



EGE ÜNİVERSİTESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**YERLİ YAPIM BAZI TRAKTÖRLERİN
GÜÇ AKTARMA SİSTEMLERİNİN
VİTES KADEMELERİ AÇISINDAN
İNCELENMESİ**

Fırat KÖMEKÇİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ercan GÜLSOYLU

Tarım Makinaları Anabilim Dalı

**Bilim Dalı Kodu : 501.08.00
Sunuş Tarihi : 28.02.2014**

Bornova-İZMİR

2014

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

YERLİ YAPIM BAZI TRAKTÖRLERİN
GÜÇ AKTARMA SİSTEMLERİNİN
VİTES KADEMELERİ AÇISINDAN
İNCELENMESİ

Fırat KÖMEKÇİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ercan GÜLSOYLU

Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu : 501.08.00
Sunuş Tarihi : 28.02.2014

Bornova-İZMİR

2014

Fırat Kömekçi tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “Yerli Yapım Bazı Traktörlerin Güç Aktarma Sistemlerinin Vites Kademeleri Açısından İncelenmesi” başlıklı bu   alı  ma E   Lisansüstü Eğitim ve    retim Yönetmeliği ile E   Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve    retim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 28.02.2014 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.

Jüri   yeleri:

İmza

Jüri Başkanı	: Yrd. Doç. Dr. Ercan GÜLSOYLU	
Raportör ��ye	: Prof. Dr. Adnan DEĞİRMENCİOĞLU	
��ye	: Prof. Dr. Tuna DOĞAN	

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Yerli Yapım Bazı Traktörlerin Güç Aktarma Sistemlerinin Vites Kademeleri Açısından İncelenmesi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

28 / 02 / 2014

Fırat KÖMEKÇİ

ÖZET**YERLİ YAPIM BAZI TRAKTÖRLERİN
GÜÇ AKTARMA SİSTEMLERİNİN
VİTES KADEMELERİ AÇISINDAN
İNCELENMESİ**

KÖMEKÇİ, Fırat

Yüksek Lisans Tezi, Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Ercan GÜLSOYLU

Şubat 2014, 116 sayfa

Bu tez çalışmasının amacı Türkiye’de üretilen bazı traktörlerin güç aktarma sistemlerini vites kademeleri açısından incelemektir.

Bu çalışmada; ülkemizde üretilen bazı traktörlerin güç aktarma sistemleri teknik yönden incelenmiş, tarımsal işlerde kullanılan hızlara uygunlukları araştırılmış, tekerleklerde oluşacak çevre kuvvetleri dikkate alınarak vites seçenekleri arasındaki kayıp bölgeler belirlenmiştir. Geometrik kademelendirme, progresif kademelendirme, harmonik kademelendirme ve Jante kademelendirmesi gibi hesap yöntemleri kullanılarak tarım traktörlerinin her vites seçeneğindeki ilerleme hızları hesaplanmıştır. Seçilen traktörlerin güç aktarım organlarındaki hız oranı bulunmuş, mevcut kademelendirmeleri ile hesaplamalarla bulunan diğer kademelendirme yöntemlerinin ortaya çıkardığı sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Ele alınan yedi traktör modelinin tamamında $4 - 12 \text{ km h}^{-1}$ ilerleme hızlarını sağlayan vites sayıları yeterli düzeydedir. Uygun kademelendirmenin traktör motoru ve lastik seçimine bağlı olmasından dolayı tasarım yapılırken bu faktörleri de göz önünde bulundurmak gerekir. Geometrik kademelendirme ve Jante kademelendirmesi tarım traktörleri için uygun kademelendirme yöntemleridir. İncelemeler sonucunda, D traktörü dışındaki diğer altı traktörün hız kutularında geometrik kademelendirmeye yakın değerler sağlandığı görülmüştür.

Anahtar sözcükler: Vites kademelendirme, geometrik kademelendirme, Jante kademelendirmesi, hız kutusu, traktör.

ABSTRACT**EVALUATION OF POWER TRANSMISSION SYSTEMS OF
SOME DOMESTIC TRACTORS
FROM THE POINT OF MULTI-GEAR SPEED RATIOS**

KÖMEKÇİ, Fırat

MSc in Agricultural Machinery.

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Ercan GÜLSOYLU

February 2014, 116 pages

The objective of this study was to evaluate the power transmission systems of some domestic tractors from the point of multi-gear speed ratios.

In order to meet the above objective, some tractors manufactured in our country were selected and their transmission systems were evaluated in terms of forward speeds as they conform to the agricultural operations along with the axle torque and load matching for speed ratios in different gears was determined. In each gear, the forward speed was calculated based on four different calculation procedure, namely geometrical, progressive, harmonic and Jante stepping for all of tractors considered in the study. The speed ratios in mechanical transmission systems were found and compared with four different calculation procedures.

From the calculations and evaluations of the gear systems of seven tractor models, it was concluded that all of the tractors met the speed requirements of ranging between 4 and 12 km h⁻¹ as considered to be the range for agricultural operations. It is recommended that the design of appropriate stepping should be made by considering the tractor engine and tire size. From the study, it can be said that the Geometrical and Jante stepping procedures are appropriate procedures for tractors. The evaluations made indicated that all of the tractor gear systems generated similar results as obtained from the geometrical stepping except the tractor model D.

Keywords: Gear Stepping, Geometric Stepping, Harmonic Stepping, Jante Stepping, Gear Box, Tractor

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve ilgisini esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Ercan Gülsoylu'ya, gerekli verilerin sağlanmasında kolaylık gösteren TAMTEST ve traktör firmalarının çalışanlarına ve her zaman yanımda olan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
İÇİNDEKİLER	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xxvii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xxviii
1.GİRİŞ	1
1.1 Tarım Traktörleri Tanımı ve Tarihi	1
1.2 Türkiye’deki Tarım Traktörlerinin Sayısal Değişimi	2
1.3 Güç Aktarım Sistemlerinin Tarihi	2
1.4 Hız Kutularının Tarım Traktörlerinde Kullanılma Sebebi	8
1.5 Hız Kutusunun Görevleri ve Özellikleri	11
1.6 Hız Kutusu Etkinliği ve Kayıplar	12
1.7 Hız Kutularının Temel İlkeleri	13
1.8 Tarım Traktörlerinde Kullanılan Hız Kutuları	15
1.8.1 Mekanik hız kutuları	15

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
1.8.2 Yük altında devreye giren (powershift) hız kutuları	19
1.8.3 Sürekli değişken kademeli (CVT) hız kutuları	23
1.8.4 Karma hız kutuları	27
1.8.5 Hidrodinamik hız kutuları	29
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	33
3. MATERYAL VE YÖNTEM	42
3.1 Materyal	42
3.1.1 Traktörler	42
3.2 Yöntem.....	45
3.2.1 Çalışma hızlarının hesaplanması.....	45
3.2.2 Tekerlek çevre kuvvetinin hesaplanması	47
3.2.3 Hız kutularında kademelendirme esasları	48
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	53
4.1 A Traktörüne Ait Bulgular.....	53
4.1.1 A traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı	53
4.1.2 A traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri	54
4.1.3 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi.....	54

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4.1.4 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	56
4.1.5 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi	57
4.1.6 A traktörünün hız girişleri	58
4.2 B Traktörüne Ait Bulgular.....	58
4.2.1 B traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı.....	58
4.2.2 B traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri	59
4.2.3 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi.....	60
4.2.4 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	61
4.2.5 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi.....	63
4.2.6 B traktörünün hız girişleri.....	64
4.3 C Traktörüne Ait Bulgular.....	65
4.3.1 C traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı.....	65
4.3.2 C traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri	66
4.3.3 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi.....	66
4.3.4 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	67
4.3.5 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi.....	69
4.3.6 C traktörünün hız girişleri.....	70

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.4 D Traktörüne Ait Bulgular	71
4.4.1 D traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı	71
4.4.2 D traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri	71
4.4.3 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi.....	72
4.4.4 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi.....	74
4.4.5 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi.....	75
4.4.6 D traktörünün hız kırışları.....	77
4.5 E Traktörüne Ait Bulgular	78
4.5.1 E traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı	78
4.5.2 E traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri.....	78
4.5.3 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi	79
4.5.4 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	80
4.5.5 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi	82
4.5.6 E traktörünün hız kırışları	83
4.6 F Traktörüne Ait Bulgular.....	84
4.6.1 F traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı.....	84

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4.6.2 F traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri.....	84
4.6.3 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi	85
4.6.4 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	86
4.6.5 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi	88
4.6.6 F traktörünün hız girişleri	89
4.7 G Traktörüne Ait Bulgular	90
4.7.1 G traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı.....	90
4.7.2 G traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri	91
4.7.3 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi	91
4.7.4 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi	93
4.7.5 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi	94
4.7.6 G traktörünün hız girişleri	95
4.8 Traktörlerin Sahip Oldukları Hız Kutularına Göre Karşılaştırılması	96
4.8.1 “8+2” vites seçeneğine sahip traktörlerin karşılaştırılması	96
4.8.2 “12+12” vites seçeneğine sahip traktörlerin karşılaştırılması	99
4.9 Progresyon Değerinin Kademelendirmeye Etkisi	102

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.10 Geometrik Kademelendirme ve Jante Kademelendirmesi'ne Uygun Hız Oranları	102
4.11 Mevcut Hız Kutularının Kademelendirme Yöntemleri	105
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	108
KAYNAKLAR DİZİNİ	111
ÖZGEÇMİŞ	116
EKLER	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Türkiye'deki iki akslı traktörlerin son yıllardaki sayısal değişimi.....	2
1.2 İlk dişli sistemi	3
1.3 Pistonun ortaya çıkardığı alternatif hareketi dönü hareketine dönüştürülmesi	3
1.4 Dişlilerin ve hız kutularının ilk tasarımları	4
1.5 Araçlarda hız kutusunun gelişim evreleri.....	5
1.6 ZF-AS TRONIC 12 AS 1800 iki ara milli, üç gruplu, 12 vitesli modern hız kutusu	6
1.7 Hız kutusuna sahip olmayan içten yanmalı motorun tekerlek çevre kuvveti-hız ilişkisi	9
1.8 Dört vites kademesine sahip bir içten yanmalı motorun tekerlek çevre kuvveti –hızı ilişkisi.....	9
1.9 Traktör tahrik akslarındaki moment – hız eğrisi	11
1.10 Motor devrinin 1500 min- ve motor momentinin 500-2000 Nm olduğu durumda, iki gruplu hız kutusuna sahip aracın viteslerinin etkinliği.....	13
1.11 Planet dişli sistemi.....	14
1.12 Paralel tasarımlı mekanik hız kutusu.....	16
1.13 Aynı hat tasarımlı mekanik hız kutusu.....	17
1.14 Kilit etkisiz senkromeç tertibatı.....	19

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.15 Ara mile sahip powershift hız kutusu	20
1.16 Ara mile sahip ve milleri ters yöne dönebilen powershift hız kutusu ..	21
1.17 Basit planet dişli sistemine sahip powershift hız kutusu	22
1.18 Bileşik planet dişli sistemine sahip powershift hız kutusu	22
1.19 Hidrostatik hız kutusunun tahrik elemanları.....	24
1.20 Değişken deplasmanlı pompa ve sabit deplasmanlı motora sahip hidrostatik hız kutusunun hız değiştirme karakteristiği	26
1.21 Değişken deplasmanlı motor ve sabit deplasmanlı pompaya sahip hidrostatik hız kutusunun hız değiştirme karakteristiği	27
1.22 Karma hız kutusu	28
1.23 Hidrolik kavrama	30
1.24 Hidrodinamik hız kutusu	30
1.25 Hidrodinamik hız kutusuna sahip bir motorun tork – hız eğrisi	31
4.1 A traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	54
4.2 A traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri.....	54
4.3 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	55
4.4 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	55

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.5 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	56
4.6 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	57
4.7 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları.....	57
4.8 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	58
4.9 A traktörünün hız kırıışleri	58
4.10 B traktörünün vites seçeneklerine bağıli ilerleme hızları	59
4.11 B traktörünün vites seçeneklerine bağıli tekerlek çevre kuvvetleri.....	60
4.12 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	61
4.13 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	61
4.14 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	62
4.15 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	63
4.16 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları.....	64

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.17 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	64
4.18 B traktörünün hız kirişleri.....	65
4.19 C traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	65
4.20 C traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri	66
4.21 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	67
4.22 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	67
4.23 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	68
4.24 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	69
4.25 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	70
4.26 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	70
4.27 C traktörünün hız kirişleri.....	70
4.28 D traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	71
4.29 D traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri.....	72

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.30 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	73
4.31 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	73
4.32 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	75
4.33 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	75
4.34 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları.....	76
4.35 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	77
4.36 D traktörünün hız girişleri	77
4.37 E traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	78
4.38 E traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri	79
4.39 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	79
4.40 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	80
4.41 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	81

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.42 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	81
4.43 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	82
4.44 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	83
4.45 E traktörünün hız kirişleri	83
4.46 F traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	84
4.47 F traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri	85
4.48 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	85
4.49 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	86
4.50 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	87
4.51 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	88
4.52 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	88
4.53 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri.....	89

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.54 F traktörünün hız kırışları	90
4.55 G traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları	90
4.56 G traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri	91
4.57 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	92
4.58 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	92
4.59 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	93
4.60 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	94
4.61 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları	94
4.62 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri	95
4.63 G traktörünün hız kırışları	96
4.64 8+2 hız kutularındaki çeşitli hız gruplarını sağlayan vites sayıları	97
4.65 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek ilerleme hızları	97
4.66 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en düşük ilerleme hızları	98

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.67 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek tekerlek çevre kuvveti.....	99
4.68 12+12 hız kutularındaki çeşitli hız gruplarını sağlayan vites sayıları...	100
4.69 12+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek ilerleme hızları	100
4.70 12+12 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en düşük ilerleme hızları	101
4.71 12+12 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek tekerlek çevre kuvveti.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Hız kutularının tarihsel gelişim detayları	7
1.2 Dişli çarklar ve hız kutularının etkinlikleri	12
3.1 Türkiye'deki iki akslı traktörlerin 2003-2012 yıllarına bağlı olarak sayısal değişimi	42
3.2 Çalışmada kullanılan traktörlerin genel özellikleri	44
4.1 A traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları	103
4.2 B traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları	103
4.3 C traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları	104
4.4 E traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları.....	104
4.5 F traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları.....	104
4.6 G traktöründe ortaya çıkabilecek hız oranları	105
4.7 A traktöründe hız oranları	106
4.8 B ve E traktörlerinde hız oranları	106
4.9 C traktöründe hız oranları.....	106
4.10 D traktöründe hız oranları	107
4.11 F ve G traktörlerinde hız oranları	107

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
D_m	Motorun deplasmanı ($\text{cm}^3/\text{min}^{-1}$)
D_p	Pompanın deplasmanı ($\text{cm}^3/\text{min}^{-1}$)
F_U	Tekerlek çevre kuvveti (N)
$F_{Z,Ae}$	Efektif traksiyon kuvveti
$F_{Z,Aid}$	İdeal traksiyon kuvveti
$i_{(n-1)}$	Düşük vitedeki aktarım oranı
$i_{A,maks}$	En geniş hız oranı (en düşük vitesin hız oranı)
$i_{A,min}$	En dar hız oranı (en yüksek vitesin hız oranı)
$i_{G,maks}$	En düşük vitesin aktarım (hız) oranı
$i_{G,min}$	En yüksek vitesin aktarım (hız) oranı
$i_{G,tot}$	Mekanik hız kutusu olması gereken aktarım (hız) oranı
i_n	n. vitedeki hız oranı
i_{top}	Toplam aktarım oranı
K_{Mm}	Sabit değer = 2
m	Jante oranı
M_m	Motor momenti (Nm)
n	Hız oranı hesaplanacak vitesin kaçınıcı vites olduğu

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$n_{(Tmaks)}$	Maksimum momenti sağlayan motor devri (min^{-1})
N_1 ve N_2	Dişlinin dönü sayısı (min^{-1})
N_A	Aks devri (min^{-1})
η_D	Diferansiyel verimi (ondalık)
N_E	Motor devri (min^{-1})
η_{FD}	Son redüksiyon dişlisi verimi (ondalık)
N_{in}	Hız kutusunun giriş hızı (min^{-1})
N_m	Motor devri (min^{-1})
N_{Mmaks}	Maksimum motor devri (min^{-1})
N_{Mmin}	Minimum motor devri (min^{-1})
N_{out}	Hız kutusunun çıkış hızı (min^{-1})
N_p	Pompa devri (min^{-1})
N_{pc}	Planet taşıyıcı dönü hızı (m s^{-1})
η_{PT}	Güç aktarım sistemi verimi (ondalık)
N_r	Halka dişlisi dönü hızı (m s^{-1})
n_r	Halka dişlisindeki diş sayısı (adet)
N_s	Güneş dişlisi dönü hızı (m s^{-1})

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
n_s	Güneş dişlisindeki diş sayısı (adet)
η_T	Dişli kutusu verimi (ondalık)
η_t	Hız kutusunun etkinliği (ondalık)
η_{Mm}	Motorun moment etkinliği (ondalık)
η_{tot}	Etkinlik (ondalık)
η_{Mp}	Pompanın moment etkinliği (ondalık)
η_{trans}	Güç aktarım sisteminin toplam verimi (ondalık)
η_{vm}	Motorun volumetrik verimi (ondalık)
η_{vp}	Pompanın volumetrik verimi (ondalık)
P_{max}	Maksimum motor gücü
R	Hız oranı
R_D	Diferansiyel aktarım oranı
R_{FD}	Son redüksiyon dişlisi aktarım oranı
R_{PT}	Güç aktarım sisteminin aktarım oranı
R_T	Hız kutusu aktarım oranı
r_t	Tekerlek dinamik yarıçapı (m)
M	Hidrolik motor momenti (Nm)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devamı)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
M_{CA}	Aks momenti (Nm)
M_E	Motor momenti (Nm)
M_{in}	Giriş momenti (Nm)
M_{out}	Çıkış momenti (Nm)
M_P	Pompa momenti (Nm)
v_{maks}	Maksimum ilerleme hızı ($km\ h^{-1}$)
v_{min}	Minimum ilerleme hızı ($km\ h^{-1}$)
z	Toplam vites sayısı
Δ_p	Motor basınç farkı (MPa)
ϕ	Kademe atlaması
Φ_1	Progresif kademe atlama oranı
Φ_2	Progresyon değeri
Φ_{th}	Teorik kademe atlaması
v	İlerleme hızı

Kısaltmalar

CVT	Sürekli değişken kademeli hız kutuları
TÜİK	Türkiye İstatistik Kurumu
OECD	Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
ATV	All terrain vehicle
PIC	Peripheral interface controller
HMCVT	Hidromekanik sürekli değişken kademeli hız kutusu
2WD	Tek aksı tahrikli
AAS	Atomik absorbsiyon spektrometresi
ATF	Otomatik hız kutusu yağı
IVT	Sonsuz değişken hız kutusu
AMT	Otomatik - mekanik hız kutusu
Y	Yavaş – grup vites seçeneği
N	Normal – grup vites seçeneği
H	Hızlı – grup vites seçeneği
TY	Yavaş (takviyeli) – grup vites seçeneği
TH	Hızlı (takviyeli) – grup vites seçeneği

1. GİRİŞ

1.1 Tarım Traktörleri Tanımı ve Tarihi

Traktör kelimesi Oxford sözlüğüne göre ilk defa 1856 yılında “traction engine”e eş anlamlı kelime olarak İngiltere’de ve 1890’da A.B.D.’de bir patentte “tırtıllı tip buharlı” bir lokomotifin patenti alınırken kullanılmıştır. Kelimenin günlük hayattaki ilk kullanımı 1906’da bir firmanın satış reklamında başlamıştır (Kadayıfçılar, 1991).

