ANALİZ

Basitleştirilmiş analizde, motor torku ve sürtünme torkunun kavrama sürecinde sabit olduğu varsayılır. Bu durumda (3) ve (4) numaralı eşitliklerdeki integraller alınarak, debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının açısız hızları elde edilebilir.

$$\omega_e = \omega_e^i - \left(\frac{T_f - T_e}{J_e} \right) t \quad (9)$$

$$\omega_o = \omega_o^i + \left(\frac{T_f - T_o}{J_o} \right) t \quad (10)$$

Kavrama süreci tamamlandığında, Şekil 3'te gösterildiği gibi debriyajın her iki elemanı da aynı hızda dönecektir.

Tam kavramanın gerçekleştiği sürenin bulunması için, (9) ve (10) numaralı ifadeler eşitlenerek, t_s için çözülür.

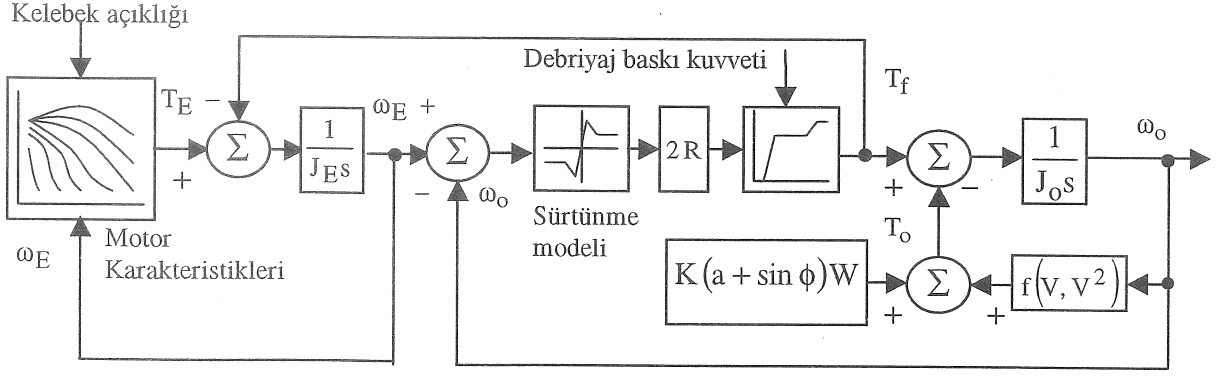
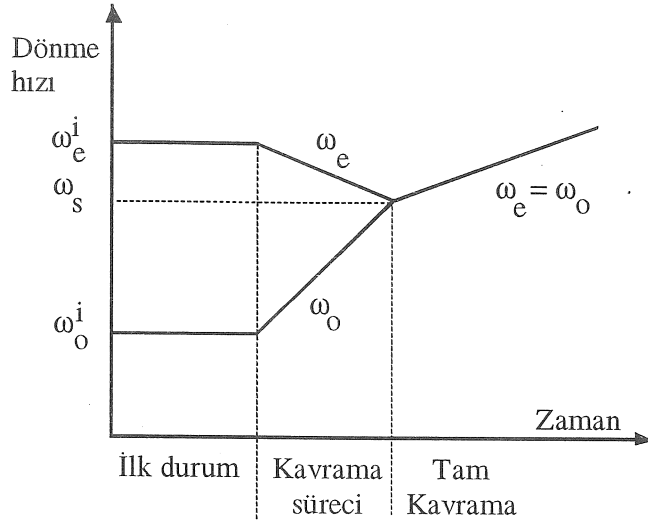


Figure 2. Tahrik sistemi modelinin blok diyagramı



Şekil 3. Basitleştirilmiş analizde hızların değişimi

$$t_s = \frac{J_e J_o (\omega_e^i - \omega_o^i)}{(T_f - T_o) J_e - (T_e - T_f) J_o} \quad (11)$$

Kavrama sonunda her iki elemanın ortak hızı

$$\omega_s = \omega_e^i - \left(\frac{T_f - T_e}{J_e} \right) t_s \quad (12)$$

ifadesinden hesaplanabilir.