Traktörün başlangıcı buhar gücünden yararlanmaya dayanır. İlk buhar makinasından kayış-kasnak düzeni yardımıyla yararlanılmaktaydı. Buhar makinası kendi yürür bir makine olmayıp, bir yerden diğerine koşum hayvanları ile çekilmekteydi. Daha sonraları sabit buhar makinalarının yerlerini hareketli buhar makinaları (lokomobil) almıştır. Ancak lokomobilin ağır olması ve yüksek imalat masrafları söz konusu olduğundan 1890 tarihinden sonra buhar motoru yerine dört zamanlı içten yanmalı motor kullanılmaya başlandı. İçten yanmalı motorun kullanılması konstrüksiyonun daha hafif ve hareketli olmasını sağladı (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

1907 yılında Robert Stock ilk motorlu pulluğu Almanya’da imal etti. Motorlu pulluklar daha sonra seri olarak imal edilen gerek tırtıllı gerekse tekerlekli traktörlerin öncüsü oldular (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

1920 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nde geliştirilen ve büyük sayıda imalatı yapılan Fordson traktörü üretilen traktör sayısı bakımından yeni bir çığır açtı (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

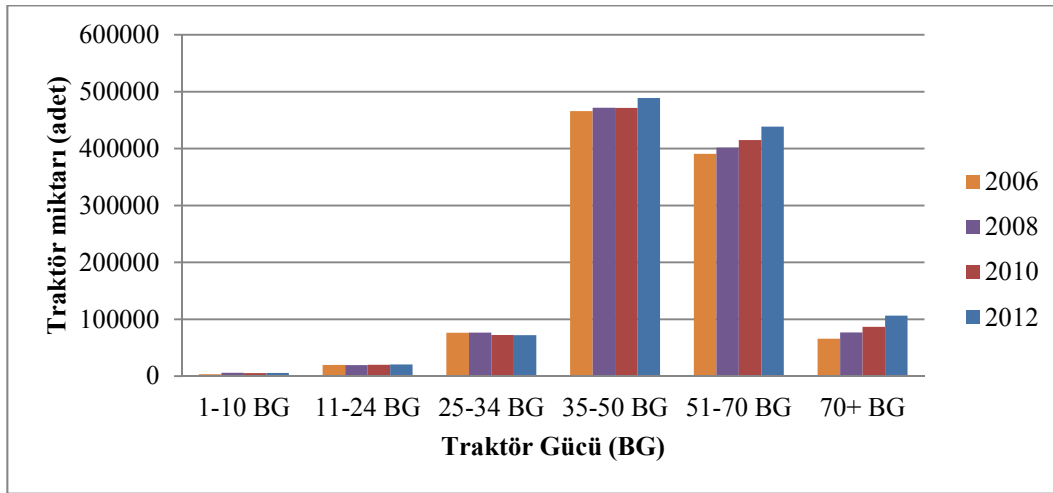
1931 yılında yılından itibaren daha ekonomik olan diesel motorları kullanılmaya başlandı (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

İlk kuyruk mili 1920 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nde tanıtıldı. 1930’lu yıllarda demir tekerleklerin yerini lastikli tekerlekler aldı. Aynı şekilde üç nokta askı sistemi bu yıllarda ortaya konuldu. 1937 yılında traktör ve aleti daha iyi eşleştirmek amacıyla hidrolik kaldırma mekanizması, 1950’li yıllarda geliştirilmiş sürücü oturağı, kontrollü hidrolik kaldırma mekanizması gibi donanımlar ilave edildi. Ayrıca traktör gücünde hızlı artış gerçekleşti. Güç kumandası, otomatik hız kutusu ve çok vitesli hız kutuları traktörlerde kullanılmaya başlandı. 1970’li

yıllarda traktörlerde dört tekerlek tahriki kullanılmaya başlandı (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

1.2 Türkiye’deki Tarım Traktörlerinin Sayısal Değişimi

Türk tarımında mekanik gücün kullanılması I. Dünya Savaşı sırasında alınan motorlu pulluklar ve buhar makinalarının Almanya’dan getirtilmesiyle başladığı söylenebilir. 1936 yılında 1308 adet olan traktör sayısı 1948 yılında 2749’a ulaşmıştır. 1949 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nin uyguladığı Marshall Planı ile Türkiye’de traktör sayısı önceleri 11729’a, 1952’de 31413’e yükselmiştir. 1955 yılına kadar süregelen ve kaynağını dış yardımlarla satın alımların oluşturduğu traktör sayısındaki artış, bu tarihten itibaren başlayan döviz sıkıntısı ve dış yardımlardaki azalma nedeniyle sınırlanmıştır. İlk traktör fabrikası Ankara’da 1954 yılında kurulmuştur. Yan sanayide meydana gelen olumlu gelişmeler nedeniyle 1962 yılından itibaren ülkemizdeki montaj sanayiine dayalı traktör üretim tesisleri artmaya başlamıştır (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005). Şekil 1.1’de Türkiye’deki iki akslı traktörlerin son yıllardaki sayısal değişimi gösterilmektedir. Türkiye’de 35 ve daha fazla beygir gücüne sahip traktörlerin 2006-2012 yılları arasındaki tercih edilme oranında %12’lik bir artış gözlenmektedir (TÜİK 2013).



Şekil 1.1 Türkiye'deki iki akslı traktörlerin son yıllardaki sayısal değişimi (TÜİK 2013)

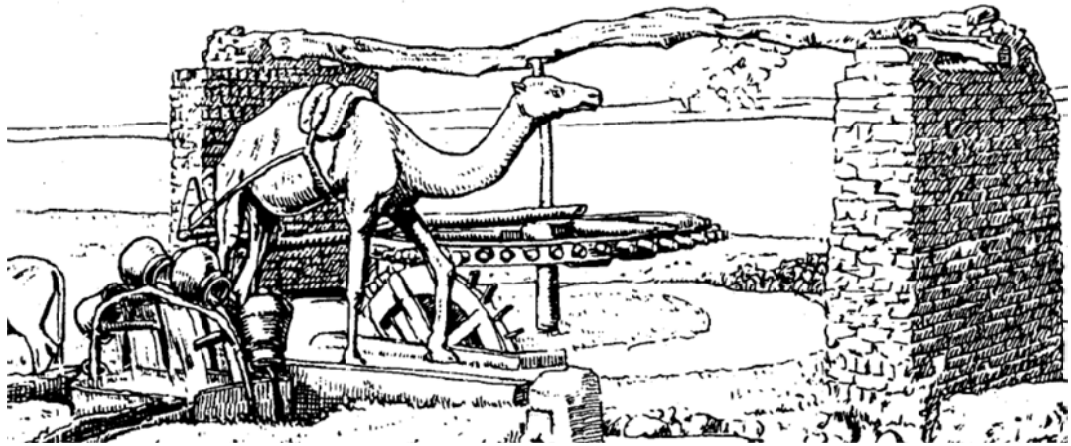
1.3 Güç Aktarım Sistemlerinin Tarihi

İnsan ve hayvan gücünü daha efektif kullanmak amacıyla dişli sistemleri, 3000 yıldan daha fazla bir süre önce kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 1.2’de

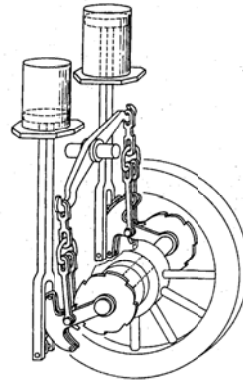
yaklaşık MÖ 2000-1000 yıllarında Mısır'da su değirmeninin çalışması resmedilmektedir.

Dişli sistemlerinin ilk çizimi Orta Çağ'dan gelmektedir. Ressam Albrecht Dührer'in 1500'lü yıllarda yaptığı oymabaskı eserlerinde kas gücü makinalarına ait çizimler bulunmaktadır. Kas gücü, mekanik gücün yokluğunda kullanılmıştır. İnsan zorlu işler için makinaları yapmak zorunda kalmıştır (Lechner and Naunheimer, 1999).

Motorun bir dişli ünitesinin takılması buna bağlı olarak motor hızı ve torkunun çıkış gücüne adaptasyonu fikri motorlu aracın 1886'daki doğuşundan yaklaşık 100 sene önce ortaya çıkmıştır. Daha önceki yıllardaki problem piston hareketinin dönü hareketine dönüştürülememesi olmuştur. Şekil 1.3'te bunun çözümü görülmektedir. Hız kutularının gelişimi bununla ilgilidir.

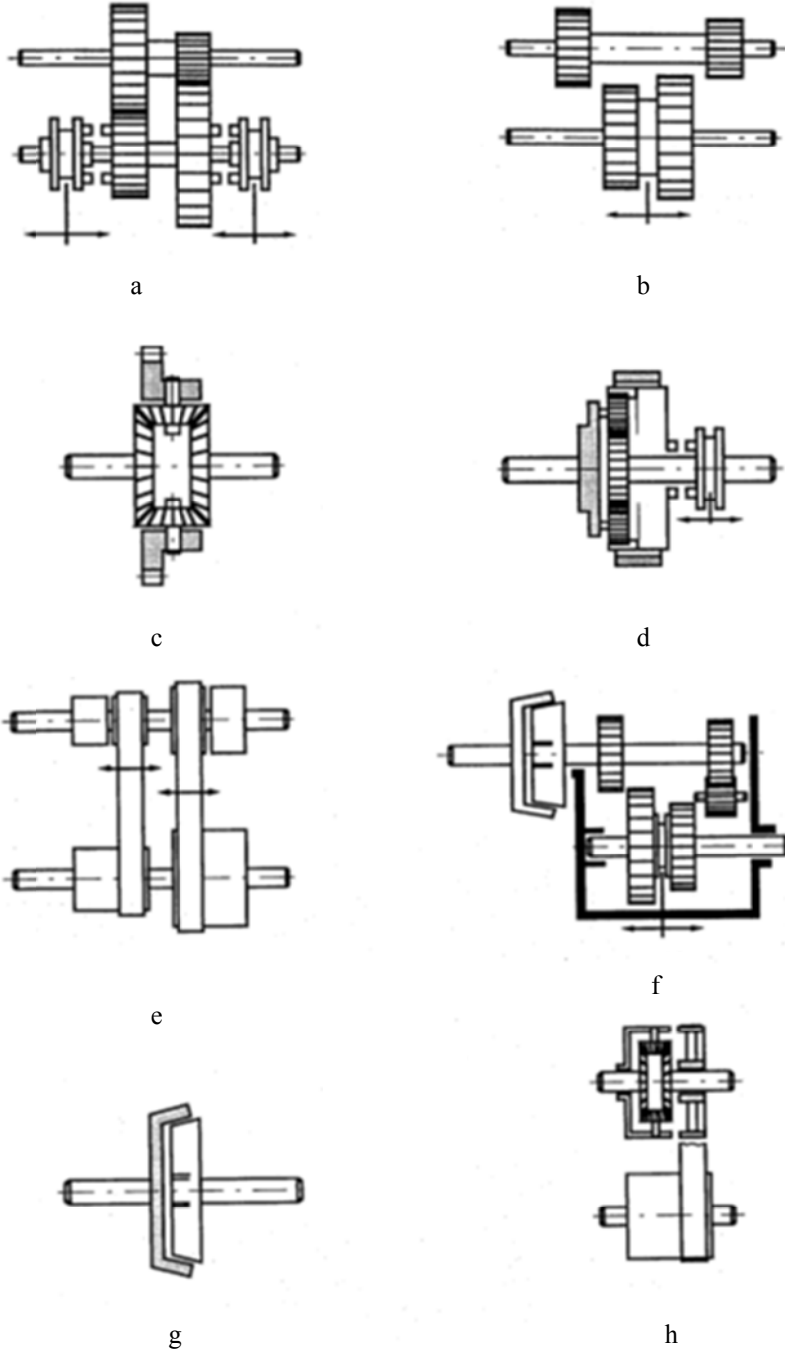


Şekil 1.2 İlk dişli sistemi (Lechner and Naunheimer, 1999).



Şekil 1.3 Pistonun ortaya çıkardığı alternatif hareketin dönü hareketine dönüştürülmesi (Lechner and Naunheimer, 1999)

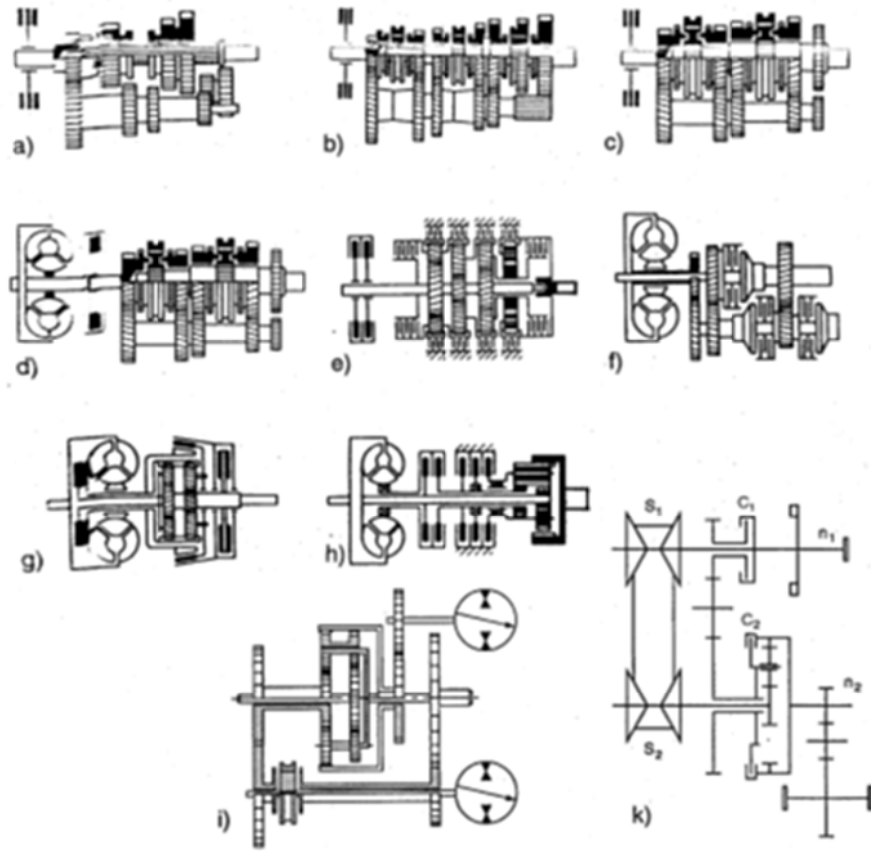
Şekil 1.4'te hız kutularının ortaya çıkmasıyla beraber gerçekleşen yenilikler gösterilmiştir. Bu yenilikler günümüzde var olan hız kutularının gelişmesinde önemli rol oynamıştır.



Şekil 1.4 Dişlilerin ve hız kutularının ilk tasarımları a) Watt'ın 2 vites seçeneğine ve “dog clutch”'a sahip hız kutusu, b) Griffith'in kayar temaslı 2 vitesli hız kutusu, c) Pequeur'un diferansiyel dişli grubu, d) Bodmer'in planet dişli sistemi, e) Napier ve Anderson'un 2 vitesli, kayışlı hız kutusu, f) Selden'in geri vitesli, kavramalı ve kayar temaslı hız kutusu, g) Marcus'un kullandığı konik kavrama, h) Benz'in kayışla aktarım yapan ayna dişlisine sahip diferansiyeli (Lechner and Naunheimer, 1999)

Şekil 1.5'te hız kutularının gelişiminin dört ana başlık altında incelenebileceği gösterilmiştir. Bunlar:

- Mekanik, belli sayıda vites kademesine sahip hız kutusu
- Yarı otomatik veya otomatik, belli sayıda vites kademesine sahip hız kutusu
- Geleneksel hidrodinamik/mechanik otomatik hız kutusu
- Mekanik, hidrodinamik, hidrostatik veya elektrikli; sürekli değişken kademeli hız kutusu

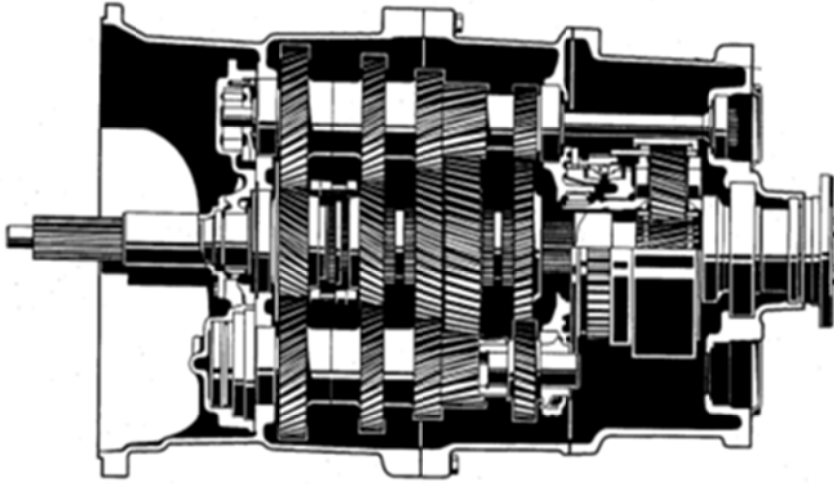


Şekil 1.5 Araçlarda hız kutusunun gelişim evreleri a) Kayar temaslı hız kutuları, b) Kilit kavramalı hız kutuları, c) Senkromeçli hız kutuları; d) Moment dönüştürücü kavramalı, yarı otomatik hız kutusu, e) Çift diskli kavramalı hız kutusu, f) Moment dönüştürücülü, arkadan bağlanmış ara mile sahip powershift hız kutusu, g) Hidro-planet dişli kutusu, h) Geleneksel tam otomatik hız kutusu, i) Güç dallanmasına sahip, hidrostatik sürekli değişken kademeli tam otomatik hız kutusu, k) Kasnaklı, mekanik sürekli değişken kademeli hız kutusu (Lechner and Naunheimer, 1999).

İkinci Dünya Savaşı'na kadar yolcu araçlarının hız kutuları ile traktörlerin hız kutuları arasındaki tek fark boyutları olmuştur. Daha sonra lastikler geliştirilerek taşıma kapasitesi arttırılmış ve geniş aralıklı hız oranları ortaya

koyabilmek için daha çok sayıda vites kademesi ortaya çıkmıştır (Lechner and Naunheimer, 1999).

Traktörlerin hız kutularını geliştirmenin en önemli noktası, hız kutusunun ağırlığını azaltarak faydalı yükü artırmak olmuştur. Ayrıca çalışma sırasında ortaya çıkan dişli sesini azaltma ve senkromeçli hız kutularının kullanılmasıyla vites değiştirme kolaylaştırılmıştır. Diğer istenen özellik ise servis ömrünün artırılmasıdır. Önceleri 5 veya 6 vites seçeneği yeterli olurken, daha sonra takılan grup hız kutularıyla genel hız oranının iyileşmesi ve vites seçeneğinin iki katına çıkması sağlanmıştır. Traktörlerde birim ağırlık başına düşen güç çıkışının artması, genel hız oranının artması gerekliliğini ortaya koymuştur. 12 vitesli bir hız kutusu Şekil 1.6'da gösterilmektedir.



Şekil 1.6 ZF-AS TRONIC 12 AS 1800 iki ara milli, üç gruplu, 12 vitesli modern hız kutusu (Lechner and Naunheimer, 1999)

Senkromeçli hız kutularının kullanım kolaylığının artırmak için çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bunlardan biri Faun ve Siemens tarafından geliştirilen “SYMO” seçicisidir. 1954 yılında geliştirilen bu tasarım ile, birbirine geçmesi gereken dişliler birbirine geçmeden hemen önce elektrik kontrolü ile birbirlerine senkronize olurlar. Vites değiştirme sırasında ivmelendirici de elektronik sistem ile kontrol edilir. Bayır ve tepelerde hareket ederken elektronik sistemde bir arıza meydana gelirse dönü hızının motor tarafından dengelenmemesi durumu ortaya çıkabilir. Bu durumda sürücü, araç ve yük için tehlikeli durumlar yaratabilir. Bu problem ortadan kaldırılmadığı için geliştirilen “SYMO” seçicisinin seri üretimine geçilememiştir (Lechner and Naunheimer, 1999).

1970’li yıllarda moment dönüştürücülü kavrama düzenine sahip güç aktarım sistemlerinin geliştirilmesiyle ticari araçlarda yarı otomatik hız kutuları kullanılmaya başlanmıştır. Geleneksel debriyaj ve 6-8 vitesli hız kutularının moment dönüştürücüsüyle oluşan kombinasyonu traktör-tarım arabası ikilisinin daha kolay hareket etmesini sağlamıştır. Moment dönüştürücüsü vites sayısını arttırmadan genel hız oranının artmasını sağlamaktadır. Bu tip hız kutuları kullanımda olmasına rağmen çok yaygınlaşmamıştır. Bunun sebepleri olarak karmaşık bir yapıya sahip olması, maliyeti ve yakıt tüketiminin arttırması olarak gösterilebilir.

Çizelge 1.1’de hız kutularının tarihsel gelişimleri 4 kategoride incelenmiştir. İlk olarak buharlı ve içten yanmalı motorların en yüksek güçte çalışması amaçlanmıştır. Daha sonra çeşitli hız kutuları geliştirilmiştir. Kullanılan hız kutularının servis ömrü, ses düzeyi ve kullanımda kolaylık için çeşitli tasarımlar kullanılmıştır. Son yıllarda ise yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır.

Çizelge 1.1 Hız kutularının tarihsel gelişimi (Lechner and Naunheimer, 1999).

1784-1884	Araçlardaki buharlı motorların ve içten yanmalı motorların moment/hız karakteristiğinin, maksimum güce ulaşmak amacıyla, transmisyon sistemi aracılığıyla yüke adapte olması gerekliliği ortaya çıkmıştır. İlk çözüm olarak kayar temaslı veya tırnak kavramalı; değişken vitesli transmisyon sistemleri ortaya çıkmıştır.
1884-1914	Doğru moment/hız dönüşüm ilkeleri için araştırmalar yapılmıştır. Birçok değişik transmisyon sistemi ortaya çıkmıştır. Bunlar; zincir, kayış, sürtünmeli dişli sistemleri; elektrik, hidrolik ve hatta pnömatik transmisyon sistemleri; ayrıca sürekli değişen transmisyon sistemi denenmiştir. Her bir transmisyon tasarımı belirli araçlar için uygun hale getirilmiştir.
1914-1980	Dişli transmisyon sistemleri yüksek güç/ağırlık oranını karşıladıkları için popüler olmuştur. Birçok araç için kullanılması kolay haldedir. Gelişimleri günümüzden son on yıla kadar devam etmiştir. Gelişim konuları servis ömrü, güvenilirlik, ses düzeyi ve kullanımda kolaylık içindir. Bunlar; senkromeçli, geleneksel otomatik transmisyon, kesintisiz traksiyon sağlayan vites değiştirme, elektrik kontrollü vites değiştirme olanağı sağlayan yarı otomatik transmisyondur. Vites sayısı ve genel transmisyon oranı sürekli artmıştır.
1980’den günümüze	Gelişimin ana teması yakıt tüketimini azaltmaktır. 5-6 vitesli yolcu araçları ve 12-16 vitesli ticari araçlar ve olabilecek en yüksek transmisyon oranı ortaya çıkmıştır. Kesintili güç yaratan manuel hız kutuları için çeşitli seviyelerde otomasyon geliştirilmiş ve pazara sunulmuştur. Geleneksel otomatik transmisyon sistemleri daha yüksek hız sağlarlar. Bunların moment konvertörleri kilitli kavramayla beraber yerleştirilmiştir. Çalışma, motor/transmisyon yönetiminde yakıt tüketimi ve emisyonu en düşük seviyeye çekme konusunda başarılı olmuştur. Diğer bir yoğun çaba ise elektrikli güç aktarım veya hibrid güç aktarıma sahip güç aktarım sistemleri ortaya koymaktır.

1.4 Hız Kutularının Tarım Traktörlerinde Kullanılma Sebebi

Şu anda kullanılan tarım traktörlerinin hemen hemen hepsi dizel yakıtla çalışan içten yanmalı motora sahiptir. İçten yanmalı motorların, yüksek ağırlık güç oranına sahip olması, diğer motorlara göre daha etkin çalışması ve daha fazla enerji depolamaya uygun olmasına karşın birkaç dezavantajı bulunmaktadır. İçten yanmalı motorlar, buharlı motorlar veya elektrik motorları gibi sıfır motor devrinde tork üretemezler. İçten yanmalı bir motor üretebildiği en yüksek güç sadece belli motor devrinde gerçekleşir. Yakıt tüketimi motor performans eğrisindeki çalışma noktasıyla yakından ilgilidir.

İdeal traksiyon hiperbolü ve efektif traksiyon hiperbolü aşağıdaki formüllerle hesaplanabilmektedir (Goering and Hansen, 2004).

$$F_{Z,Aid} = \frac{P_{max}}{v} \quad (1.1)$$

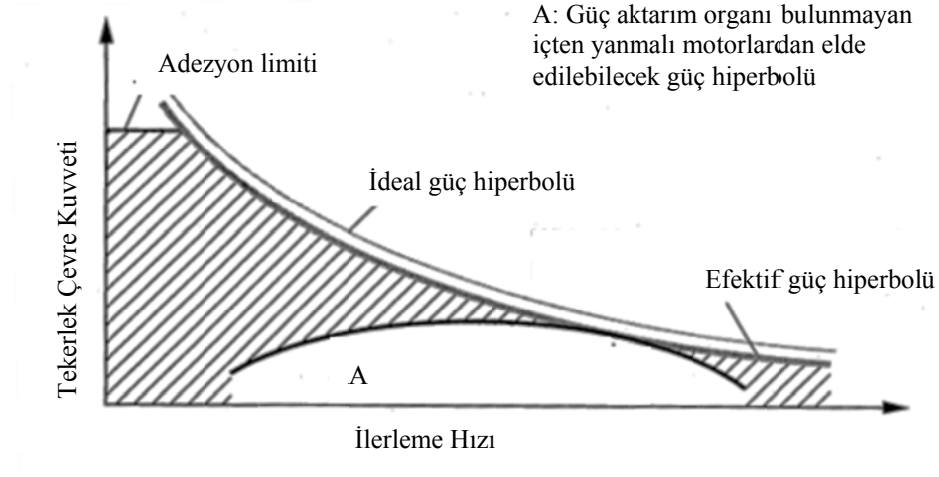
$$F_{Z,Ae} = \frac{P_{max}}{v} * \eta_{tot} \quad (1.2)$$

$F_{Z,Aid}$: İdeal traksiyon kuvveti
 $F_{Z,Ae}$: Efektif traksiyon kuvveti
 P_{max} : Maksimum motor gücü
 v : İlerleme hızı
 η_{tot} : Etkinlik

Eğer maksimum motor gücü tüm hız aralığında ulaşılabilir olursa, traksiyon hiperbolü Şekil 1.7’de gösterildiği gibi olacaktır. Taralı olmayan bölgede içten yanmalı motorlar için geçerli olan traksiyon profili gösterilmiştir. En yüksek tekerlek çevre kuvveti, lastik ile yol arasındaki adezyon limiti ile sınırlanmıştır.

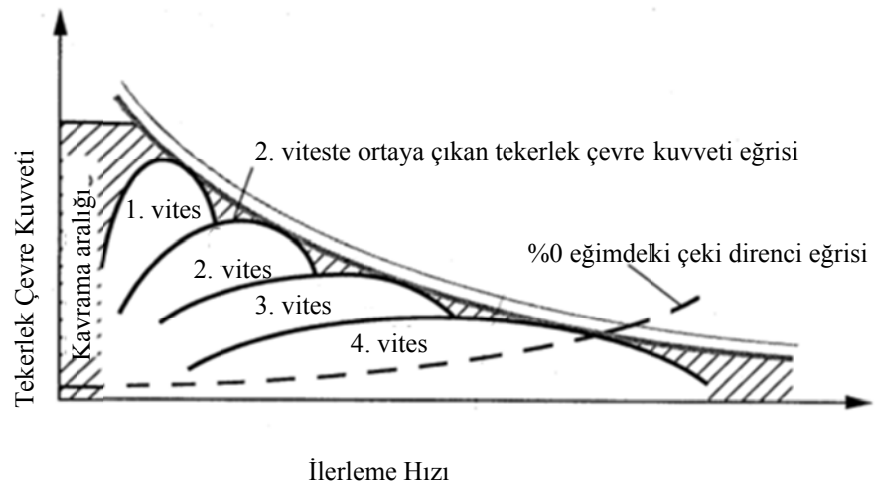
İçten yanmalı motorlara herhangi bir dönüştürücü eklenmezse taranmış alan kullanılamayacaktır. Bu dönüştürücü içten yanmalı motorun karakteristiğini değiştirerek ideal güç hiperbolüne yaklaşabildiği kadar yaklaşmayı sağlar.

Bu dönüştürücüler hız dönüştürücüsü ve hız/moment dönüştürücüsü olarak iki şekilde olmaktadır. Hız dönüştürücüleri mekanik veya hidrolik kavrama, hız/moment dönüştürücüleri ise kademeli veya kademesiz hız kutularıdır.



Şekil 1.7 Hız kutusuna sahip olmayan içten yanmalı motorun tekerlek çevre kuvveti-hız ilişkisi (Goering and Hansen, 2004)

Bir hız/moment dönüştürücüsü kullanıldığında taralı alan, yani kullanılmayan alan küçülür ve motorun güç potansiyeli daha fazla kullanılabilir duruma gelir. Şekil 1.8’de vites sayısının artmasıyla güç hiperbolünün ideale nasıl yaklaştığı gösterilmektedir. Sürekli değişken hız oranına sahip bir motorun güç hiperbolü, vites kademelerinin üzerinde bulunan efektif güç hiperbolü ile çakışmaktadır. Efektif güç hiperbolü, tam motor gücünde regülatörün en yüksek seviyede olduğunda arka akslardaki hız - tork eğrisi Şekil 1.8’de gösterilmiştir. Bu eğri regülatörün devreye girdiği anda, her bir vitesin eğrisine tek bir noktadan değerek oluşturulmuştur.



Şekil 1.8 Dört vites kademesine sahip bir içten yanmalı motorun tekerlek çevre kuvveti – hızı ilişkisi (Goering and Hansen, 2004)

Elektrik motorlarının rölanti devri 0'dır ve 1 dönüşte maksimum tork üretirler. Buna karşın içten yanmalı motorlar, sıfır motor devrinde tork üretemezler. Kavrama elemanı ile bu sorunun üstesinden gelinebilir. Kavrama elemanı genelde hız kutusu ile motor arasında bulunmaktadır.

Şekil 1.8'de içten yanmalı motorlarda hız kutusunun kullanılma sebebinden bahsedilmiştir. Buna ek olarak aks dönü hızının krank mili dönü hızından daha düşük olduğu ama aks momentinin motor momentinden büyük olduğu bilinmektedir. 1.4 numaralı eşitlikte M_{CA} , tahrik tekerleklerinin bulunduğu tüm akslardaki momentin toplamıdır (Goering and Hansen, 2004). Örneğin arka aksı tahrikli bir traktör için M_{CA} , diferansiyelin uzantısı olan her bir akstaki momenttir ki bu durumda iki adet aks momenti hesaba katılmalıdır. Tekerlekleri aynı büyüklükte olan dört tekerleği tahrikli bir traktörde, eşitliğin sol tarafında dört tekerlek için dört aks momenti kullanılır. Kısacası 1.4 numaralı eşitlikte M_{CA} , tahrik edilen tekerlek sayısı kadar aks momenti kullanılır (Goering and Hansen, 2004).

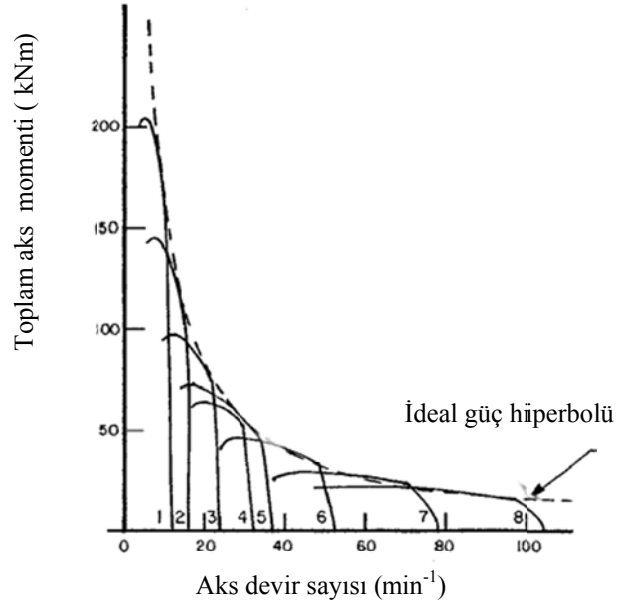
$$N_A = N_E / R_{PT} \quad (1.3)$$

$$M_{CA} = R_{PT} * \eta_{PT} * M_E \quad (1.4)$$

N_E	: Motor devri (min^{-1})
N_A	: Aks devri (min^{-1})
M_E	: Motor momenti (Nm)
M_{CA}	: Aks momenti (Nm)
$R_{PT} = R_T * R_D * R_{FD}$	: Güç aktarım sisteminin aktarım oranı
R_T	: Hız kutusu aktarım oranı
R_D	: Diferansiyel aktarım oranı
R_{FD}	: Son redüksiyon dişlisi aktarım oranı
$\eta_{PT} = \eta_T * \eta_D * \eta_{FD}$	: Güç aktarım sistemi verimi (ondalık)
η_T	: Dişli kutusu verimi (ondalık)
η_D	: Diferansiyel verimi (ondalık)
η_{FD}	: Son redüksiyon dişlisi verimi (ondalık)

Regülatörün çalışma noktasına yakın olduğu durumlarda motoru çalıştırmak daha caziptir. Yük kontrolünün olduğu aralıktaki çalışmalar hız kontrolünü zayıflattığı zaman düşük momentle çalışma etkin olmayan motor çalışmasına yol açar. Dişli kutusunun görevi yükü motoru eşleştirmektir. Örneğin, Şekil 1.9'daki moment-hız grafiğine sahip bir traktör 40 kN aks yüküyle yüklensin. Eğer 6. viteste çalışırsa, motor yük kontrolü aralığında iyi bir şekilde çalışacak ve hız kontrolü zayıf olacaktır. Eğer 5. viteste çalışırsa, motor yük kontrolü iyi olacak fakat motor bir kısım yükü çalışacaktır ki bu regülatörün

Çalıřma noktasından daha dūřuk bir noktadır. Eęer hız kutusu 5. ve 6. vitesler arasında bařka bir hız oranına sahip olursa daha iyi bir yūk eřleřtirmesi olacaktır.



şekil 1.9 Traktör tahrik akslarındaki moment – hız eğrisi (Goering and Hansen, 2004).

1.5 Hız Kutusunun Görevleri ve zellikleri

Hız kutusunun dört ana görevi vardır. Bunlar:

- Aracı hareketsiz konumdan hareketli hale getirmek.
- ıkış momenti ile çıkış devri sağlamak, aracın geriye doğru hareketini sağlamak.
- Sürekli olarak, en dūřuk kayıpla motor gücünü aktarmak.
- G eşleşmesini kontrol etmek.

Hız kutusundan istenen özellikler şunlardır (Lechner and Naunheimer, 1999):

- Uygulama güvenilirliği,
- Dūřuk maliyet,
- Tamir kolaylığı,
- Kullanım kolaylığı,
- Uygun boyut ve ağırlığı,
- İstenildiğinde üzerinde değişiklik yapılabilmesi,
- Ses ve yağ salımının az olması.

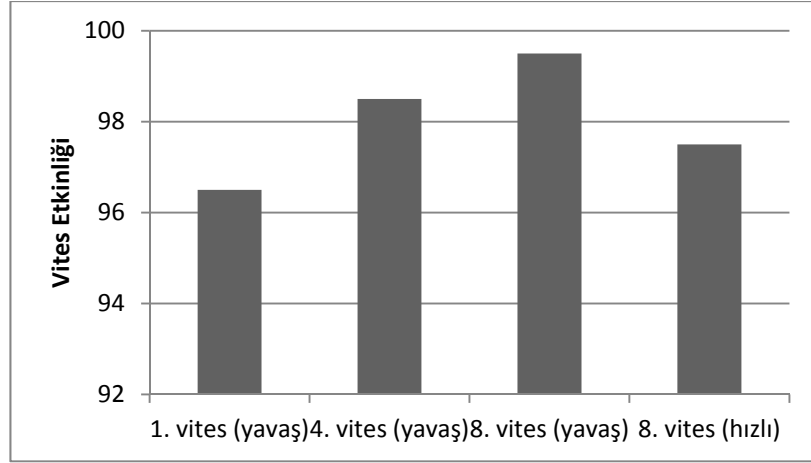
1.6 Hız Kutusu Etkinliği ve Kayıplar

Hız kutusunda enerjinin gereğinden fazla sarf edilmemesi, etkinliğin yüksek ve sürtünme kayıplarının düşük olması istenen durumdur. Üretim maliyeti, çevrim oranı ve etkinlik olarak bakıldığında hiçbir mekanizma dişli çifti kadar etkin bir şekilde gücü momente dönüştüremez. Yine de moment, hız ve diğer karakteristik değerlerin fonksiyonu olan araç hız kutusunun etkinliğini iyileştirmek için gereksinimlerin tanımlanması gerekir. Hız kutularında meydana gelen güç kayıpları dişli, yataklama, sızdırmazlık ve dönüştürücü; pompa, kayış gibi elemanlardan dolayı ortaya çıkmaktadır (Lechner and Naunheimer, 1999).

Dişlilere sahip mekanik hız kutuları, tüm hız/moment dönüştürücüleri arasında en yüksek etkinliğe sahip ve en iyi güç/ağırlık oranına ulaşan mekanizmalardır (Çizelge 1.2). Bu durum, mekanik hız kutularının araçlarda neden bu kadar başarılı olduğunu açıklamaktadır. Şekil 1.10 iki gruplu hız kutusu tasarımının yüksek etkinliğe ulaşarak yüksek verimli olduğunu göstermektedir.

Çizelge 1.2 Dişli çarklar ve hız kutularının etkinlikleri (Lechner and Naunheimer, 1999).

Hız Kutusu Tipi		η (%)
Dişli çifti	Düz dişli	99-99,8
	Konik dişli	90-93
Sıçratmalı yağlamaya sahip mekanik hız kutusu	Yolcu araçlarında	92-97
	Ticari araçlarda	90-97
Moment dönüştürücü ve kilitli kavrama sayesinde çeşitli hız oranına sahip olan geleneksel otomatik hız kutusu		90-95
Mekanik CVT	Kontrolü güç ihtiyacına bağlı olmayan	70-80
	Kontrolü güç ihtiyacına bağlı olan	80-86
Karma hız kutusu ve mekanik elemanı olmayan hidrostatik CVT		80-86



Şekil 1.10 Motor devrinin 1500 min^{-1} ve motor momentinin 500-2000 Nm olduğu durumda, iki gruplu hız kutusuna sahip aracın viteslerinin etkinliği (Lechner and Naunheimer, 1999).

1.7 Hız Kutularının Temel İlkeleri

Hız kutuları motorda üretilen gücün tekerleklerle aktarılmasında kullanılmaktadır. Dişlilerin gücü tekerleklerle aktarma hızını düşürme ve momenti artırma gibi ana görevleri bulunmaktadır. İki dişli birbiriyle temas halindeyken içlerinden birinin dönü sayısı kullanılarak diğerinin dönü sayısının hesaplanması için gerekli formül şu şekildedir (Goering and Hansen, 2004).

$$n_1 * N_1 = n_2 * N_2 \quad (1.5)$$

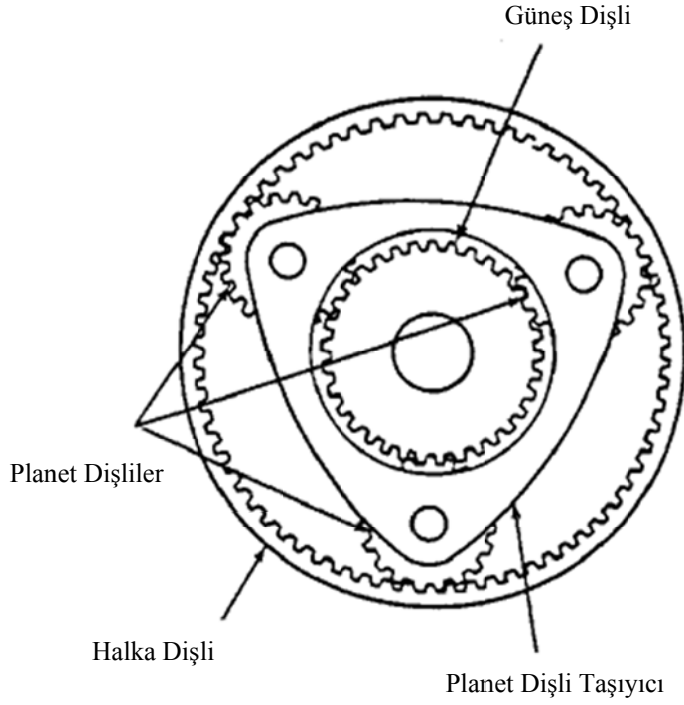
n_1 ve n_2 : Dişlideki diş sayısı (adet)
 N_1 ve N_2 : Dişlinin dönü sayısı (min^{-1})

İki dişli birbiriyle temas halindeyken küçük dişli büyük dişliye göre daha hızlı dönmektedir. Ayrıca iki dişli birbiriyle temas halindeyken birbirlerinin tersi yönünde dönerler. Hız oranı terimi, giriş ve çıkış hızı arasındaki ilişkiyi açıklar.

Vites dişlileri arasındaki sürtünme bazı güç kayıplarına yol açar. Genel bir kural olarak, iyi bağlanmış bir dişli çiftinde kayıp %1-2 arasındadır. Böylece dişli çiftinin verimi %99-98 arasında olmaktadır (Bkz. Çizelge 1.2), (Lechner and Naunheimer, 1999).

Planet dişli sistemi ismini güneş sistemimizden almıştır. Planet dişliler, planet taşıyıcıda taşınır. Aynı zamanda planet dişliler, güneş dişli ve halka dişliyle temas halindedir (Şekil 1.11). Planet dişli seti, iki dişli elemanın kilitli olmadığı veya bir elemanın hareketsiz kalmadığı sürece gücü aktaramaz. Eğer iki eleman

kilitliyse planet dişli sistemi tek bir elemanmış gibi döner ve hız oranı 1 olmaktadır. Eğer planet taşıyıcısı hareket ediyorsa 1.5 numaralı eşitlik planet dişli sistemine uygulanamaz. 1.6 numaralı eşitlik yardımıyla hangi elemanın hareketsiz kaldığına bağlı olmaksızın hız oranları hesaplanabilir (Goering and Hansen, 2004).



Şekil 1.11 Planet dişli sistemi (Goering and Hansen, 2004).

$$N_s * n_s = N_{pc} * (n_s + n_r) - N_r * n_r \quad (1.6)$$

- n_s : Güneş dişlisindeki diş sayısı (adet)
- n_r : Halka dişlisindeki diş sayısı (adet)
- N_s : Güneş dişlisi dönü hızı ($m s^{-1}$)
- N_{pc} : Planet taşıyıcı dönü hızı ($m s^{-1}$)
- N_r : Halka dişlisi dönü hızı ($m s^{-1}$)

1.6 numaralı eşitlikte sabit elemanın dönü hızı 0 olarak alınır. Giriş elemanının hızı ve her bir elemandaki diş sayısı bilindiğinde diğer elemanın hızı hesaplanmaktadır. Planet dişlisi, güneş dişli ve halka dişliye göre farklı eksenlerde bulunduğundan eşitlikte planet dişlisinin diş sayısına ihtiyaç yoktur. Dikkat edilirse iki formüldeki fark birinde dönü sayısı diğerinde dönü hızı kullanılmasıdır.

En yaygın kullanılan planet dişli seti uygulaması, giriş milinin güneş dişliye bağlanıp, halka dişlinin sabit tutulup, çıkış milini planet taşıyıcıya bağlayarak hızın düşürülmesini elde etmektir. 1.6 numaralı eşitlik yeniden düzenlendiğinde 1.7 eşitliği elde edilir (Goering and Hansen, 2004).

$$R = \frac{N_s}{N_{pc}} = 1 + \frac{n_r}{n_s} \quad (1.7)$$

- R : Hız oranı
 n_s : Güneş dişlisindeki diş sayısı
 n_r : Halka dişlisindeki diş sayısı
 N_s : Güneş dişlisi dönü hızı ($m s^{-1}$)
 N_{pc} : Planet taşıyıcı dönü hızı ($m s^{-1}$)

İyi yağlanmış planet dişli sisteminin verimi; hız oranı ve dişlilerin düzenine bağlıdır. Planet dişli sistemi son redüksiyon dişli sistemi olarak kullanıldığında verimi genellikle %97-98 dolayındadır (Goering and Hansen, 2004).

1.8 Tarım Traktörlerinde Kullanılan Hız Kutuları

Tarım traktörlerinde kullanımda olan en az dört farklı hız kutusu tipi bulunmaktadır. Bu dört tip,

- Mekanik,
- Powershift,
- Hidrostatik
- Hidrodinamik

olarak söylenebilir. Hız kutularının gerçekleştirdiği yük eşleştirmesinin giderek artan şekilde sıralanması sonucu bu sıralama oluşmuştur (Goering and Hansen, 2004).