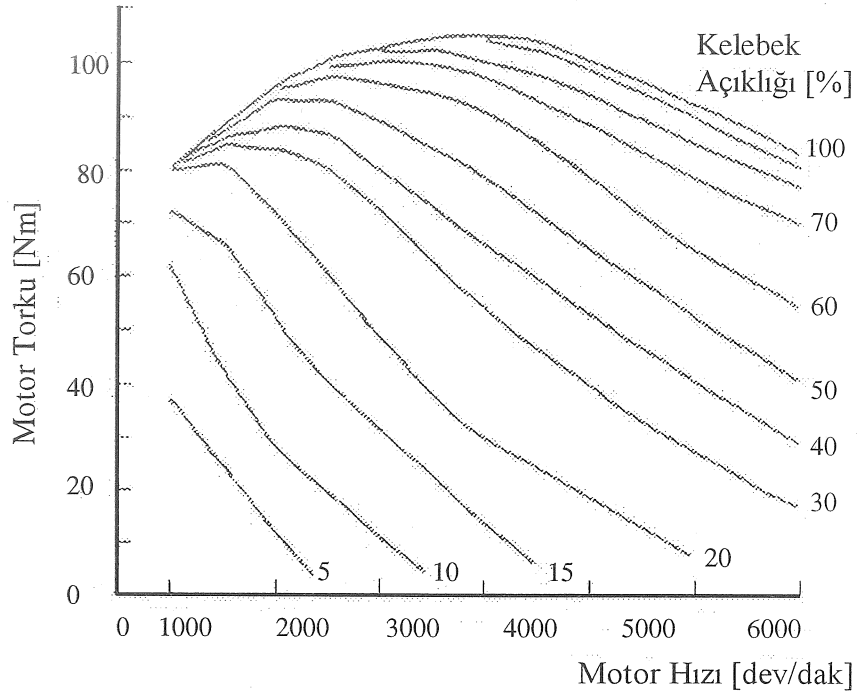
Kavrama sürecinde ısıya çevrilen enerji

$$E = \int_0^{t_s} T_f (\omega_e - \omega_o) dt$$

integrali alınarak bulunur. Basitleştirilmiş analizde, debriyajın giriş ve çıkış dönme hızlarının doğrusal olarak değiştiği varsayıldığından, ısıya çevrilen enerji

$$E = T_f (\omega_e^i - \omega_o^i) \frac{t_s}{2} \quad (13)$$

olarak elde edilir.



Şekil 4. Motor karakteristikleri

Uygulamada debriyaj sürtünme torkunun, maksimum motor torkunun 1.3-1.5 katı ve ilk motor hızının da maksimum tork hızına eşit veya ticari araçlarda maksimum hızın yarısı olarak alınması önerilmektedir [1].