1.8.1 Mekanik hız kutuları

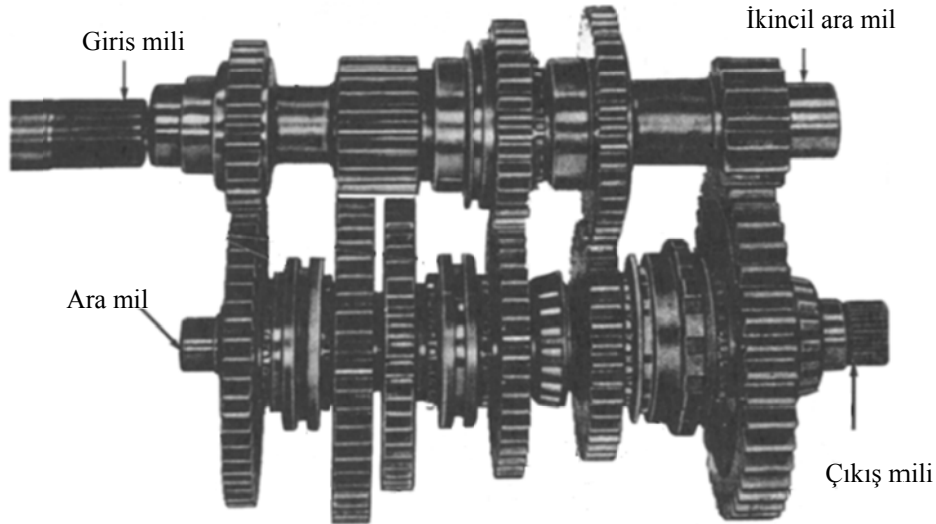
Mekanik hız kutularının hız oranı, sadece güç aktarımının kavrama tarafından kesilmesi sonucunda değiştirilebilir. Traktör operatörü bir ya da daha fazla vites kolu kullanarak vites değişikliğini gerçekleştirebilir. Başka bir dişli çifti seçildikten sonra kavrama, motordan gelen gücü hız kutusuna yeniden aktarmaya başlar.

1.8.1.1 Mil dizilişine göre sınıflandırma

Mekanik hız kutuları iki temel tasarıma sahiptir. Bunlar:

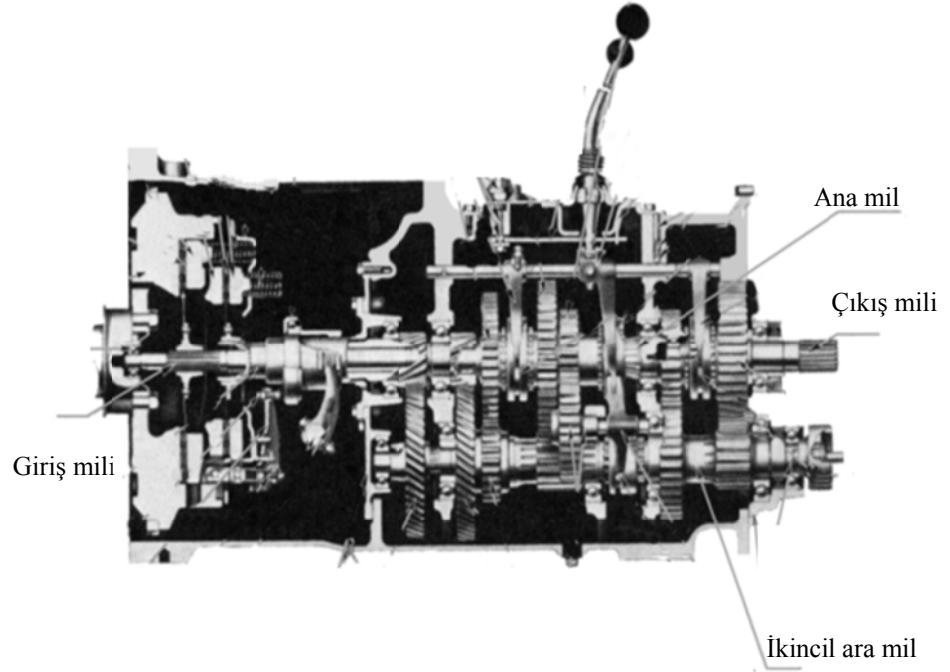
- Giriş mili ile çıkış mili birbirine paralel olan tasarım,
- Giriş mili ile çıkış milinin aynı hat üzerinde olduğu tasarım.

Paralel tasarım Şekil 1.12’ de gösterilmiştir. Paralel tasarım, çıkış milinin giriş miline göre genellikle altında olmak üzere farklı seviyede yerleştirilmesiyle oluşturulur. Paralel tasarım hız kutularındaki tüm ileri viteslerde giriş mili ile çıkış mili birbirine ters yönde döner.



Şekil 1.12 Paralel tasarımlı mekanik hız kutusu (Goering and Hansen, 2004).

Giriş mili ile çıkış milinin aynı hat üzerinde olduğu tasarım Şekil 1.13’te gösterilmiştir. Üstteki mil yataklama sırasında bölünür. Böylece giriş mili ile çıkış mili farklı hızlarda döner. Giriş milindeki güç, bir dişli temasıyla ara mile aktarılır. Daha sonra başka bir dişli teması aracılığıyla çıkış miline aktarılır. Her bir dişli teması dönü yönünü değiştirir. Toplam iki farklı dişli teması sebebiyle giriş mili ile çıkış mili aynı yönde döner.



Şekil 1.13 Aynı hat tasarımı mekanik hız kutusu (Goering and Hansen, 2004)

1.8.1.2 Vites değiştirme düzenine göre sınıflandırma

Hız kutuları mil dizilişlerine sınıflandırılmalarının yanı sıra kayar temaslı ya da tırnaklı kavramalı olarak sınıflandırılmaktadırlar.

Kayar temaslı hız kutularında dişli çarklar temas durumunda değildir ve istenilen hız oranı elde edebilmek için ilgili dişliler kolları yardımıyla milleri üzerinde kaydırılarak temasa geçirilirler.

Tırnak kavramalı hız kutularında tüm dişliler daimi temas halindedir. Şekil 1.12’de ara mil üzerinde bulunan dişliler yataklıdır. Bu da dişlilerin eş dişlilerle temas halindeyken mil üzerinde serbest olarak dönmesini sağlar. Her bir dişli seti arasında kavrama kovanı bulunmaktadır. Dişlilerin iç kısmında bulunan kamalar sayesinde kavrama kovanı aracılığıyla dişliler bulundukları mile bağlanır. Kavrama kovanı komşu dişlilerden biriyle kilitli olduğunda bu dişli ara milden bağımsız olarak dönmeyebilir. Bu tip hız kutularında düz dişliler kullanıldığında dişlilerin pozisyonu sürekli değiştirilmesi gürültülü olarak gerçekleşir. Helisel dişli sahip dişlilerin kullanımıyla daha sessiz çalışan bir hız kutusu elde edilmektedir. Çünkü eşleşen dişlilerin teması diğer dişli takımının teması gerçekleşinceye kadar devam eder.

Otomotivde mekanik vites değişikliğini gerçekleştirmek için genellikle bir vites kolu kullanılır. Traktördeki hız kutularında daha çok sayıda hız oranı sağlanmaktadır. Bu da gruplu hız kutuları ile gerçekleşir. Gruplu hız kutularının kontrollü için de iki ya da daha çok vites kolu gerekmektedir.

1.8.1.3 Senkrome tertibatlı hız kutuları

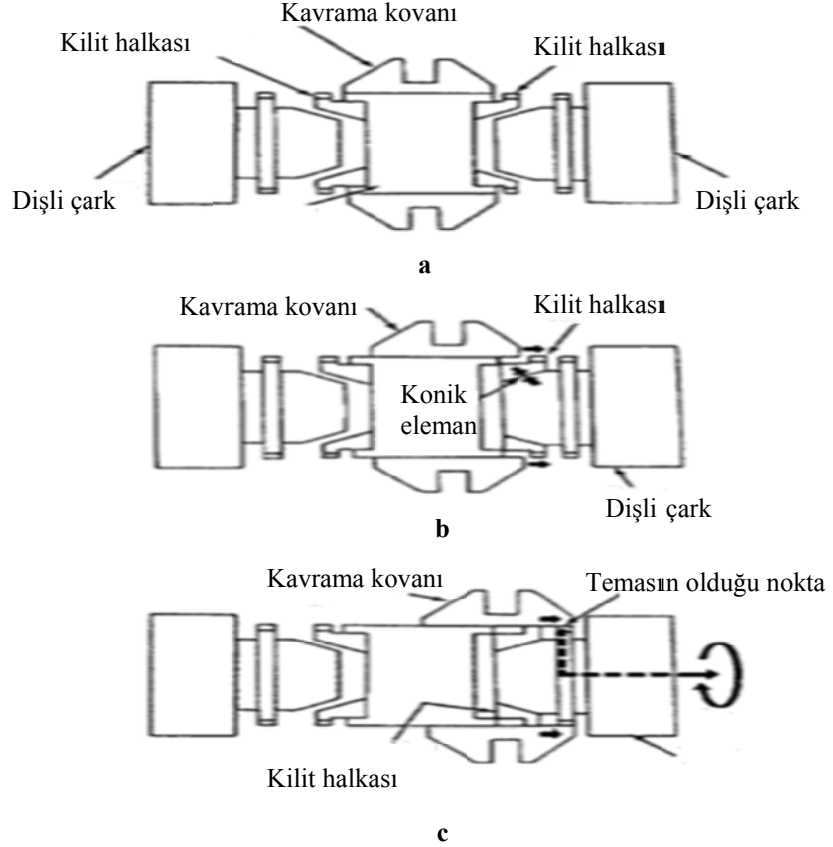
Senkrome tertibatlı hız kutuları, sürücüye yardımcı olmak amacıyla, tırnak kavramalı hız kutularına senkronlayıcıların eklenmesiyle ortaya çıkmıştır. Senkrome tertibatı olmayan hız kutularında mekanik olarak vites değiştirmek zordur ve vites değiştirme için gerekli zaman ihtiyacı fazladır.

Tırnak kavramalı dişli kutularında kavrama kovanının kolaylıkla şekil bağlantısına geçmesi için birbirine bağlanacak her iki dişli arkın yaklaşık eşit hıza sahip olması gerekmektedir. Eğer birbirini kavrayacak dişliler farklı hızlarda dññyorsa vites değiştirme sırasında dişli çifti zarar gñrebilir. Bunu önlemek amacıyla senkromeç tertibatı kullanılır. Amaç; iki dişli arasında bir şekil bağlantısı kurmadan önce kuvvet bağlantısı kurmak ve böylece birbirini kavrayacak her iki dişliyi eşit hıza getirmek ve bunun arkasından şekil bağlantısını sağlamaktır.

Senkronlayıcıların birkaç farklı tipi hız eşitlemek için uygundur. Bunlardan biri olan kilit halkalı senkromeç tertibatı şekil 1.14'te gñsterilmektedir. İki dişli mil üzerinde serbest olarak dñndüęü sırada kavrama kovanı, kamalı bağlantıyla mile bağlanır. şekil 1.14a'da, kavrama kovanı sol taraftaki dişliden ayrılır. Ara momentumu senkronizñrñn dññsñnñ küçük bir hız kaybı gerçekleşmesine rağmen devam ettirtirken iki dişli durma aşamasına gelir. şekil 1.14b'de konik sñrtñnme yñzeyine sahip eleman dişlideki eş yñzeyine temas ettiğinde kavrama kovanı kaydırılır. İki yñzey arasındaki sñrtñnme ile dişlilerdeki ve kavrama kovanındaki hız eşitlenir. Hız eşitlenmesi çok hızlı bir şekilde gerçekleşir ve traktñr operatñrñ hareketi aktaran dişliye kilitlemek için vites kolunu hareket ettirir.

Kavrama bağlantıda olmadığı sırada senkromeç tertibatlı hız kutuları çok hızlı bir şekilde vites değiştirilmesine olanak sağlar. Bu tip hız kutuları otomotiv sektñrñnde yıllarca kullanılmışlardır. şimdi mekanik hız kutusuna sahip traktñrlerde standart donanım olarak kullanılmaktadırlar. Senkrome tertibatlı hız kutuları senkromeç tertibatı olmayan hız kutularına gñre daha kısa zamanda vites

değiştirdiklerinden dolayı traktör etkinliğini arttırmaktadır. Traktör etkinliğini daha da arttırmak için yapılması gereken kavramanın bağlantısı kesilmeden yani güç aktarımını duraksatmadan yapılacak olan vites değiştirmektir. Bu tip hız kutuları da bulunmaktadır ve bunlar yük altında devreye giren hız kutuları (Powershift) olarak adlandırılmaktadır.



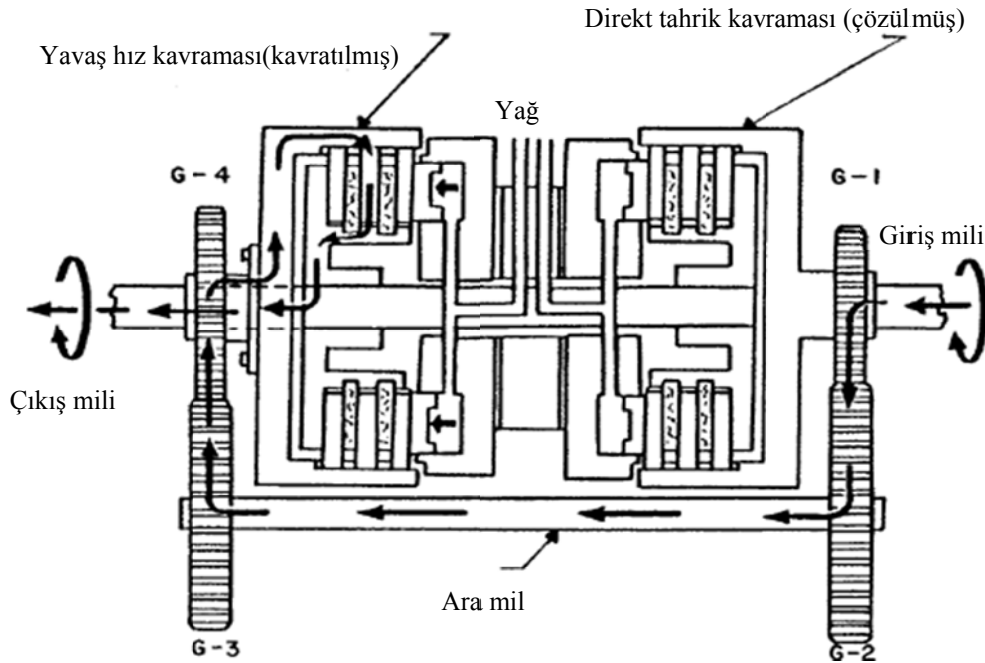
Şekil 1.14 Kilit etkisiz senkromeç tertibatı a) Vites değiştirmeden hemen önce, b) Senkronizasyon sırasında, c) Vites değişimi gerçekleştikten sonra (Goering and Hansen, 2004)

1.8.2 Yük altında devreye giren (powershift) hız kutuları

Powershift terimi, farklı hız oranları arasında vites değiştirmek için hidrolik gücün kullanılması ile ilgilidir. Traktör operatörü vites değiştirmek istediğinde kavramanın bağlantısını kesmez. Vites değiştirme çok hızlı bir şekilde gerçekleşir. Bu sebeple güç akışında bir gecikme yaşanmaz. Bu tip hız kutularının iki temel tasarımı bulunmaktadır.

1.8.2.1 Ara mile sahip powershift hız kutuları

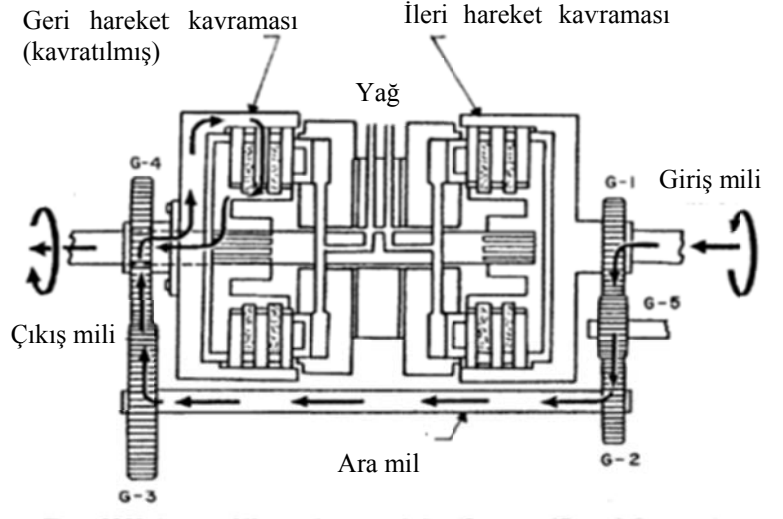
Giriş mili sürekli olarak sağ taraftaki kasnağa ve G1 dişlisine bağlıdır (Şekil 1.15). G1 dişlisi ara mili ve G3-G4 dişlileri aracılığıyla sol taraftaki tamburu hareket ettirir. Böylece iki kasnak da farklı hızlarda döner. Sol taraftaki tambur sağ taraftakine göre daha hızlı veya daha yavaş dönebilir. Bu farklılık G1 ile G4 dişlilerinin diş sayılarına bağlıdır. Hız kutusunun çıkış mili, her bir tamburdaki kavrama diskiyle sürekli temas halindedir. Kavramaların ikisi de hidrolik basınç sağlayan küçük hidrolik silindirlere bağlıdır. Sağdaki kavrama kavratıldığında, çıkış mili ile giriş mili aynı hızda döner. Şekil 1.15'te soldaki kavrama kavratılmış durumdadır. Bu nedenle çıkış milleri ile giriş mili farklı hızlarda döner. Genellikle G1 ve G4 dişlilerinin diş sayıları, soldaki kavrama kavratılmış durumda olduğunda, çıkış milinin giriş milinden daha yavaş dönmesini sağlayacak şekilde tasarlanır. Hız oranı 1.4 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanabilir. Güç aktarımın dişli çifti aracılığıyla iki kere yapıldığı durumda çıkış mili ile giriş mili aynı yöne dönmektedir. Ara mile sahip bu tasarımda güç aktarımının ara mil üzerinden gerçekleştiği durumda hız kutusunun etkinliği %96-98 arasındadır. Direkt aktarımda ise bu değer %100'e yakındır.



Şekil 1.15 Ara mile sahip powershift hız kutusu (Goering and Hansen, 2004)

Geri vites bölümü Şekil 1.16'da gösterilmiştir. Geriye hareket için kullanılan G5 dişlisi ara mile eklenmiştir. Soldaki kavrama kavratılmış durumdayken güç aktarımı üç dişli çifti üzerinden gerçekleşir. Böylece çıkış mili

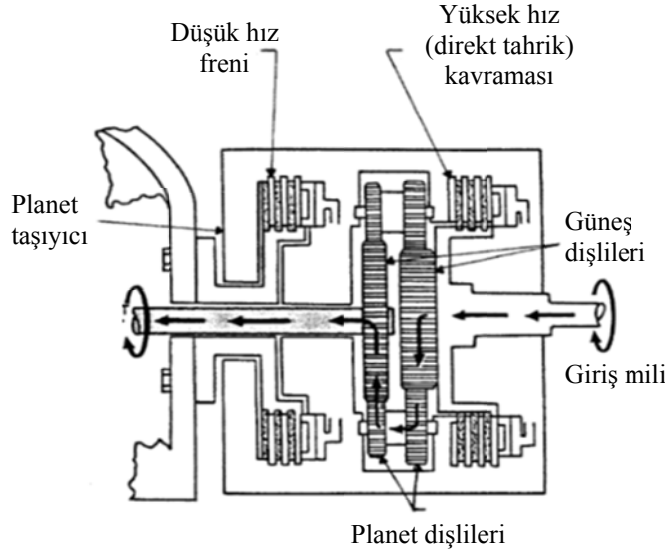
giriş miliyle farklı yönde döner. Sağdaki kavrama kavratılmış durumdayken giriş miliyle çıkış mili aynı yönde döner. G5 dişlisinin avara olmasından dolayı, G5 dişlisindeki diş sayısı hız kutusunun hız oranını etkilemez. Geriye hareket için kullanılan hız kutusunun etkinliği %94-97 arasındadır. Direkt aktarımda bu değer %100'e yaklaşır.



Şekil 1.16 Ara mile sahip ve milleri ters yöne dönebilen powershift hız kutusu (Goering and Hansen, 2004)

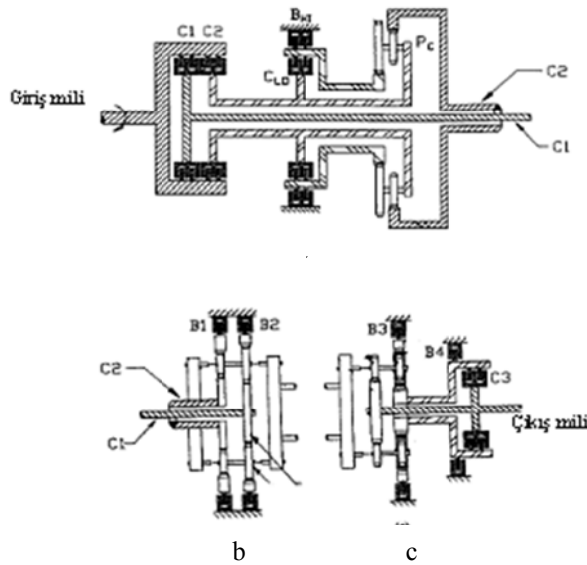
1.8.2.2 Planet dişliye sahip powershift hız kutuları

Basit tip planet dişli sistemine sahip powershift hız kutusu Şekil 1.17'de gösterilmiştir. Hız kutusundaki planet dişli sisteminde halka dişlisi bulunmamaktadır. Sağdaki direkt aktarım kavramasının kavratılmasıyla birlikte planet taşıyıcı giriş mili üzerinde kilitlenir. Sol tarafta bulunan düşük hız freninin kavratılmasıyla planet taşıyıcı sabit şekilde tutulabilir. Kavrama kavratıldığında ve planet taşıyıcı giriş miliyle aynı hızda döndüğünde hız oranı 1:1 olur. Fren kavratıldığında ve planet taşıyıcı sabit olarak tutulduğunda hız kutusu ara mile sahip hız kutusu gibi çalışır ve planet dişliler ara mil görevi görürler. Arzu edilen hız oranını elde etmek için iki güneş dişlisi ve iki takım planet dişlilerin diş sayılarının uygun şekilde seçilmesi gerekir. Hız kutusu, kavrama ve fren çözülmüş durumda olduğunda nötr çalışır.