AYRINTILI ANALİZ

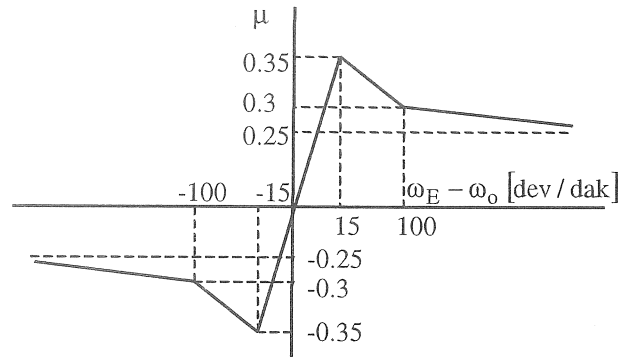
Kavrama analizinde istenilen parametreler sadece kavrama süresi ve erişilen ortak hızdan ibaretse, basitleştirilmiş analiz yeterince hassas sonuçlar verebilmektedir. Ancak bu analizde temel varsayım, sürücünün debriyaj pedalını bırakışının ve maksimum debriyaj baskı kuvvetinin bir adım girdisi olarak alınmasıdır [5]. Gerçekte tipik sürücü davranışı, gaz pedalına basarak motor devrini belli bir değere çıkarttıktan sonra, debriyaj pedalını ilk temas sağlanıncaya kadar bırakmak ve tam kavramanın gerçekleşmesi ile tekrar gaz pedalı ile araç hızını ayarlamak yönündedir. Sürücüler arasında motor devrinin çıkartıldığı değer, kavrama sırasında motor devrinin sabit tutulmaya çalışılması veya düşmesine müsaade edilmesi gibi farklılıklar gözlenmektedir. Bu davranışın aracın performansına ve debriyajın ömrüne etkilerinin araştırılması için, otomobilin tahrik sisteminin dinamiğini tanımlayan (3) ve (4) numaralı diferansiyel denklemler, (1), (6) ve (7) numaralı eşitliklerle de kullanılarak değişik

sürücü davranış senaryolarına göre çözülmelidir. Bu amaçla oluşturulan ve girdileri gaz pedalı ile kontrol edilen kelebek açıklığı ve debriyaj pedalı ile kontrol edilen debriyaj baskı kuvveti olan blok diyagramı Şekil 2'de verilmiştir. Ayrıca sürtünme yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısının hız, basınç ve sıcaklıkla değişiminin etkilerini de bu yaklaşımla incelemek mümkün olacaktır.

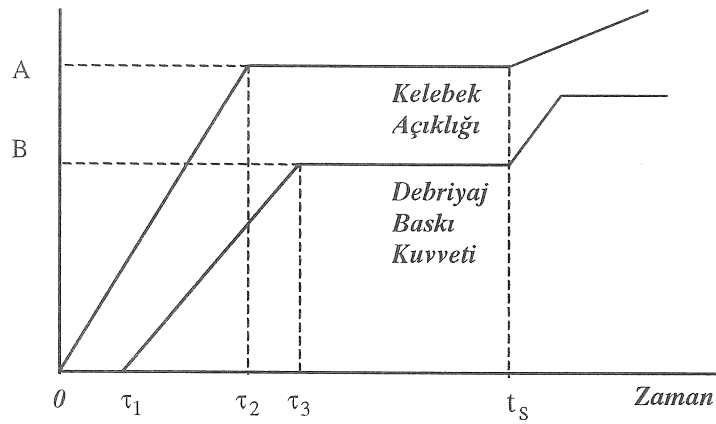
Bu amaçla Şekil 2'de verilen blok diyagram Simulink [8] kullanılarak oluşturulmuştur. Diyagramda kullanılan ve Şekil 4 'te gösterilen motor karakteristikleri sayısal bir tablo olarak girilmiştir. Debriyaj sürtünme yüzeylerinde sürtünme katsayısı ile ilgili çalışmalar, statik ve dinamik katsayıların yaklaşık 0.3 ve 0.2 mertebesinde olduğunu göstermektedir. Kullanılan sürtünme modeli Şekil 5'te verilmiştir. Simulasyonlarda orta büyüklükte bir otomobilin tipik parametreleri kullanılmıştır.

Sürücünün gaz ve debriyaj pedallarını kullanması ile ilgili senaryolar Şekil 6'da gösterilmiştir. Bu senaryolarda ortak olan özellik:

- sürücünün kalkışa başlamadan önce (debriyaj pedalı tümüyle basılı durumda) gaz pedalına basarak motor hızını belli bir düzeye çıkartması, ve
- gecikmeli olarak debriyaj pedalını bırakmasıdır.



Şekil 5. Sürtünme modeli



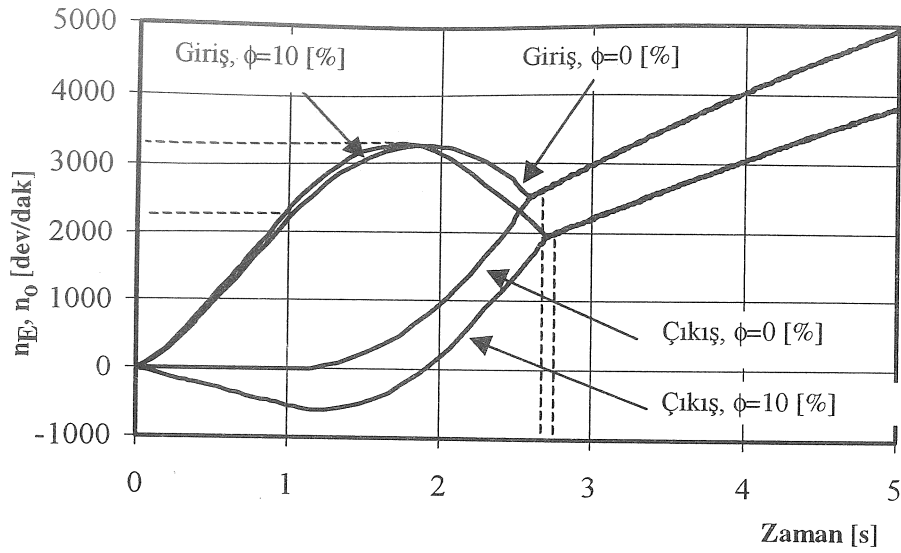
Şekil 6. Kelebek açıklığı ve debriyaj baskı kuvveti senaryoları

Sürücülerin, genellikle kavrama süreci tamamlanuncaya kadar debriyajı tamamen bırakmadan belli bir konumda (B) tuttukları gözlenmektedir. Senaryolarda debriyajı bırakma süresinde (τ_3), debriyaj baskı kuvvetinin doğrusal olarak arttığı ve daha sonra kavrama süresi (t_s) tamamlanana kadar sabit kaldığı varsayılmıştır.

Yapılan simülasyonlarda, kelebek açıklığı, (A), debriyaj baskı kuvveti, (B), gaz pedali ayar süreleri, (τ_1) ve (τ_2), ve debriyaj ayar süresi, (τ_3), için değişik değerler alınarak oluşturulan senaryoların, kavrama sürecinde aracın dinamik davranışına olan etkileri araştırılmıştır. Linear olmayan matematik modelin sayısal çözümünde Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Düz yolda ve yokuşta yapılan kalkış simülasyonlarından elde edilen sonuçların bir kısmı Şekil 7, 8, 9 ve 10'da sunulmuştur.

Kalkış sırasında motorun ve debriyaj çıkış elemanının dönme hızlarının düz ve % 10 meyilli