Şekil 1.17 Basit planet dişli sistemine sahip powershift hız kutusu
(Goering and Hansen, 2004)

Bileşik planet dişli sistemine sahip hız kutularında, planet taşıyıcı, farklı boyutlardaki iki takım planet dişliyi taşır. Planet dişlilerin bir takımı güneş dişlisiyle beraber çalışmaktadır. Diğer takım ise güneş dişlisine dik açılı şekilde çalışan bir halka dişlisiyle temas halindedir. Bileşik planet dişli hız kutusu Şekil 1.18'de, giriş bölümü Şekil 1.18a'da, merkez bölümü Şekil 1.18b'de ve çıkış bölümü Şekil 1.18c'de gösterilmektedir. Bu üç bölüm birlikte olduğunda powershift hız kutusu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.18 Bileşik planet dişli sistemine sahip powershift hız kutusu a) Giriş, b) Merkez, c) Çıkış (Goering and Hansen, 2004)

1.8.2.3 Powershift hız kutularının traktörlerde kullanımı

Powershift hız kutusunun en önemli avantajı, farklı hız oranlarını sağlarken güç aktarımında kesintinin olmamasıdır. Bu tip hız kutusunda kavramaya ihtiyaç yoktur. Güvenlik sebebiyle kavrama pedalı kullanılmaktadır. Traktör operatörü, acil durumlarda kavrama pedalına basar. Kavrama pedalı hız kutusunun çalışmasını durdurur. Kavrama pedalına basıldığında Şekil 1.18’de görülen C_1 ve C_2 kavramalarının ikisi de serbest bırakılmış olur.

Powershift hız kutularının bazı dezavantajları bulunmaktadır. Hidrolik bir sistem olduğu için hidrolik pompa ve enerjiye ihtiyaç duyar. Hız kutusundaki birçok dişlinin teması, farklı kavrama ve frenlerin kullanımdan dolayı hidrolikle vites değiştirmede hatırı sayılır bir ölçüde enerji tüketimi gerçekleşir. Hız kutusunun etkinliği %85’in altındadır. Ayrıca üretim maliyeti fazladır.

Traktör üreticileri, hız kutusu görevi yapacak güç aktarım organının sadece powershift olmasının çok faydalı olmayacağı görüşünde birleşmişlerdir (Goering and Hansen, 2004). Ama bir seçenek olarak powershift ve mekanik hız kutusunun birlikte kullanmışlardır. Bu şekilde hız kutularının etkinlikleri %90’a yaklaşır ve üretim maliyeti azalır.

1.8.3 Sürekli değişken kademeli (CVT) hız kutuları

Hız kutularının modern tasarımlarında en önemli amaçlardan biri operatörün motoru maksimum güç ve uygun aks hızını sağlayarak çalıştırmasını sağlamaktır (Bkz. Şekil 1.9). Böylece hız kutularında birçok hız oranı seçeneği ve bu oranlar arasında çok hızlı değişiklik sağlamak gerekmektedir. Sürekli değişken kademeli hız kutuları sınırsız sayıda hız oranı sağlar. Motor takometresi ve hız kutusunun hız oranları gözlemlendiğinde, traktör yüksek çeki oku yüküyle çalışırken traktör operatörü motoru regülatör seviyesinde teorik olarak tutabilir.

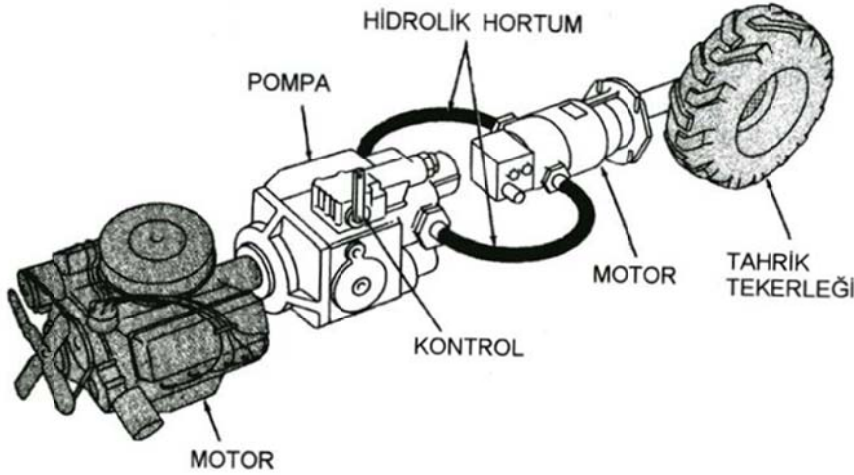
1.8.3.1 Sürekli değişken kademeli mekanik hız kutuları

Kendi yürür biçerdöverlerdeki değişken hızlı V tipi kayış, sürekli değişken kademeli mekanik hız kutularına örnektir. Ama bu tip aktarım çok hantal bir yapıdadır ve traktörler için yetersiz kapasitedir. Sürekli değişken kademeli mekanik hız kutularının prototipleri de geliştirilmiştir. Fakat ticari kullanım için yeterli güvenilirlikte değildir.

1.8.3.2 Hidrostatik hız kutuları

Sürekli değişken kademeli hız kutularının yıllardır kullanılan farklı bir tipi de hidrostatik tip hız kutusudur. Hidrostatik hız kutuları bir pompanın hidrolik motora bağlanmasıyla oluşturulmuştur (Şekil 1.19). Hidrolik pompaların içindeki sıvının miktarının değiştirilmesinin ve motorların yer değiştirmesinin mümkün olduğu veya olmadığı durumlara bağlı olarak hidrostatik hız kutularının dört farklı tipi bulunmaktadır.

- Tip 1: Sabit tip pompa ve sabit tip motor,
- Tip 2: Değişken tip pompa ve sabit tip motor,
- Tip 3: Sabit tip pompa ve değişken tip motor,
- Tip 4: Değişken tip pompa ve değişken tip motor.



Şekil 1.19 Hidrostatik hız kutusunun tahrik elemanları (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005).

Hidrostatik hız kutularının regülatör eşitlikleri bu tip hız kutularını anlamamıza yardımcı olmaktadır. Hidrostatik hız kutularının çıkış hızı 1.8 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır (Goering and Hansen, 2004).

$$N_m = \left[\eta_{vm} * \eta_{vp} \right] * \frac{D_p}{D_m} * N_p \quad (1.8)$$

N_m	: Motor devri (min^{-1})
N_p	: Pompa devri (min^{-1})
D_p	: Pompanın deplasmanı ($\text{cm}^3/\text{min}^{-1}$)
D_m	: Motorun deplasmanı ($\text{cm}^3/\text{min}^{-1}$)
η_{vm}	: Motorun volumetrik verimi (ondalık)
η_{vp}	: Pompanın volumetrik verimi (ondalık)

Hidrolik motorun ortaya çıkardığı momentin hesaplanması 1.9 ve 1.10 numaralı eşitlik yardımıyla gerçekleştirilir (Goering and Hansen, 2004).

$$M = \frac{\Delta p * D_m * \eta_{Mm}}{K_{Mm} * \pi} \quad (1.9)$$

M : Hidrolik motor momenti (Nm)
 η_{Mm} : Motorun moment etkinliği (ondalık)
 Δp : Motor basınç farkı (M Pa)
 D_m : Motorun deplasmanı ($\text{cm}^3/\text{min}^{-1}$)
 K_{Mm} : Sabit değer = 2

$$M_m = \left[\eta_{Mp} * \eta_{Mm} \right] * \frac{D_m}{D_p} * M_p \quad (1.10)$$

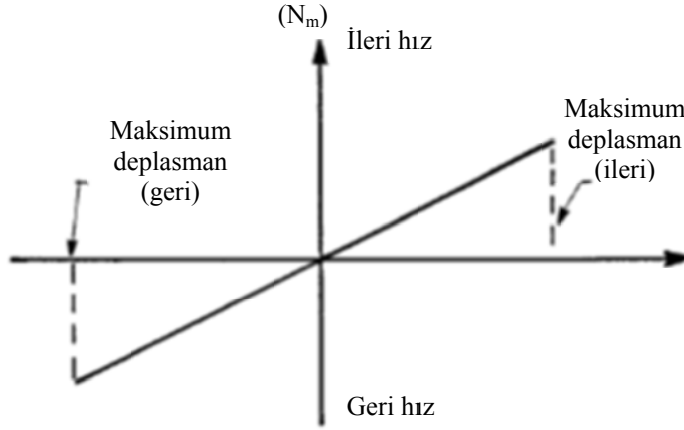
M_m : Motor momenti (Nm)
 M_p : Pompa momenti (Nm)
 η_{Mp} : Pompanın moment etkinliği (ondalık)

Hız kutusunun motor momenti hesaplanırken her iki eşitlik de kullanılmalıdır. Gerçek motor momenti her iki hesaplamadan çıkan sonuçtan küçük olmaktadır

1. tip hidrostatik hız kutusu: Pompa ve motor sabittir. En ucuz üretim maliyeti olan hidrostatik hız kutusu tipidir. Pompadan gelen akışın başka bir yöne gitmediği ve güç kapasitesinden harcanmadığı sürece hız oranını değiştirmek için herhangi bir koşula ihtiyaç yoktur.

2. tip hidrostatik hız kutusu: İkinci tip hidrolik hız kutusunun çıkış hızı, 1.8 numaralı eşitlikte belirtildiği gibi, pompa deplasmanı ile direkt orantılıdır. Dahası yağ akışının yönünü terse çevirmek için pompa içindeki eğik plakanın konumu değiştirilerek motor milinin dönü yönü terse çevrilebilir. Böylece ikinci tip hidrostatik hız kutusu ileri ve geri için gerekli olan hız kontrolünü karşılamaktadır (Şekil 1.20).

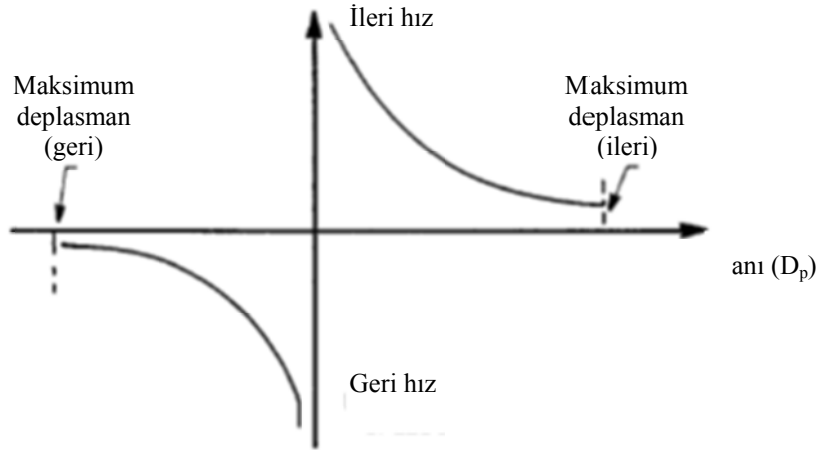
Sistem basıncının artmasıyla motor momenti artmayabilir. Eğer hız kutusu tam güçte yani maksimum motor devri ve momentinde çalıştırılıyorsa, basınç değeri en güvenli değerdedir. Eğer motor hızı, pompa deplasmanının azalmasıyla düşüyorsa, sistem basıncını arttırarak motor momentini arttırmak mümkün olabilir. Düşük hızlarda çalışan ikinci tip hidrostatik hız kutusunun güç aktarmada dezavantajı vardır. Sabit momentli hız kutusu olarak da adlandırılır. Düşük hızlarda çeki gücü ihtiyacı olmayan kendi yürür biçerdöverlerde ve bahçe traktörlerinde kullanılmaktadır.



Şekil 1.20 Değişken deplasmanlı pompa ve sabit deplasmanlı motora sahip hidrostatik hız kutusunun hız değiştirme karakteristiği (Goering and Hansen, 2004)

3. tip hidrostatik hız kutusu: Sabit deplasmanlı pompa ve değişken deplasmanlı tip motora sahiptir. Motor deplasmanının azaltılması suretiyle motor hızı azaltılır. Motor deplasmanının otomatik olarak arttırılması, sistem basıncının değiştirilmesine gerek kalmaksızın motor momentini de arttırır. Böylece teorik olarak üçüncü tip hidrostatik hız kutusunun güç aktarım kapasitesi hız oranına bağlı değildir ve sabit güç hız kutusu olarak adlandırılır. Bu hız kutularında istenen bir özelliktir. Sabit güç hız kutusu powershift ve mekanik hız kutularının kombinasyonunda da bulunmaktadır. Buna karşın üçüncü tip hidrostatik hız kutusu geriye hızları sağlayamaz. Şekil 1.21 motor hızı ile motor deplasmanı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Eğer motor deplasmanı ileri yönden geriye doğru değiştirilirse, motor hızı çok yüksek ileri hızdan çok yüksek geri hıza ani bir şekilde dönüşecektir. Böyle farklı hız değişikliklerine tahammül edilmesi zordur ve bu yüzden değişken deplasmanlı motorlar geri hızı sağlayamazlar. Değişken deplasmanlı motorlar, sıfır deplasmana ulaşamayacak şekilde tasarlanırlar. Çünkü geri hareketi sağlamaları istenmez.

4. tip hidrostatik hız kutusu: Çok iyi bir hız kontrolü ve ikinci tip hız kutusunun geri hız kabiliyetine sahiptir. Ayrıca ikinci tip hız kutusuna göre düşük hızlarda daha iyi güç aktarımı sağlamaktadır. Bu nedenle değişken deplasmanlı pompa ve motora sahip hız kutuları tarım traktörlerinde sıklıkla kullanılmaktadır.



Şekil 1.21 Değişken deplasmanlı motor ve sabit deplasmanlı pompaya sahip hidrostatik hız kutusunun hız değiştirme karakteristiği (Goering and Hansen, 2004).

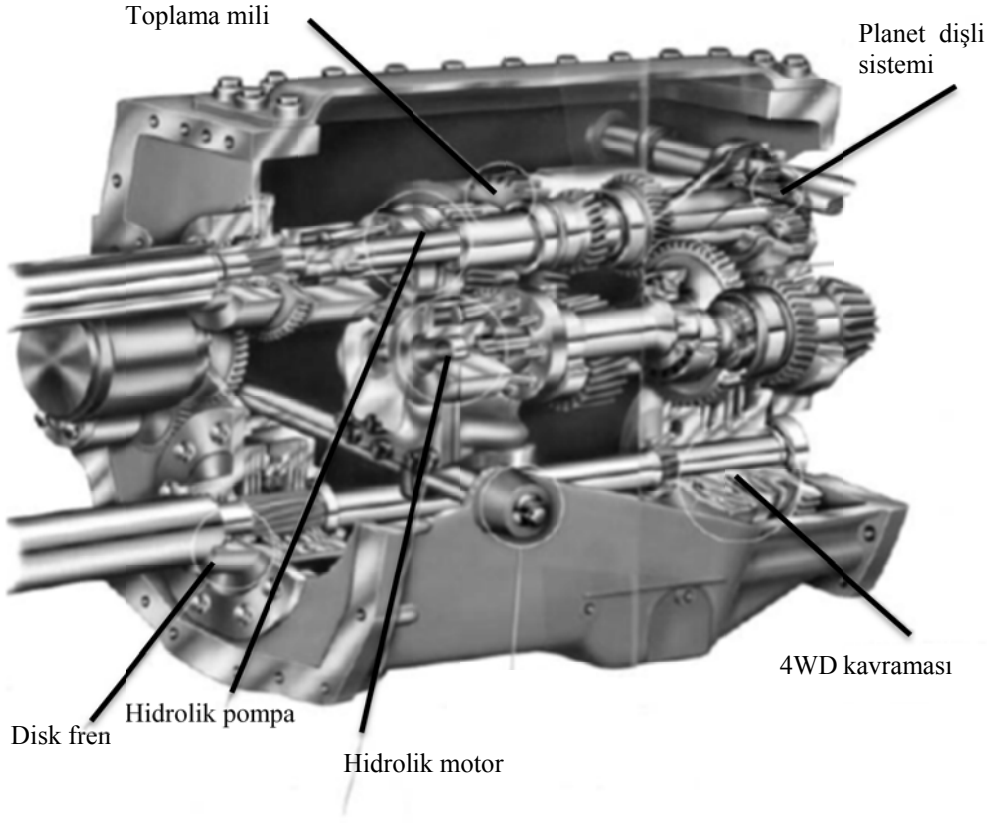
1.8.3.3 Tarım traktörlerinde kullanılan sürekli değişken kademeli hız kutuları

Tarım traktörlerinde genellikle dördüncü tip hidrostatik hız kutusu ile mekanik hız kutusu birlikte kullanılır. Teoride hidrostatik hız kutusu tek başına tüm hız aralığını karşılayabilir fakat en yüksek etkinlikte çalışamaz. Çok yüksek hız ve basınç altında momentte ve hacimsel etkinlikte düşüş gerçekleşir. Mekanik hız kutuları genel hız aralığı seçmek için kullanılabilir, hidrostatik hız kutuları bu genel hız aralığında sonsuz sayıda küçük hız oranı değişiklikleri sağlayabilir. Böyle bir hız kutusunun genel etkinliği hidrostatik hız kutusuna göre daha yüksektir. Bu hız kutusunun pratikteki genel etkinliği %70-80 arasındadır (Goering and Hansen, 2004).

1.8.4 Karma hız kutuları

Karma hız kutuları, sürekli değişkenliğin avantajlarını sağlamasının yanında hidrostatik hız kutularının etkinliğinin de arttırılmış halidir. Şekil 1.22'deki karma hız kutusundaki güç aktarımının bir kısmı mekanik, bir kısmı hidrostatik olarak gerçekleşir. Güç girişi, Şekil 1.22'nin sol üst kısmında görülen mil aracılığıyla gerçekleşir. Sağ altta gösterilen 4WD sızdırmaz kavramanın aracılığıyla ön tekerlek tahrik mekanizması devreye girdiğinde, sol altta bulunan mil ön tekerleklere hareket iletir. Şekil 1.22'nin merkezinin sağında bulunan konik pinyon dişlisi arka aks çıkış mili üzerindedir. Bu dişli arka aksdaki diferansiyele hareket iletir. Giriş mili, hız kutusunun üst sağ tarafında gösterilen planet dişli

takımının planet taşıyıcısına hareket iletir. Planet dişli takımının halka dişlisi, temas halindeki bir dizi dişli aracılığıyla değişken deplasmanlı pompaya hareket iletir. Güneş dişli başka bir dizi dişli teması aracılığıyla toplama miline hareket iletir. İki adet hidrolik motor, hidrolik pompa tarafından harekete geçirilir. Böylece toplama mili çalışmaya başlamış olur. Toplama mili, iki hız seçeneğine sahip hız kutusu aracılığıyla çıkışta bulunan konik pinyon dişlisine hareket aktarır.



Şekil 1.22 Karma hız kutusu (Goering and Hansen, 2004)

Pompa deplasmanının çeşitliliği, sürekli değişken hız oranlarını sağlar. Başlangıçta ve düşük çıkış hızlarında, gücün büyük bir kısmı hidrostatik aktarımla gerçekleşir. Çıkış hızı artmaya başladıkça, gücün büyük bir kısmı mekanik olarak aktarılırken, küçük bir kısmı hidrostatik olarak aktarılır. Böylece güç isteği artar, güç aktarma işinin büyük bir kısmını etkinliği daha yüksek olan mekanik hız kutuları gerçekleştirir. Bu tip hız kutuları, düşük tarla hızlarında ve yüksek taşıma hızlarında etkin çalışmaya izin verir. Bu hız kutularının düşük hız aralığı $0,03-21 \text{ km h}^{-1}$ ilerleme hızına olanak sağlarken, yüksek hız aralığı $0,03-50 \text{ km h}^{-1}$ ilerleme hızı ve $0,03-38 \text{ km h}^{-1}$ geri hızına olanak sağlar (Goering and Hansen, 2004).

Farklı üreticiler tarafından üretilen karma hız kutuları şu anda traktörlerde bulunmaktadır. Tasarımlar şekil 1.22’den farklı olmasına rağmen, bütün üreticiler olabilecek en yüksek etkinliğe sahip sürekli değişken hız kutularını elde etmek için uğraşırlar. Bu amaç, genelde, mekanik aktarımın yüzdesini arttırıp güç seviyesini yükseltmekle gerçekleşir. Böylece daha az etkin olan hidrostatik aktarımın toplam güç aktarımındaki oranı azalır.

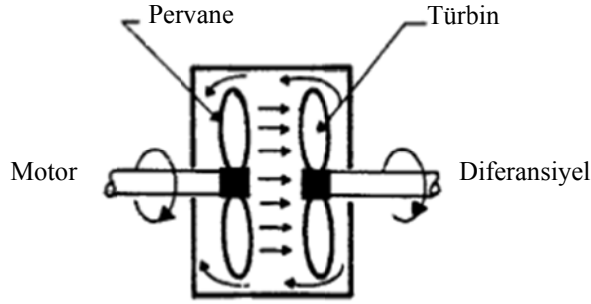
1.8.5 Hidrodinamik hız kutuları

Hidrostatik hız kutularında güç aktarımı, yüksek basınç ve nispeten düşük hızlı yağın hareketi aracılığıyla gerçekleşir. Bunun tersine, hidrodinamik hız kutularında güç aktarımı yüksek hız ve nispeten düşük basınçlı yağın hareketiyle gerçekleşir. Hızı yüksek olan yağ, türbin-pervane arasındaki hidrolik kavramayı sağlar.