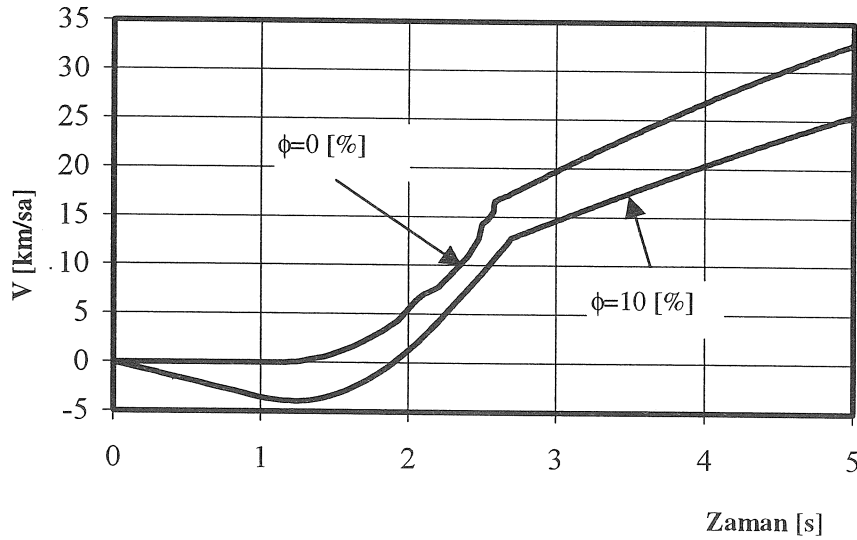
yolda değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Sürücünün ayağını debriyaj pedalından 1 saniye gecikmeli olarak kaldırmaya başladığı varsayıldığından, yokuşta kalkış sırasında debriyaj çıkış elemanının ters yönde denmeye başladığı ve aracın 1.25 metre geriye kaydığı gözlenmektedir. Bu sırada motor hızı yaklaşık 2300 dev/dak'ya yükselmektedir. Sürtünme yüzeyleri arasında temasın sağlanmasından sonra, motor hızı bir süre daha artarak 3270 dev/dak'ya ulaşmakta ve düşmeye başlamaktadır. Çıkış elemanının hızının, yaklaşık 2 saniye içinde yön değiştirerek artması ile 2.7 saniye içinde 1925 dev/dak'da tam kavrama durumu sağlanmaktadır. Düz yolda, sürücü debriyaj pedalını bırakmaya başlayıncaya kadar hareketsiz kalmakta, daha sonra debriyaj baskı kuvvetinin artmasıyla hızlanmaktadır. Düz yolda tam kavrama yaklaşık 2.5 saniyede ve 2400 dev/dak'da elde edilmektedir.



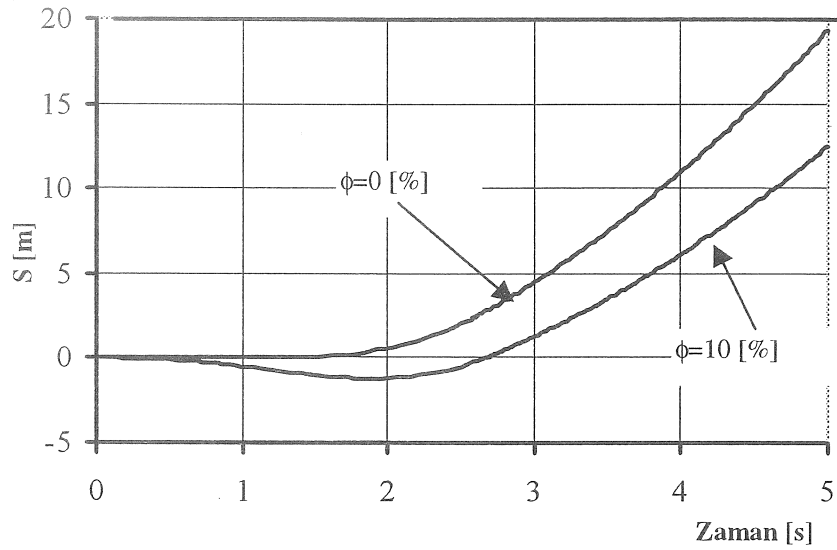
Şekil 7 Debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının dönme hızı

Yokuşta kalkış durumunda aracın önce geriye doğru hızlandığını, araç hızının zamanla değişimini gösteren Şekil 8'de de görmek mümkündür. 5 saniye sonunda aracın düz yolda ve meyilde ulaştığı hızlar arasında 8 km/sa fark oluşmaktadır. Benzer şekilde