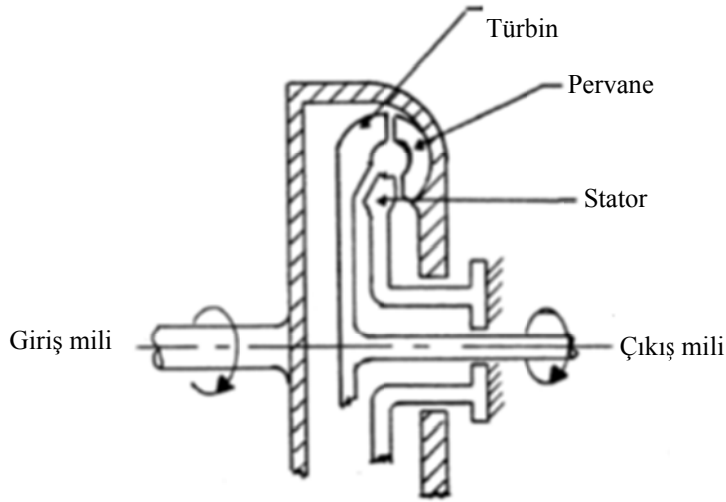
1.8.5.1 Hidrodinamik hız kutularının çalışma prensibi

Hidrolik kavramanın temel fikri Şekil 1.23’te gösterilmiştir. Motor, motorun çevirdiği akışkanın türbine akışını sağlayan pervaneye bağlıdır. Türbinin eğimli bıçaklarından geçen akışkan türbine moment uygular ve türbinin dönmesini sağlar. Bununla birlikte türbin momenti pervaneden gelen momente eşit olamaz. Eğer türbindeki moment, giriş momentinden fazla olursa, pervane dönmesine devam etse bile türbin durur.

Hidrodinamik hız kutusunun şematik diyagramı Şekil 1.24’te gösterilmiştir. Statorun eklenmesi ile hidrodinamik hız kutusunun momenti artar. Yağ, dönen pervanenin merkezinin yakınından girer, eğimli kanatlarından ilerledikten sonra bu bıçakların kenarından çıkar. Yağ, daha sonra türbine girer ve yönü değiştirmek için eğimli kanatlarına kuvvet uygular, türbinde moment üretilir ve türbinin dönmesine sebep olur. Yağ, statorun eğimli kanatlarından geçerek türbinden ayrılır ve tekrar yön değiştirmeye zorlar. Stator sabit olduğundan stator üzerine moment uygulanır. Moment türbine efektif bir şekilde aktarılır. Böylece stator, türbin momentinin giriş momentinden daha büyük olmasını sağlar.



Şekil 1.23 Hidrolik kavrama (Goering and Hansen, 2004)



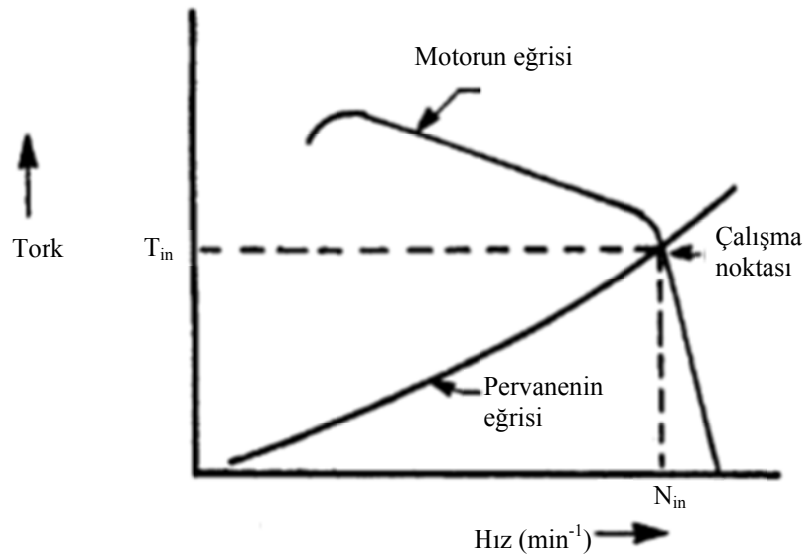
Şekil 1.24 Hidrodinamik hız kutusu (Goering and Hansen, 2004)

Türbinin momenti ve hızı, pervane üzerinde çeşitli etkiler yaratır. Bu etkiler göz ardı edildiğinde hidrodinamik hız kutuları daha kolay anlaşılır. Bunun sebebi de etkiler göz ardı edildiğinde, pervanenin tanımlı bir moment – hız eğrisi ortaya çıkmasıdır. Pervanenin moment – hız eğrisi ile motorun moment – hız eğrisinin kesiştiği nokta çalışma noktasıdır (Şekil 1.25). Operatör regülatör ayarını değiştirmedikçe ve yeni bir çalışma noktası belirlemedikçe, motorun ve pervanenin T_{in} momentinde ve N_{in} hızında çalışma eğilimi vardır. Böylece regülatör ayarı değişmedikçe, hidrodinamik hız kutuları, motorun sabit hız ve sabit momentte çalışmasını sağlar. Hidrodinamik hız kutusunun çıkış hızı, 1.11 numaralı eşitlikte olduğu gibi çıkış momentine bağlı olarak değişir (Goering and Hansen, 2004).

$$N_{out} = \frac{M_{in} * N_{in} * e_t}{M_{out}} \quad (1.11)$$

N_{out} : Hız kutusunun çıkış hızı (min^{-1})
 N_{in} : Hız kutusunun giriş hızı (min^{-1})
 M_{in} : Giriş momenti (Nm)
 M_{out} : Çıkış momenti (Nm)
 e_t : Hız kutusunun etkinliği (ondalık)

Eğer çıkış milindeki moment yükü artarsa, hidrodinamik hız kutuları çıkış hızını otomatik olarak düşürür. Eğer çıkış milindeki moment yükü azalır, hidrodinamik hız kutuları çıkış hızını otomatik olarak artırır. Dolayısıyla akslardaki moment – hız eğrisi, ideal güç hiperbolüne çok benzer. Hidrodinamik hız kutuları, motoru otomatik olarak en uygun yüklemede tutmaya eğilimlidir.



Şekil 1.25 Hidrodinamik hız kutusuna sahip bir motorun tork – hız eğrisi
(Goering and Hansen, 2004)

1.8.5.2 Hidrodinamik hız kutuları uygulamaları

Tipik bir hidrodinamik hız kutusundaki çıkış milinin dönü hızı azalıp mil durduğunda, tork oranı en yüksek değere ulaşır. Ama etkinlik sıfıra eşit olur. Hız oranı 1'e yaklaşıncaya kadar artan çıkış mili hızı ile birlikte tork oranı düşer ve etkinlik artar. Daha sonra çıkış torku ve etkinlik sıfıra düşer. Hidrodinamik hız kutusu, çıkış hızı giriş hızının %50-90 arasında olduğu koşullarda %80-81 etkinlikte çalışır. Traktörlerde daha geniş bir hız aralığı sağlayarak etkinliği bu

seviyede tutmak için, mekanik hız kutusu ile hidrodinamik hız kutusu aynı anda kullanılmaktadır. Mekanik hız kutusu, genel hız aralığını seçmek için, hidrodinamik hız kutusu bu hız aralığındaki hızları otomatik olarak ayarlamak için kullanılır. Hidrodinamik hız kutularının mekanik hız kutuları ile bir arada kullanıldığında %70-75 arasında bir etkinlik sağlanabilir.

Hidrodinamik hız kutuları, tork yükü değişimlerine çok hızlı tepki vererek çıkış hızını otomatik olarak ayarlar. Bu da özellikle toprak işleme sırasında avantaj sağlar. Dikim veya ilaçlama sırasında yani sabit ilerleme hızı gereken koşullarda hidrodinamik hız kutuları avantajlı değildir. Bazı traktörler sabit ilerleme hızı istenen koşullarda hidrodinamik hız kutularını devre dışı bırakır ve otomatik hız değişimlerine engel olur. Hidrodinamik ünitenin devre dışı kalması aynı zamanda güç aktarım etkinliğinin artmasına sebep olur.

Bu çalışmada; ülkemizde üretilen bazı traktörlerin güç aktarma sistemleri teknik yönden incelenecek ve durum belirlenmesi yapılacak, tarımsal işlerde kullanılan hızlara uygunlukları araştırılacak, tekerleklerde oluşacak çevre kuvvetleri dikkate alınarak vites seçenekleri arasındaki kayıp bölgeler belirlenecektir. Belirli güç gruplarındaki traktörler hız kutuları dikkate alınarak değerlendirilecektir. Daha sonra mevcut durum ile literatürde belirtilen kademelendirme yöntemleri karşılaştırılacaktır. Hız kutularının ortaya çıkardığı vites seçeneklerinin istenilen düzeyde olması işletmecilik açısından çok önemlidir. Bu yüzden traktörlerde kullanılan hız kutularının geniş kapsamlı olarak araştırılmasına ihtiyaç duyulmuştur.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Moses and Frost (1952), yazdıkları kitapta tarımda kullanılan güç seçenekleri ve özellikle traktörler üzerine bilgiler vermişlerdir. Traktör güç aktarma sistemleri ve farklı tiplerdeki hız kutuları örneklerinden bahsetmişler ve o dönemde kullanılan hız kutularının hız oranlarını ortaya koymuşlardır.

Barger et al., (1952), traktörler ve traktörlerin güç üniteleri hakkında yazdıkları kitapta dişliler, dişli malzemeleri, dişli dayanımları, dişli tipleri, dişli etkinlikleri, traktör hızları ve hız kutuları hakkında bilgiler bulunmaktadır.

Harzadın (1969), montajı Türkiye’de yapılan traktörlerin ağırlık, güç ve hız arasındaki ilişkilerini incelemiş, çeşitli viteslerdeki hızlar ve hız kademelerinden bahsetmiştir.

Browning (1978), çalışmasında, tarım traktörlerindeki güç aktarma sistemlerinde bulunan kavrama ve dişli tasarımlarından bahsetmiştir. Tarım traktörlerinde kullanılan ve kullanılabilecek hız kutularını birbirleriyle karşılaştırmıştır.

Jones and Aldred (1980) traktörlerde bulunan güç aktarma sistemleri ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. O dönemde kullanılan traktörlerin hız kutularını tanıtmıştır.

Pacey et al. (1983), hidrostatik hız kutusunun performansının hesaplanması için matematiksel model geliştirmiş ve yapılan denemelerle model limitlerini ortaya koymuştur.

Chancellor and Thai (1984), çalışmasında, planet dişli sistemine sahip bir traktöre aks tork sensörü ve operatörün istediği hızda ilerlemeyi sağlayan bir sistem bağlamıştır. Ayrıca hız oranı ile motor hızı verilerini kullanarak daha az yakıt tüketimini veya traktör motorunun karşılayabileceği en yüksek çeki oku kuvvetini sağlayabilecek değerlerde çalışmasını sağlayacak fiziksel bağlantılı kontrol sistemi geliştirmiştir.

Doğan (1988), yerli yapım bazı traktörlerin dişli kutuları üzerine bir araştırma yapmıştır. İncelenen traktörlerin güç aktarma organlarının tarımsal işlemlere uygunluğunu belirleme amacıyla ülkemizde üretilen 5 model traktörü

ele almış, bunların dişli kutuları, tipleri ve transmisyon oranlarını incelemiştir. Yapılan hesaplamalarda traktör modellerinde güç kayıplarını ortaya konmuştur. Bu çalışma traktör dişli kutuları kademelendirmesi hakkında Türkiye’de yapılan ilk çalışmadır.

Chancellor and Witt (1988), motor devrinin düştüğünü yani motorun yüklendiğini otomatik olarak algılayan ve istenen ilerleme hızını sağlayan bir sistem geliştirmişlerdir. İlerleme hızı sağlanırken, motor regülatörü motorun yüksek torku sağlayacak devirde çalışmasına sebep olmaktadır. Böylece zamandan yararlanan ve yüksek yakıt etkinliğinde çalışılan bir sistem ortaya konmuştur.

Liljedahl et al. (1989) traktör güç aktarım elemanlarını incelemiştir. Hız kutusu tiplerini detaylı olarak ortaya koymuşlar ve hız kutusu tasarım parametreleri ile ilgili bilgiler vermişlerdir.

Betz (1991), farklı tipteki çim bakım araçlarına uygulanan hidrostatik hız kutularının detaylandırıldığı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Sağlanacak bilgiler ile hidrostatik hız kutusu seçiminde bir rehber niteliğinde olması amaçlanmıştır.

Lechner and Naunheimer (1999), yolcu ve ticari araçların hız kutularının tasarımı, seçimi, gelişimi ve uygulaması hakkında çalışmışlardır. Hız oranlarının belirlenmesi ve buna bağlı olarak vites kademelendirmelerini seçilmesi hakkında çeşitli bilgiler ortaya koymuşlardır.

Harms and Guse (2000) çalışmasında, powershift hız kutularından bahsetmiş, elektrik ve hidrolik valflerin bu tip hız kutularında kullanılması hakkında görüş bildirmişler ve elektrik/hidrolik valflerin yararlarına değinmişlerdir.

Lang (2000), CVT’lerin güncel durumu incelemiş, yakın zamanda beklenen araştırma ve geliştirmelerden bahsetmiş ve geçmişte uygulanan CVT’lerin gelişimleri ve sorunlarıyla ilgilenmiştir. Ayrıca temel teoriler ve mekanizmalardan bahsetmiştir.

Sezgin ve Kutlar (2000), yaptıkları çalışmada CVT teknolojisinin yapısı, teknik özellikleri ve gelişmeleriyle birlikte alışlagelmiş düz ve otomatik hız

kutularıyla karşılaştırmalı olarak yapılan deneysel ve teorik yakıt tüketimi, ivmelenme-sabit hız performans test sonuçları beraber incelemiştir.

Kim et al. (2001a)'ın bu çalışmasında pullukla yapılan toprak işleme sırasında tarım traktörünün aksına ve güç aktarım organlarına etki eden kuvvetler ortaya konulmuştur.

Kim et al. (2001b), tarım traktörünün Kore koşullarında toprak işleme, toprak frezesi ile çalışma ve taşıma işleri yaparken hız kutusu giriş miline gelen yüklerin durumunu analiz etmiştir. Arazi denemeleri ile çalışma karakteristikleri araştırmıştır. Yüğü ölçmek için moment dönüştürücüsü geliştirilmiş ve giriş miline bağlamış, bir radyolu uzaktan ölçüm sistemi kullanılarak giriş mili üzerindeki gerilim sinyallerinin veri belirleme sistemine aktarılmasını sağlamıştır. Farklı çalışmalarda yük değişimi karşılaştırılmış ve bunların şiddetlerini tartışmıştır.

Heisler (2002), Advanced Vehicle Technology (2nd edition) adlı kitabında ticari ve yolcu araçlarının yapısı, güç aktarım organları, lastikleri, dümenleme, süspansiyon, fren sistemleri ve aerodinamik yapılarını incelemiştir. Hız kutularının tasarımında önemli bir parametre olan vites kademelendirmeleri üzerinde durmuştur.

Ryu et al. (2003), gerçek güç aktarım etkinliğini simule etmek için, sürtünme momenti ve torkuna dayanan yeni matematiksel model önermiştir. Model iki eleman içermektedir. Bunlardan biri aks üzerindeki tork yüklenmesinin etkisiyle ilgilidir. Diğerisi ise tork yükü ne olursa olsun sürtünme momentiyle ilgilidir. Taşıma işlemleri sırasında gerçekleşen giriş gücünün yaklaşık %61'i kadar olan sürtünme momentiyle kaybedilen güç, traktör güç aktarım etkinliğinin belirlenmesinde dikkate alınmalıdır. Güç aktarım etkinliği model yardımıyla tahmin edilebilir ve pratikteki değerlerle arasında ortalama fark %1,5'tir. Traktörlerin güç aktarım performansını daha iyi anlamak için sürtünme momenti dikkate alınması gerektiğinden bahsedilmiştir.

Huwendiek et al. (2004), ZF marka T-7000 hız kutusunda olduğu gibi istenen hız oranını otomatik olarak ayarlanmasını sağlayan, elektronik kontrollü hız kutusu olan otomatik powershift hız kutularının ve ZF-ECCOM CVT serisindeki sürekli değişken ve sonsuz kademeli hız kutularının yapı elemanları

üzerinde durulmuştur. Güç aktarım hattında bulunan hız değişimi kontrol ünitesi (TCU) ile araç kontrol komutlarını gereken duyarlılık zamanında çalıştırılmıştır.

Renius and Resch (2005), gerçekleştirdikleri bu çalışmada CVT'nin tarihini ve karşılaşılan problemleri analiz etmişlerdir. Powershift ile yapılan kombinasyonlar ile traktör hız aralıklarının karşılanabileceğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca bu çalışmada Claas-Jarchow "HM-8" ve "HM-II", Fendt "Vario", Steyr "S-Matic, ZF "Eccom" ve John Deere "Autopowr " gibi hız kutularının performansları analiz edilmiştir.

Johnson et al. (2005), yaptıkları çalışmada hidrolik ve güç aktarım organlarının kombinasyonunu sağlayarak daha önce sistemde bulunan CVT'yi IVT (Sonsuz değişken hız kutusu)'ye çevirmek istemişlerdir. Hidrolik pompa ve motorun planet dişlisine paralel bağlanmasıyla oluşturulan IVT, yazarların daha önceden tasarladığı sistemden türetilmiştir. Bu sistem traktörün farklı koşullarda, yüksek çeki kuvveti geliştirmesi sırasında sürekli olarak vites kademesi değiştirmesini sağlamaktadır.

Kunz (2006), çalışmasında hız kutusu ve hidrolik için gerekli yağı ortak tanktan sağlayan araçlardaki limit durumları ve yeni yağlama sistemi düşüncesinin nedenleri incelenmiştir. Akışkan özellikleri, deneysel araştırmalar ve bunların sonuçlarıyla ortaya konulmuştur. Bu sonuçlar ile hali hazırda bulunan BIO-HY-GARD II yağının test sonuçlarıyla karşılaştırılarak, referans olacak farklı akışkanlar ile paralel testler gerçekleştirilmiştir ve farklı yağ teknolojilerinin performansının geçerliliği konusunda tartışılmıştır.

Gil-Sierra et al. (2007), araştırmalarında, traktörlerdeki kullanabilir güç ile yakıt tüketimi arasındaki ilişki belirtmişler, böylece traktörlerin yakıt etkinliklerine göre bir sınıflandırma ortaya çıkarmışlardır. Güç ve yakıt tüketimi verileri OECD test kodlarına göre gerçekleştirilen resmi testlerden elde edilmiştir. Bu testlerde motor ve güç aktarım organlarının etkinliği bulunmaktadır. Çalışmalarında, İspanya'da satılan yedi kategorideki 214 traktör modelinin en düşük yakıt tüketiminden en yüksek yakıt tüketimine göre bir sınıflandırma yapılmıştır.

Kim et al. (2007)'in yaptığı bu çalışmanın amacı, power shuttle'a sahip traktörlerin tasarım parametrelerinin vites değiştirme performansına etkilerini simülasyon tekniği ile ortaya koymaktır. Hidrolik kontrol sistemi ve power shuttle

güç aktarım sistemi modelleri, denemeler ile doğrulanmıştır. Tasarım parametreleri olarak hidrolik kontrol sisteminin değişimi için gerekli terminal basıncı ve zaman, ilerleme hızı, ağırlık, shuttle dişlisinin oranı hesaplamalara katılmıştır. Hız kutusu giriş şaftı ve traktör aksının en yüksek tork değerleri, kavramının birim alanında aktarılan güç ve güç aktarımı için gerekli süreye bağlı olarak vites değiştirme performansı değerlendirilmiştir.

Molari et al. (2008), powershift hız kutusunun tüm dişli ve yataklarının yağlanması için gerekli yağ akışını hesaplamışlardır. Kötü çalışma koşullarında her bir elemanın yarattığı güç kaybının değerlendirilmesinden sonra, termal denge ve ortaya çıkan ısıнын ortamdan uzaklaştırılması için gerekli olan yağ miktarı hesaplanmıştır. İki dişliye jet akış yağlama sistemi değerlendirilmiş ve doğru yağ püskürtücü meme pozisyonu için en önemli parametreler belirlenmiştir.

Kichler et al. (2008), çalışmalarında, Amerika Birleşik Devletler'in güneydoğusunda bulunan arazilerde, yüksek enerji gerektiren dipkazanla toprak işlemenin üzerinde durmuştur. Çalışma üç farklı vites seçeneği ve iki farklı toprak işleme makinesi ile gerçekleştirilmiştir. İki farklı firmanın dipkazanları 6 sıralı olarak, bir traktör ile çekilerek deneme gerçekleştirilmiştir. A firmasının dipkazanıyla çalışmada üç farklı vites seçeneği (2., 5. ve 8. vites) ilerleme seçenekleri karşılaştırıldığında, yakıt tüketim oranında %40 (2. ve 5. vites), 47% (5. ve 8. vites) ve %105 (3. ve 8. vites) artış, ekipman çekisinde %28 (3. ve 8. vites) artış ve güçte %255 (3. ve 8. vites) artış görülmektedir. B firmasının dipkazanıyla yapılan çalışmada, yavaş ve hızlı ilerleme seçenekleri karşılaştırıldığında, yakıt tüketim oranında %66 (2. ve 5. vites) ve %30 (5. ve 8. vites) artış, ekipman çekisinde %37 (3. ve 8. vites) artış ve güçte %283 (3. ve 8. vites) artış görülmektedir.

Janulevičius and Giedra (2008), kademesiz hız kutusuna sahip traktörler ve buna benzer araçlar için aktarımın organizasyonunu sağlamak amacıyla yaptıkları bu çalışmada karma hız kutularına basit bir yaklaşım göstermişlerdir. Traktörlerdeki karma hız kutularının ana parametrelerinin teorik analizini sunmuşlar, planet dişlisi için yapılan eşitliklerin çözümlenmesiyle güneş ve halka dişlisinin açısız hızını tahminlemişlerdir. Mekanik kısmın hız oranının analizi ve hidrolik makinelerin kapasitelerinin hız oranları üzerinde çalışmışlardır. Güneş ve halka dişlisinin açısız hızındaki değişikliğin traktörün ilerleme hızına etkisini belirlemişler, güç aktarım mili ve onun mekanik ve hidrolik hattındaki

bileşenlerinin, aktarım milinin açısıl hızının, traktör ilerleme hızı ve motor devrine etkisi de ayrıca ortaya koymuşlardır.