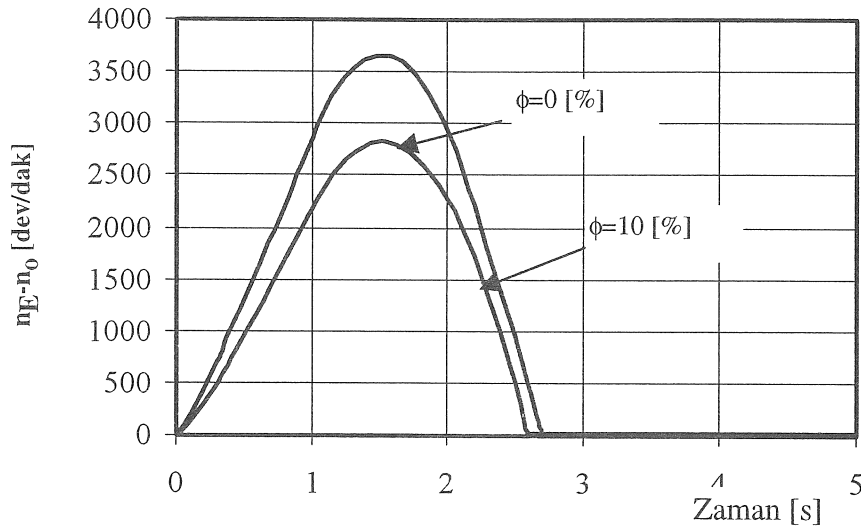
aracın kalkış sırasında aldığı yol Şekil 9'da verilmektedir. Aracın ilk 5 saniye içinde düz yolda aldığı yolun, meyilli yola göre 7.5 m fazla olduğu gözlenmektedir.



Şekil 8. Araç hızı



Şekil 9. Aracın aldığı yol



Şekil 10. Debriyajın giriş ve çıkış elemanları arasındaki hız farkı

Kavrama süreci içinde, debriyajın giriş ve çıkış elemanlarının dönme hızları arasındaki fark, Şekil 10'da düz ve meyilli yollar için verilmektedir. İki durumda kavrama süreci içinde ısıya çevrilen enerji 1.1 ve 15.3 Joule mertebesinde. Bu bilgi, verilen bir araç için kullanılacak değişik sürtünme yüzeyleri ve boyutlarının, debriyaj balatalarının ömrü üzerinde etkisinin incelenmesi ve uygun bir tasarım veya seçimin yapılmasında yararlı olacaktır.

Geliştirilen model, senaryolar ve yapılan simülasyonlar yardımı ile sunulan parametrelere ek olarak motor, sürtünme ve yük torklarının; ısıya çevrilen enerjinin ve tahrik sisteminin çeşitli elemanlarının dönme hızlarının da bulunduğu çok sayıda değişkenin zamana göre değişimi elde edilebilmektedir.

SONUÇ

Düz veya meyilli yolda kalkış yapan bir aracın tahrik sisteminin, sürücünün gaz ve debriyaj pedalları kullanma senaryolarını da içeren ayrıntılı ve gerçeğe olabildiğince yakın bir modeli hazırlanmıştır. Lineer olmayan model sayısal olarak çözülmüş ve araç ile tahrik sisteminin davranışının simülasyonu yapılmıştır.

Aracın ve tahrik sisteminin bu ayrıntıda bir modelinin, özellikle sürücü davranışını da içeren senaryolarla birlikte kullanılmasıyla debriyaj tasarımı ve seçimi sırasında gerekli çok değerli bilgiler üretilebilmektedir. Benzer şekilde, araç hareketinin kalkış sırasında dinamik olarak simülasyonu, aracın yokuşta kalkış yeteneğinin gerçekçi olarak tahmininde kullanılabilir. Model ayrıca, yarı otomatik ve otomatik şanzımanlarda uygulanacak kontrol stratejilerinde kullanılmak üzere, gaz ve debriyaj pedallarının en uygun kullanımının belirlenmesinde de yararlı olacaktır.