Baumann and Klittich (2008), güç aktarma organlarında hangi materyallerin kullanıldığı, hangi noktaların dikkate alındığını belirtmek için bir çalışma yapmışlardır. Örnek olarak ıslak çok diskli kavramanın güç aktarım kontrol elemanı olarak kullanıldığı gösterilmiştir.

Codeca et al. (2008), yaptıkları bu çalışmada, power-split CVT ye sahip tarım traktörlerinde sıfır güç durumunda kontrol konusuna odaklanmışlardır. Sıfır güç durumunda kontrol ünitesi sayesinde, motor devrine bağlı olmaksızın hız oranının sıfıra düşürülmesi gerekmektedir. Bu durum traktör yukarı veya aşağı meyilde çalışırken aracın fren kullanmadan hareketsiz kalmasını sağlamaktadır. Dikkate alınan CVT'ler bağ ve bahçelerde çalışan düşük güçlü traktörlerde kullanılmaktadır. Bu gerçekten çok önemli bir fonksiyondur. Özellikle, kontrol probleminin, hız oranının hesaplanmasında kullanılan uygun açısıl hız sensörlerinin seçimi ile çıkış açısıl hızının hesaplanmasının algoritması arasındaki geniş aralığın olduğunu göstermektedir.

Molari and Sedoni (2008)'nin yaptıkları araştırmanın amacı yüksek enerji ve yüksek güç kaybının olduğu yerlerdeki çalışma şartlarını belirlemektir. Testler, hız kutusu setinde gerçekleşmiştir. Bu hız kutusunun özelliği her bir dişlideki güç kaybının ortaya çıkacağı bir yapıda olmasıdır. Yüksek kayıpların gerçekleştiği dişliler ölçülmüş, elemanlar birer birer sistemden ayrılmış ve kayıplar üzerindeki etkileri ölçülmüştür. Yüksek kayıplar yüksek vites seçeneklerinde görülmüştür. Sonuçlar toplam kayıpların %52 sinin pasif dirençten ve güç aktarım organlarındaki sürtünmeden meydana geldiğini ve hidrolik çevrim nötr durumdayken gerçekleştiğini, %40 kaybın güç aktarım organlarının yağlanması için yağ sıçratırken oluştuğunu %4 kaybın frenlerden, %4 kaybın son redüksiyon dişlileri ve güneş dişlisinden meydana geldiği görülmüştür.

Zhang et al. (2008), yaptıkları çalışmanın sonucunda hidromekanik CVT sisteminin kontrolünü geliştirmek için, motor, hidromekanik CVT, çalışan sistem ve aktarım organlarını içeren modüler ve dinamik ilkeleri kullanarak traktör güç aktarımının matematiksel modeli geliştirilmiştir. Otomatik hız ve vites kademesinin değişmesinin dinamik karakteristiği simüle edilmiştir.

Ortiz-Canavate et al. (2009), yaptıkları bu çalışmayla, yakıt tüketimi ile traktörlerdeki ulaşılabilir enerji arasındaki ilişkiyi tanımlayan ve OECD testlerinden yararlanılarak ortaya çıkan yeni bir etkinlik indeksi geliştirmişlerdir.

Wold and Bon (2009), bu araştırmasında küçük boyutlu traktörde hidrostatik hız kutusundan daha yararlı olacağı düşünülen kademesiz hız kutusu kullanmışlardır. Seçilen hız kutusu bir ATV (All Terrain Vehicle)'den alınan, kayışlı tip bir hız kutusudur. Genelde CVT'ler ağırlık ve kaskak sisteminin, motor hızına bağılı olarak hız oranını değıştirmek için kullanılmaktadır. Bu sistemde ise elektronik kontrol sistemi ile hız oranının motor hızından bağımsız olarak değıştirebilmek için kullanılmıştır. PIC (Peripheral Interface Controller) mikro kontroller kullanarak, orantılı kontrol yaklaşımı sağılanmıştır.

Zhou et al. (2009), bu çalışmada optimum yakıt ekonomisi ve optimum güç performansının olduğı motor karakteristik eğırilerinin üzerinde durmuşlardır. Tarım traktörlerinin çalışma özelliklerine bağılı olarak, CVT ye sahip tarım traktörlerinin hız oranı, optimum yakıt ekonomisi ve optimum güç performansı formüle edilmiştir. Aynı zamanda hız oranının kontrol ünitesi tasarlanmış ve simülasyon modelinin deneysel olarak doğırlaması yapılmıştır.

Kempermann et al. (2009), Valtra ve Linde hidrolik CVT hız kutularının gelişimi için ortak çalışmaya ve daha az esnek hız oranını daha esnek hidrostatik sistem ile kombine ederek etkin bir sistem oluşturmak için çalışmışlardır. Böylece ekonomik, yüksek etkinliğe sahip güç aktarım sistemi ve rahat, basit bir sürüş sistemi oluşturmuşlardır.

Xu et al. (2009), traktörlerin sabit kademe atlamalı hız kutularındaki vites değıştirme süreci sırasında meydana gelen, hız oranı sürekliliğinin gerçekleşmeme problemini ortadan kaldırmak için hidromekanik CVT geliştirmişlerdir. Güç aktarım sisteminin kademesiz hız regülasyon karakteristikleri, yumuşak grup vites değışimi ve güç aktarım etkinliği analiz edilmiştir. Analitik sonuçlar, HMCVT (hidromekanik sürekli değışken kademeli hız kutusu)'ye sahip traktörler geniş hız aralığı ve yüksek güç aktarım etkinliğine sahip olduğunu göstermektedir.

Akın (2011), traktörlerin dişli kutularının tasarımı hakkında çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmada orta segment bir tarım traktörü teknik özellikleri ele alınmış ve bilgisayar programı yardımıyla tasarım yapılmıştır. Dişli kutusu

tasarım parametreleri deney traktörü motor karakteristikleri ve traktör teknik özellikleri geometrik dizilim yöntemi, harmonik dizilim hesap yöntemi, geometrik ve harmonik hesap yöntemi ile orta segment tarım traktörünün çalışma hızları belirlenmiştir. Ele alınan traktörün dişli kutusu özellikleri ile mevcut dişli kutusu hızları hesaplanarak, tarım alet ve makinaları hız gereksinimlerine göre değerlendirilmiştir. Bu çalışmada geometrik dizi hesap yöntemi ve harmonik dizi hesap yöntemi ile elde edilen hızlar deney traktörü için uygun olmadığı tespit edilmiştir. Geometrik dizi ve harmonik dizi hesap yöntemlerinin birlikte kullanılması ile elde edilen hız değerleri, mevcut deney traktörü dişli kutusu hız değerleri hesaplanmıştır.

Kolator and Białobrzewski (2011), 2WD traktörün farklı toprak koşullarında kültivatör ile çalışması sırasında ortaya çıkan performansın doğru bir şekilde simule edilmesini sağlayacak olan matematiksel model geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu modeldeki performans göstergeleri şunlardır: Traktörün genel etkinliği, traktif etkinlik, özgül yakıt tüketimi ve toprak verimliliği. Önerilen model, çalışma sırasındaki genel enerji kayıplarının hesaplanmasını sağlamaktadır. Genel etkinliğin değişkenliğinin belirgin olarak görüldüğü durumlar, traktif kuvvetin 0-7 kN olduğunda yakıt enjektörünün kontrol sinyalinin analiz edilmiş değerlerinde ve toplam hız oranının üçüncü (3L), dördüncü (4L) ve beşinci (1H) vites kademelerinde olduğu durumlardır. Bu sebepten, yukarıdaki göstergeler traktörün optimum çalışma parametrelerinin tanımlanmasında kullanılabileceğini göstermiştir.

Anonymous (2011)'un yaptığı çalışmada John Deere marka 6R model traktörleri için kullanılan 24 hız seçeneğine sahip mekanik hız kutusu ve güç aktarım sistemi tanıtılmıştır.

Macor and Rossetti (2011), değişken olarak belirledikleri, iki hidrolik makinenin deplasman değerleri, hız oranları ve planet dişlilerinin hidromekanik hız kutusunda güç aktarımının ortalama etkinliğinin optimizasyon problemi üzerine çalışmışlardır.

Bietresato et al. (2012), yer araçlarının performansının araştırılmasında kullanılacak olan ivmelenme testlerinin teorik modeli geliştirmiştir. Bu model, hareketli aracın kinematik özelliklerinin tanımını verecek olan yuvarlanma direnci, topraktaki patinaj, aerodinamik direnç, yol eğimi ve traksiyon değerlerini içermektedir. Modelin uygulanmasındaki yöntem, düz ve eğimli yolda, farklı güç

aktarım sistemlerine sahip olan (mekanik powershift hız kutusu, iki farklı hidromekanik CVT hız kutusu) 3 traktörün, duran haldeyken verilen mesafeye hareket etmesi ya da belirlenen hıza ulaşması sırasındaki ivmelenme değerlerinin toplanmasıyla oluşmuştur. Aynı model ayrıca diğer ivmelenme testlerindeki traktör performans değerlerini tahminlemede kullanılmıştır. CVT testlerinin sonucunda transmisyon mimarisinin etkisinin bulunduğu ve bunun sayesinde mekanik powershift hız kutusundan üstün olduğu gözlemlenmiştir.

Zhang (2012), atomik absorpsiyon spektrometresi (AAS), otomatik hız kutusunda kullanılan yağın (ATF) içinde bulunan bazı metal elementlerin (Fe, Cu ve Cr) bulunmasında kullanarak bir çalışma gerçekleştirmiştir. Analiz ve denemelerin sonucunda, traktörün aldığı mesafeye bağlı olarak ATF’de bulunan elementlerde bir artış görülmüştür. Otomatik hız kutularının bileşenlerindeki zararsız kayıplar AAS kullanılarak, gerçek zamanlı ve güvenilir olarak hızlı ve doğru bir şekilde fark edilmektedir.

Piros and Farkas (2012), gerçekleştirdikleri çalışmalarında yüksek performanslı traktör motoru ve karma - hidrostatik IVT hız kutusunun kombinasyonu üzerinde denemeler yapılmışlardır. Çalışmanın ilk bölümü güç aktarma organlarının arazi testinin tanımlanması ve daha sonra bu güç aktarma organlarının matematiksel modelinin sunulmasıdır. Bazı özel evrelerde güç aktarma organlarının değerlendirilmiştir.

Zhou (2012), otomatik - mekanik hız kutusuna (AMT) sahip traktörlerdeki vites değiştirme düzenlerinin (elektrik kontrollü, hidrolik) çalışma ilkeleri ve tasarımı üzerinde çalışmıştır. AMT’de vites değişiminin mekanik ve matematik modeli kurulmuştur. Vites değiştirme sürecinin dinamik analizi sonuçlandırılmıştır. Vites değiştirme sırasındaki vites değiştirme zamanı ve vites değiştirme etkisi arasındaki çelişkinin çözüm yöntemi sunulmuştur. Vites değiştirme sürecinin analizi sırasında, optimum kontrol teorisi uygulanarak optimum hidrolik kontrol yasası bulunmuştur. En kısa vites değiştirme süresi az etkili olduğu anlaşılmıştır.

3. MATERİYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu çalışmada materyal olarak Türkiye’de imal edilen yedi farklı traktör modeli kullanılmıştır. Seçilen traktör modellerini üç farklı firma üretmektedir. Ayrıca bu traktörler Türkiye’de en çok kullanılan güç gruplarını temsil etmektedir. 35 BG ve daha yüksek motor gücüne sahip traktörlerin tarla ve taşıma işlerinde kullanıldığı göz önüne alındığında bu grup arasında son yıllarda meydana gelen talep eğiliminin yüksek güçlü traktörlere doğru olduğu görülmektedir (Çizelge 3.1). Bu doğrultuda, tez çalışmasında incelenen traktörler 50-70, 70-90 ve 90-100 BG motor gücüne sahip traktörler arasından seçilmiştir.

Çizelge 3.1 Türkiye'deki iki akslı traktörlerin 2003-2012 yıllarına bağlı olarak sayısal değişimi (TÜİK,2013)

TRAKTÖR GÜÇLERİ (BG)	2003 (adet)	2012 (adet)	Değişim Miktarı (%)
1-10	4104	5696	38,8
11-24	21155	20704	-2,1
25-34	78621	71989	-8,4
35-50	459383	488877	6,4
51-70	368549	438623	19
70 +	51668	106522	106,2

3.1.1 Traktörler

Bu araştırmada üç farklı güç grubuna ait iki akslı yedi adet tarım traktörünün hız kutuları incelenmiştir. Traktörlerde bulunan hız kutularının tamamı mekanik hız kutusudur. İncelenen traktörlere ait genel bilgiler Çizelge 3.2’de gösterilmektedir. Traktörlerin gruplandırılması üretebilecekleri maksimum kuyruk mili gücüne göre yapılmıştır. Traktör marka ve modeller isimleri yerine A’dan G’ye kadar olan harfler kod olarak kullanılmıştır. Bu kodlamaya göre A, B ve C kodlu traktörler 50-70 BG; D, E ve F kodlu traktörler 70-90 BG; G kodlu traktör ise 90+ BG’nü sağlayabilecek motora sahiptir.

3.1.1.1 Traktörlerin teknik özellikleri

Traktörler 2,9 litre (3 silindir) – 3,3 litre (3 silindir) – 3,9 litre (4 silindir) olmak üzere üç farklı motor hacmine, 8 ileri 2 geri, 12 ileri 12 geri, 16 ileri 8 geri olmak üzere üç farklı vites seçeneğine sahiptir. Hız kutularının tamamı mekanik tip ve senkromeç tertibatlıdır. Yedi traktör modeli arasından A traktörünün sadece

arka aksı tahrikli modeli, D traktörünün sadece iki aksı tahrikli modeli bulunmaktadır. Diğer beş modelde hem iki aksı tahrikli hem de arka aksı tahrikli modelleri bulunmaktadır. Traktörlerde kullanılan motorların hava emişleri A ve B traktörlerinde doğal emişli, diğer traktörlerde ise turboşarj – intercooler tiptir (Çizelge 3.2).

C ve G traktörlerinin iki aksı tahrikli modellerinde kullanılan lastikler radyal diğer traktörlerdeki lastikler diyagonal tiptedir.

3.1.1.2 Motor karakteristik eğrileri

Bir motorun en avantajlı çalışma durumu; maksimum güç, maksimum tork arasında ve en az özgül yakıt tüketiminin sağlandığı motor devirleridir. Bu çalışma durumları, motorun kullanım amacı ve yaptığı işin özellikleri tarafından belirlenmektedir.

Motorun değişik çalışma durumlarındaki güç ve yakıt ekonomisi “motor karakteristikleri” veya diğer bir deyimle “performans eğrileri” ile değerlendirilmektedir. Motor karakteristikleri, tork, güç, yakıt tüketimi, devir sayısı ve motorun çalışması sırasında elde edilen diğer değerlerdeki değişimlerin grafik olarak gösterilmesidir.

Tam gaz durumundaki hız karakteristikleri “tam yük hız karakteristikleri” olarak bilinir. Tam yük hız karakteristikleri, bir motorun değişik devirlerde verebileceği maksimum çıkışların belirlenmesinde kullanılmaktadır

Hız kutusu tasarımında motor karakteristiklerinden maksimum tork ve ortalama efektif basınca rastlayan devir sayısı ile maksimum motor gücüne rastlayan devir sayısı arasında kalan bölge önemli bir parametredir.

Çalışmada kullanılan traktörlerin motor karakteristik eğrileri Ek 1’de gösterilmiştir (Anonim).

Çizelge 3.2 Çalışmada kullanılan traktörlerin genel özellikleri

		A	B	C	D	E	F	G
MOTOR	Silindir Hacmi (l)	2,9	3,3	2,9	3,3	3,9	3,9	3,9
	Silindir Sayısı (adet)	3	3	3	3	4	4	4
	Hava Emişi	Doğal emişli	Doğal emişli	Turboşarjlı - Intercooler	Turboşarjlı - Intercooler	Turboşarjlı - Intercooler	Turboşarjlı - Intercooler	Turboşarjlı - Intercooler
	Maksimum Kuyruk Mili Gücü (kW)	30	33,5	37	49	49	46	62
	Maksimum Kuyruk Mili Gücü (BG)	40	45	49	65	65	61	83
HIZ KUTUSU	Vites Seçenekleri	8 ileri 2 geri	12 ileri 12 geri	8 ileri 2 geri	16 ileri 8 geri	12 ileri 12 geri	12 ileri 12 geri	12 ileri 12 geri
	Hız Kutusu Tipi	Mekanik	Mekanik	Mekanik	Mekanik	Mekanik	Mekanik	Mekanik
LASTİK ÖLÇÜLERİ	2 WD	Ön	6.00 - 16	6.00 - 16	6.50 - 16	7.50 - 16	7.50 - 16	7.50 - 18
		Arka	13.6 - 24	13.6 - 28	14.9 - 28	16.9 - 30	16.9 - 30	18.4 - 30
	4 WD	Ön		8.3 - 24	11.2 R20	12.4 - 24	12.4 - 24	11.2 R28
		Arka		14.9 - 28	14.9 R30	18.4 - 30	13.6 - 36	14.9 R38

3.1.1.3 Traktörlerin hız kutuları

Tez çalışmasında kullanılacak traktörlerdeki hız kutularının tamamı mekanik tip ve senkromeç tertibatlıdır. 8 ileri 2 geri vites seçeneği beş ana vites ve yavaş - hızlı seçeneği ($5 \times 2 = 10$) ile; 12 ileri 12 geri vites seçeneği dört ana vites, üç grup ve ileri – geri seçeneği ($4 \times 3 \times 2 = 24$) ile, 16 ileri 8 geri vites seçeneği ise dört ana vites, yol – tarla ve ileri hızlı – ileri normal – geri seçeneği ($4 \times 2 \times 3 = 24$) ile sağlanmıştır. A ve C traktöründe 8+2; B, E, F ve G traktöründe 12+12; D traktöründe 16+8 vites seçeneğine sahip hız kutusu bulunmaktadır.

Traktörlere ait güç aktarım şemaları üreticilerle görüşülerek alınmış ve hesaplamalarda bu şemalardan yararlanılmıştır.

Her bir traktöre ait hız kutusunun güç aktarımının gerçekleştiği yollar Ek 2’de görülmektedir. E traktörü ile B traktörü farklı marka traktörler olmasına rağmen, bu traktörlerde kullanılan hız kutuları birbirinin aynısıdır. Güç aktarım sistemindeki fark ara mil üzerindeki mahruti dişlisinin diş sayısıdır. Aynı marka olan F ve G traktörlerinin hız kutuları da birbirinin aynısıdır. Güç aktarım sistemlerindeki fark son redüksiyon dişli sistemindeki halka dişlisindeki diş sayısıdır.

3.2 Yöntem

Tarım traktörleri mekanik hız kutusu tasarımında çeşitli hesap yöntemleri kullanılmaktadır. Traktörün motor karakteristikleri incelenerek hız kutusu, vites değiştirme aralığı belirlenmiştir. Bu çalışmada, **geometrik kademelendirme**, **progresif kademelendirme**, **harmonik kademelendirme** ve **Jante kademelendirmesi** hesap yöntemleri kullanılarak tarım traktörlerinin hız hesapları yapılmıştır. Örnek alınan tarım traktörlerinin dişli kutusu hız hesapları yapılarak mevcut hızlar belirlenmiştir ve aynı traktörlerin teknik özellikleri kullanılarak en uygun çalışma hızlarını ve tekerlek çevre kuvvetlerini sağlayacak kademelendirme belirlenmiştir. Tüm hesaplamalar Microsoft Excel 2010 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

3.2.1 Çalışma hızlarının hesaplanması

Traktör hız kutusunun mümkün olduğunca uygun kademelendirilmesi için tarımsal faaliyetlerdeki çalışma hızlarının bilinmesi gerekir. Özellikle bir hız

bölgesinin alt ve üst sınırları önemlidir. Motor gücü, iş kalitesinin bozulması ve titreşim nedeniyle sürücünün zorlanması gibi faktörler hız aralığının üst sınırını belirler.

Motor anma devir sayısında ilerleme hızı, sürünge hız söz konusu değilse, 1,5-30 km h⁻¹, sürünge hız mevcutsa 0,5-30 km h⁻¹ arasında bulunmaktadır. Bazı traktörlerde azami hız 40 km h⁻¹'e kadar çıkabilmektedir (Keçecioğlu ve Gülsoylu 2005).

Toprak işlemedeki ağır çeki işlerinde çalışma hızı 3-9 km h⁻¹'dir. Tohum yatağı hazırlamada çalışma hızı 6-10 km h⁻¹'dir. Sürünge hız 0,4 km h⁻¹'dir (Keçecioğlu ve Gülsoylu 2005).

Taşıma işleri beton ve asfaltta 30 km h⁻¹ hıza kadar çıkabilir. Hatta otoyollarda traktör için azami hız 40 km h⁻¹ olduğundan, üst limit olarak 40 km h⁻¹ seçilebilir.

Tarımsal işlerde esas çalışma bölgesi 4-12 km h⁻¹ arasındadır. Bu bölgede yapılan çalışmalarda geçen süre, toplam sürenin %70'ini oluşturmaktadır. Taşıma işlerinin yapıldığı 12 km h⁻¹'in üstündeki hızlar toplam sürenin %25'ini oluşturmaktadır (Keçecioğlu ve Gülsoylu 2005). Buna bağlı olarak traktörlerden istenen durum, 4-12 km h⁻¹ aralığını sağlayan vites seçeneklerinin fazla olmasıdır.