SEMBOLLER

- a, b : yuvarlanma direnci katsayıları,
A_f : araç kesit alanı,
C_D : hava direnci katsayısı,
E : ısıya çevrilen enerji,
i_d : diferansiyel hız oranı, ω_p / ω_w ,
i_t : vites kutusu hız oranı, ω_o / ω_p ,
J_{ce} : debriyaj çıkış elemanı ve vites kutusunun aynı hızda dönen kısımlarının atalet momenti,
J_e : motor, volan ve debriyajın giriş kısmının toplam atalet momenti,
J_o : debriyajın çıkış tarafındaki dönел kütlelerin ω_o 'a indirgenmiş toplam atalet momenti,
J_p : Vites kutusu çıkış şaftı hızında dönen parçaların toplam atalet momenti,
J_w : tekerlek hızında dönen parçaların toplam atalet momenti,
M : toplam araç kütlesi,
N : debriyaj baskı kuvveti,
r_w : lastik yuvarlanma yarıçapı,
R : debriyaj sürtünme yüzeylerinin eşdeğer yarıçapı,
R_o : debriyaj sürtünme yüzeyi dış yarıçapı,
R_i : debriyaj sürtünme yüzeyi iç yarıçapı,
R_a : hava direnci,

- R_g : yokuş direnci,
R_f : yuvarlanma direnci,
R_T : toplam direnç,
S : yol,
t_s : zaman,
t_s : kavrama süresi,
T_e : Motor torku (ω_e dönme hızında),
T_f : debriyaj sürtünme torku (giriş-çıkış elemanları arasında iletilen tork),
T_L : tekerleklere etkiyen yük torku,
T_o : debriyaj çıkış elemanına etkiyen yük torku,
V : araç hızı,
 α_e : debriyaj giriş elemanının açısal ivmesi,
 α_o : debriyaj çıkış elemanının açısal ivmesi,
 ω_e : debriyaj giriş elemanının dönme hızı,
 ω_e^i : motorun başlangıç dönme hızı,
 ω_o : debriyaj çıkış elemanının dönme hızı,
 ω_o^i : debriyaj çıkış elemanının ilk dönme hızı,
 ω_p : vites kutusu çıkış şaftının dönme hızı,
 ω_w : tekerlek dönme hızı,
 ϕ : yol eğim açısı,
 μ : sürtünme katsayısı,

INVESTIGATION OF AUTOMOTIVE CLUTCH ENGAGEMENT

In this study, clutch engagement during start up is examined using a detailed dynamic vehicle and driveline model. Scenarios representing the driver control of the accelerator and clutch pedals are developed and the motion of the vehicle system is numerically solved using a nonlinear vehicle model. The study allows a detailed study of the clutch engagement process and the determination of a suitable combination of the control of accelerator and clutch pedals, in addition to the prediction of vehicle performance during start up.

Keywords: Motor Vehicles, Vehicle Dynamics, Clutch Engagement, Clutch.

KAYNAKÇA

1. Smith, G.L., Commercial Vehicle Performance and Fuel Economy, *SAE Transactions*, c. 79 (1970), s. 729-751.
2. Akkurt, M., *Makina Elemanları*, 2.cilt, Birsen Kitabevi, İstanbul, 1982.
3. Demirsoy, M., *Motorlu Araçlar*, 3.cilt, Birsen Yayınevi, İzmir, 1997.
4. Lucas, G. G. ve Mizon, R., Clutch Manipulation During Engagement, *Automotive Engineer*, 1978, s. 81-85.
5. Szadkowski, A. ve McNerney, G. J., Clutch Engagement Simulation: Engagement with Throttle, *SAE Transactions*, c. 101 (1992), s. 815-827.
6. Tanaka, H. ve Wada, H., Fuzzy Control of Clutch Engagement for Automated Manual Transmission, *Vehicle System Dynamics*, c. 24 (1995), s. 365-376.
7. Centea, D., Rahnejat, H. ve Menday M. T., The Influence of the Interface Coefficient of Friction upon the Propensity to Judder in Automotive Clutches, *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*, c. 213 (1999), s. 245-258.
8. *Simulink, MatLab v. 5.3.0.10183 (R11)*, The MathWorks, Inc. 1999.