Her vites seçeneğinde elde edilmesi gereken traktör ilerleme hızları 3.1 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005). Eşitlikteki toplam transmisyon oranı bir vites kademesinde moment ileten dişli çiftlerinin çarpımı, diferansiyeldeki ayna mahruti dişlilerinin oranı ve aks üzerinde son tahrikte kullanılan dişlilerin oranının çarpımı ile elde edilir. Ayrıca bazı traktör modellerinde lastik opsiyonu olarak değişik ölçülerdeki lastikler aynı model traktörlerde kullanılabileceğinden bazı seçenekler için ilerleme hızı hesaplanmıştır. Traktör lastiklerinin dinamik yarıçapı, statik yarıçapından %8-%10 daha düşük bir değerdedir (Doğan, 1988). Hesaplamalarda kullanılan dinamik tekerlek yarıçapı, farklı traktör lastiklerinin kataloglardan (Goodyear, 1989) alınan statik yarıçaplarının %91'i olarak değerlendirilmiştir.

$$v_T = \frac{0,377 * r_t * N_m}{i_{top}} \quad (3.1)$$

v_T : İlerleme hızı (km h⁻¹)
 r_t : Tekerlek dinamik yarıçapı (m)
 N_m : Motor devri (min⁻¹)
 i_{top} : Toplam aktarım oranı

3.2.2 Tekerlek çevre kuvvetinin hesaplanması

Traktör motoru oldukça dar bir devir sayısı alanında maksimum güç geliştirebilmektedir. Bu güce ait moment de bu dar hız alanında alınabilmektedir. Buna karşılık tahrik tekerleklerinde yeteri büyüklükte bir çevre kuvveti elde edebilmek için motorun verebildiğinden çok daha büyük döndürme momentine gereksinim vardır. Tekerlek çevre kuvveti 3.2 numaralı eşitlikle hesaplanabilir (Keçecioğlu ve Gülsoylu, 2005). Güç aktarım sisteminin toplam verimi, aktarımda görev yapan dişli çifti sayılarına bağlı olarak değişmektedir. İncelenen traktör modellerine ait hız kutularındaki dişli çiftlerinin verimi Çizelge 1.2'den yararlanılarak hesaplanmıştır. Son redüksiyon dişlisi olarak görev yapan planet dişli sisteminin verimi 0,98 olarak kabul edilmiştir (Goering and Hansen, 2004).

$$F_U = \frac{M_M * i_{top} * \eta_{trans}}{r_t} \quad (3.2)$$

F_U : Tekerlek çevre kuvveti (N)
 M_m : Motor momenti (Nm)
 η_{trans} : Güç aktarım sisteminin toplam verimi (ondalık)
 i_{top} : Toplam aktarım oranı
 r_t : Tekerlek dinamik yarıçapı (m)

Buna göre tekerlek çevre kuvveti motor momenti ile orantılıdır. Motor momenti arttıkça tekerlek çevre kuvveti de artmaktadır.

3.1 ve 3.2 eşitliklerinin yardımıyla hesaplanan değerler traktörlere ait çevre kuvveti – hız ilişkisini ortaya koymaktadır. Bu eşitliklerden faydalanarak tekerlek çevre kuvveti – hız grafikleri çizilmiştir (Ek 3).

3.2.3 Hız kutularında kademelendirme esasları

3.2.3.1 Toplam hız oranı ve mekanik hız kutusu hız oranının bulunması

Güç aktarım organlarının görevi, motor hızıyla tekerlek dönü hızının arasındaki hız oranını ayarlamaktır. Bunu yaparken,

- I. Zorlu koşullarda motor ile tekerlek arasındaki bağlantıyı kesmek,
- II. Tekerlekleri gerekli en yüksek hıza ulaştırmak,
- III. Yakıt tüketiminin en az olduğu devir sayılarında hareketi sağlamak zorundadır.

Gerekli hız oranı I. koşula, en büyük hız oranı II. koşula, en küçük hız oranı III. koşula bağlı olarak değişir.

Mekanik hız kutusunun hız oranı, 3.3 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanır (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$i_{G,tot} = \frac{i_{G,maks}}{i_{G,min}} = \frac{i_1}{i_z} \quad (3.3)$$

- $i_{G,tot}$: Mekanik hız kutusu aktarım (hız) oranı
 $i_{G,maks}$: En düşük vitesin aktarım (hız) oranı
 $i_{G,min}$: En yüksek vitesin aktarım (hız) oranı

Traktörler gibi, birim ağırlık başına düşen gücün düşük olduğu araçların hız kutusu hız oranı geniş bir aralığa sahip olmalıdır.

3.2.3.2 En geniş hız oranının bulunması

Araçların güç aktarım organları için en geniş hız oranı, aracın kullanım şartlarına göre belirlenmektedir. Buna göre en geniş hız oranı 3.4 numaralı eşitlik yardımıyla bulunur (Lechner and Naunheimer, 1999). Eşitlikte kullanılacak minimum motor devri, maksimum momentini sağlayacak devirdir. Minimum ilerleme hızı, sürünge hız mevcut değilse motor anma devrinde $1,5 \text{ km h}^{-1}$, sürünge hız mevcutsa $0,5 \text{ km h}^{-1}$ ilerleme hızını sağlayacak transmisyon oranına bağlı olarak minimum motor devrinde elde edilecek ilerleme hızı olarak hesaplanmıştır.

$$i_{A,maks} = \frac{3,6 * \frac{\pi}{30} * N_{M,min} * r_t}{v_{min}} \quad (3.4)$$

- $i_{A,maks}$: En geniş hız oranı (en düşük vitesin hız oranı)
 $N_{M,min}$: Minimum motor devri (min^{-1})
 r_t : Tekerlek dinamik yarıçapı (m)
 v_{min} : Minimum ilerleme hızı (km h^{-1})

3.2.3.3 En dar hız oranının bulunması

Lastik ile yol arasında patinaj olmadığı göz önünde tutulursa, en yüksek hıza motorun en yüksek devrinde ulaşılır. Burada motorun en yüksek devri, en yüksek gücün üretildiği devirdir. Buna bağlı olarak en dar hız oranı 3.5 numaralı eşitlik yardımıyla bulunur (Lechner and Naunheimer, 1999). Maksimum ilerleme hızı, motor anma devrinde 30 - 40 km h^{-1} ilerleme hızını sağlayacak transmisyon oranına bağlı olarak maksimum motor devrinde elde edilecek ilerleme hızı olarak hesaplanmıştır. A,B ve C traktörleri 30 km h^{-1} ; D,E,F ve G traktörleri 40 km h^{-1} katalog değerlerine sahip olduğu için hesaplamalar bu ilerleme hızı değerlerine göre yapılmıştır.

$$i_{A,min} = \frac{3,6 * \frac{\pi}{30} * N_{M,maks} * r_t}{v_{maks}} \quad (3.5)$$

- $i_{A,min}$: En dar hız oranı (en yüksek vitesin hız oranı)
 $N_{M,maks}$: Maksimum motor devri (min^{-1})
 r_t : Tekerlek dinamik yarıçapı (m)
 v_{maks} : Maksimum ilerleme hızı (km h^{-1})

3.2.3.4 İki vites seçeneği arasındaki kademe atlamaının bulunması

İki komşu vites arasındaki ilişki, kademe atlamaı, 3.6 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$\phi = \frac{i_{(n-1)}}{i_n} \leq \frac{N(M_{maks})}{N(T_{maks})} \quad (3.6)$$

- ϕ : Kademe atlamaı
 i_n : n. vitesteki aktarım oranı
 $i_{(n-1)}$: Düşük vitesteki aktarım oranı
 $N(M_{maks})$: Maksimum motor devri (min^{-1})
 $N(T_{maks})$: Maksimum momenti sağlayan motor devri (min^{-1})

Mekanik hız kutularında farklı hız oranları ile çalışıldığında yani farklı vitesler seçildiğinde motor döndürme momenti veya motorun yüklenme derecesi belirli limitler değerinde sabit tutulabilir. Vites kademelendirmelerinin belirlenmesinde ileri sürülen görüşlere göre, traktörlerde bulunan hız kutularının vites kademelendirme hesapları yapılmıştır.

- Geometrik kademelendirme
- Progresif kademelendirme
- Harmonik kademelendirme
- Jante kademelendirmesi

Geometrik kademelendirmede, her iki komşu vites arasındaki kademe atlaması daima aynı teorik değere sahiptir (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$\Phi_{th} = \sqrt[z-1]{i_{G,tot}} \quad (3.7)$$

Φ_{th} : Teorik kademe atlaması
 z : Toplam vites sayısı
 $i_{G,tot}$: Mekanik hız kutusu olması gereken aktarım (hız) oranı

Herhangi bir vites seçeneğinin hız oranı 3.8 numaralı eşitlikle hesaplanabilir (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$i_n = i_{G,min} * \Phi_{th}^{(z-n)} \quad (3.8)$$

i_n : n. vitesteki hız oranı
 $i_{G,min}$: En yüksek vitesteki hız oranı
 Φ_{th} : Teorik kademe atlaması
 z : Toplam vites sayısı
 n : Hız oranı hesaplanacak vitesin kaçınıcı vites olduğu

Pratikteki kademe atlaması ile teorik kademe atlaması değerinde çok az farklılık bulunmaktadır. Geometrik kademelendirmeye göre tasarlanan araçların güç hiperbollerini ideal güç hiperbolüne oldukça yaklaşmış durumdadır.

Geometrik kademelendirme ticari araçlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Gruplu hız kutusuna sahip araçların vites seçenekleri arasındaki kademelendirmenin aynı olması, viteslerin çalışma aralıklarının üst üste binmesini engeller.

Progresif kademelendirme genellikle yolcu araçlarında kullanılır. Yüksek vites seçeneğinde düşük kademe atlaması gerçekleşir. Bu şekilde kademelendirme yapıldığında aracın hızlanma kabiliyeti artar. Bu durumda moment-hız ilişkisindeki boşluklar artar.

Hız kutusunun genel oranı ve progresyon değeri verildiğinde bu tip kademelendirme için kademe atlaması 3.9 numaralı eşitlikle hesaplanabilir (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$\Phi_1 = \frac{z-1}{\sqrt{\Phi_2^{0,5(z-1)(z-2)}}} * i_{G,tot} \quad (3.9)$$

Φ_1 : Progresif kademe atlama oranı
 Φ_2 : Progresyon değeri
 $i_{G,tot}$: Mekanik hız kutusu olması gereken aktarım (hız) oranı
 z : Toplam vites sayısı

Herhangi bir vites seçeneğinin hız oranı 3.10 numaralı eşitlikle hesaplanabilir (Lechner and Naunheimer, 1999).

$$i_n = i_{G,min} \Phi_1^{(z-n)} \Phi_2^{0,5*(z-n)*(z-n-1)} \quad (3.10)$$

Φ_1 ve Φ_2 için tipik değerler: $\Phi_1 = 1,1 - 1,7$

$\Phi_2 = 1,0 - 1,2$

i_n : n. vitedeki hız oranı
 Φ_1 : Progresif kademe atlama oranı
 Φ_2 : Progresyon değeri
 $i_{G,min}$: En yüksek vitedeki hız oranı
 z : Toplam vites sayısı
 n : Hız oranı hesaplanacak vitesin kaçınıcı vites olduğu

Harmonik kademelendirmede, alt basamaklarda geometrik diziden ayrılan, üst basamaklarda ise geometrik diziye yaklaşan indirgeme oranları seçilir. Bu durumda harmonik kademelendirme yapılır. Bu kademelendirme yönteminde 1, 1/2, 1/3....1/n vites kademeleri oluşturulur. Bu dizide herhangi bir vites seçeneğine ait hız oranı 3.11 numaralı eşitlikle hesaplanır (Doğan, 1988).

$$i_n = \frac{i_{G,maks}}{i_{G,maks} - (i_{G,maks} - 1) * \left(\frac{z-n}{z-1}\right)} \quad (3.11)$$

- i_n : n. vitesteki hız oranı
 $i_{G,maks}$: En düşük vitesteki hız oranı
 z : Toplam vites sayısı
 n : Hız oranı hesaplanacak vitesin kaçınıcı vites olduğu

Harmonik kademelendirmede kademe atlama değeri sabit olmayıp değişkendir. Bu kademelendirmede düşük viteslerde güç boşluğu fazla, yüksek viteslerde azdır.

Jante kademelendirmesinde amaç geometrik kademelendirmede büyük vites basamaklarında ortaya çıkan güç boşluklarının azaltılmasıdır. Bu da iki komşu indirgeme oranları arasındaki kademe atlama değeri geliştirilmesi ile yapılır. Jante kademelendirmesine göre kademelendirilmiş herhangi bir vites seçeneği için ortaya çıkan hız oranı 3.12 numaralı eşitlik ile hesaplanır. $m= 1,1$ alınır (Doğan, 1988).

$$i_n = \left(\frac{i_{G,maks}}{i_{G,min}} \right)^{\frac{z-n}{z-1}} * m^{\frac{-1}{2} * (z-2)} \quad (3.12)$$

- i_n : n. vitesteki hız oranı
 $i_{G,maks}$: En düşük vitesteki hız oranı
 $i_{G,min}$: En yüksek vitesteki hız oranı
 z : Toplam vites sayısı
 n : Hız oranı hesaplanacak vitesin kaçınıcı vites olduğu
 m : Jante oranı

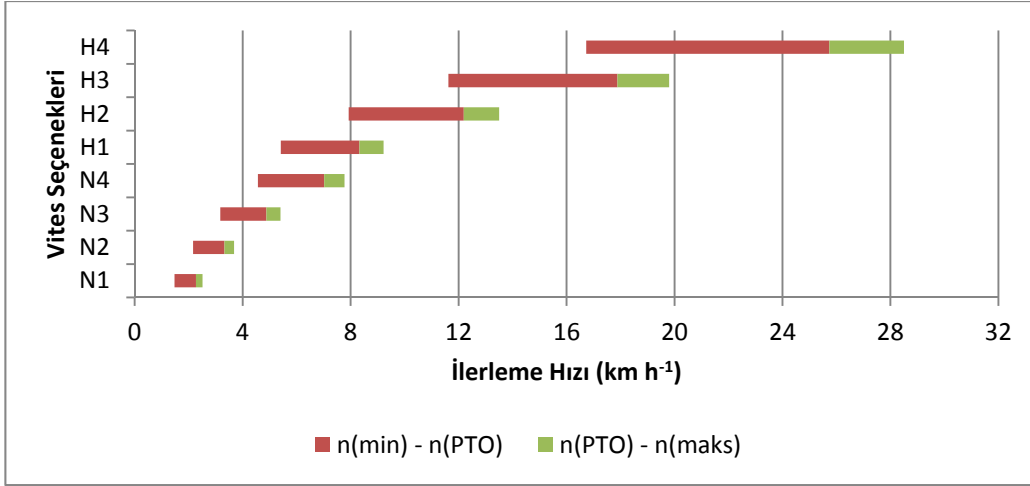
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada materyal olarak kullanılan tarım traktörlerinin en yüksek moment ve en yüksek güç sağlayacak motor devir sayıları arasında her bir vites seçeneğinde ortaya çıkan ilerleme hızları hesaplanmıştır. Tarımsal işlerin yoğun olarak gerçekleştirildiği $4 - 12 \text{ km h}^{-1}$ ve 12 km h^{-1} 'in üstündeki hızları sağlayan vites seçeneklerinin çeşitliliği hakkında bilgi verilmiştir. Tarım traktörlerinde yapılacak vites seçiminde sadece ilerleme hızı bilgisi yeterli değildir. Seçilecek vites seçeneğinin ortaya koyacağı tekerlek çevre kuvveti de önemlidir. Aynı ilerleme hızını sağlayan birkaç vites seçeneği bulunabilir. Burada önemli olan istenilen çeki kuvvetini sağlayacak doğru vites seçeneğini seçmektir. Traktör motorunun en yüksek ve en düşük moment değerlerini sağlayacak devir sayıları arasında, her bir vites seçeneğinde ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri hesaplanmıştır. Motorun çalışma devirlerine bağlı olarak ortaya çıkacak ilerleme hızları ve tekerlek çevre kuvveti değerleri hesaplanarak, her bir vites seçeneğinde ortaya çıkacak olan güç eğrileri çizilmiştir. Hız kutularının literatürde bulunan geometrik, harmonik ve Jante kademelendirmesiyle oluşturulduğunda ortaya çıkacak ilerleme hızları ve tekerlek çevre kuvvetleri hesaplanmıştır. Bulgularda, öncelikle her bir traktörün mevcut durumdaki kademelendirmesi ile diğer kademelendirme seçenekleri karşılaştırılmıştır. Vites kademelendirilmesinin hız kirişine etkisi ortaya konmuştur. Daha sonra ise ele alınan traktörlerinin hız kutularının en geniş ve en dar hız oranları dikkate alınarak literatürde bulunan hangi kademelendirme yöntemlerine bağlı olarak kademelendirildiğinin belirlenmesine çalışılmıştır.

4.1 A Traktörüne Ait Bulgular

4.1.1 A traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

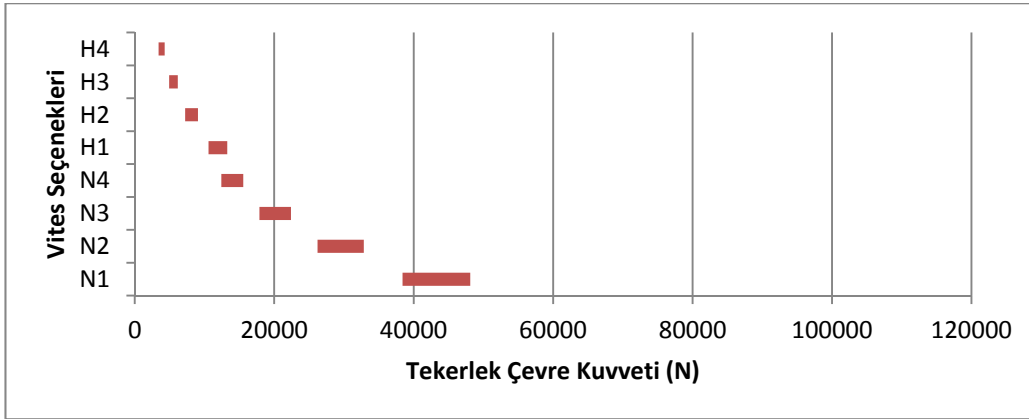
Şekil 4.1'de A traktörünün 1350 min^{-1} ile 2300 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6-24 arka lastiği ($r_t = 0,51 \text{ m}$) kullanılıyorken, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. $4-12 \text{ km h}^{-1}$ hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip A traktöründeki hız aralık değerleri $1,48 \text{ km h}^{-1}$ (N1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $28,5 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2300 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.1 A traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.1.2 A traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

13.6-24 arka lastiğine ($r_t = 0,51$ m) sahip A traktörünün 1350 min^{-1} ve 2300 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.2’de görülmektedir. A traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 3421 N - 48112 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. H1 ile N4 vites seçenekleri bazı ortak tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılamaktadır.



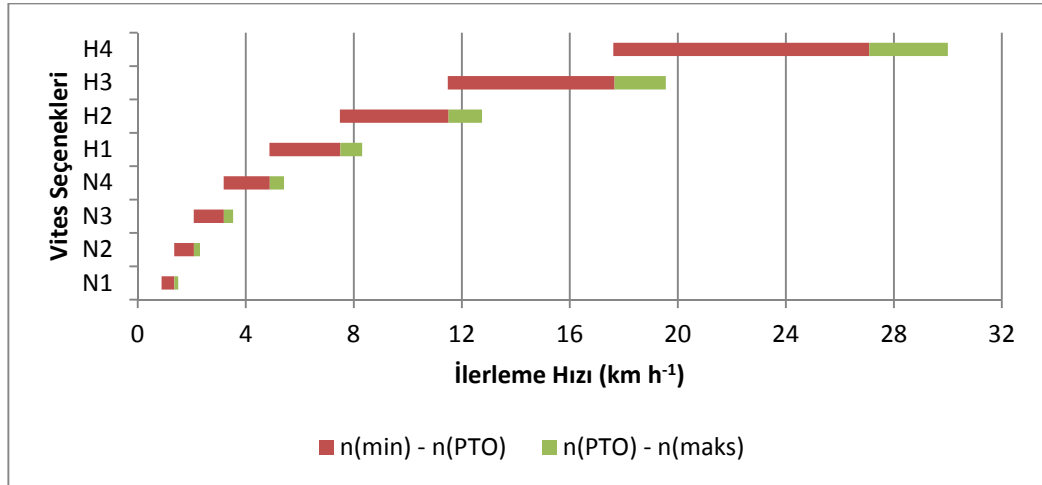
Şekil 4.2 A traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

4.1.3 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

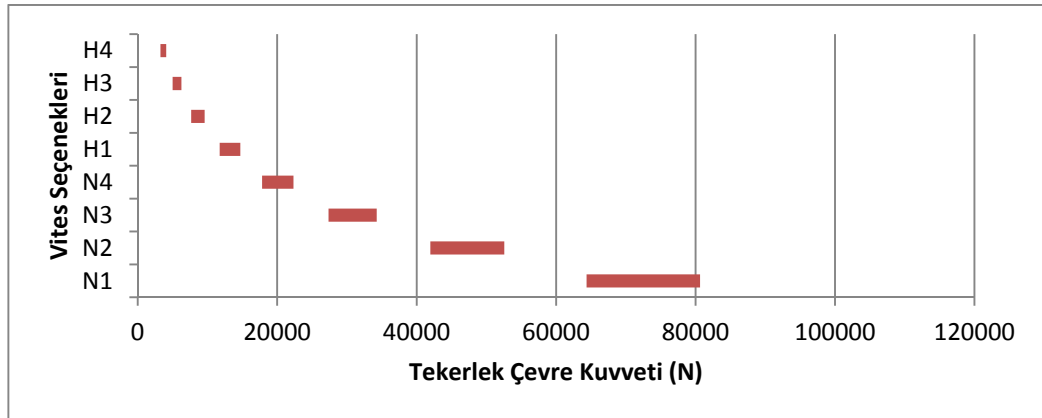
A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.3). Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2300 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6-24 arka lastiği

($r_t = 0,51$ m) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip A traktöründeki hız aralık değerleri 0,88 km h^{-1} (N1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve 30 km h^{-1} (H4 vites seçeneği ve 2300 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.4'te 13.6-24 arka lastiğine ($r_t = 0,51$ m) sahip A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. A traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 3251 N - 80658 N arasındadır. Bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının gerçek kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir. Traktör motoruna uygun güç aktarım oranı seçildiğinden mevcut hız kutusuyla ortaya çıkan maksimum tekerlek çevre kuvveti değerinden daha büyük değerler elde edilebilmektedir.



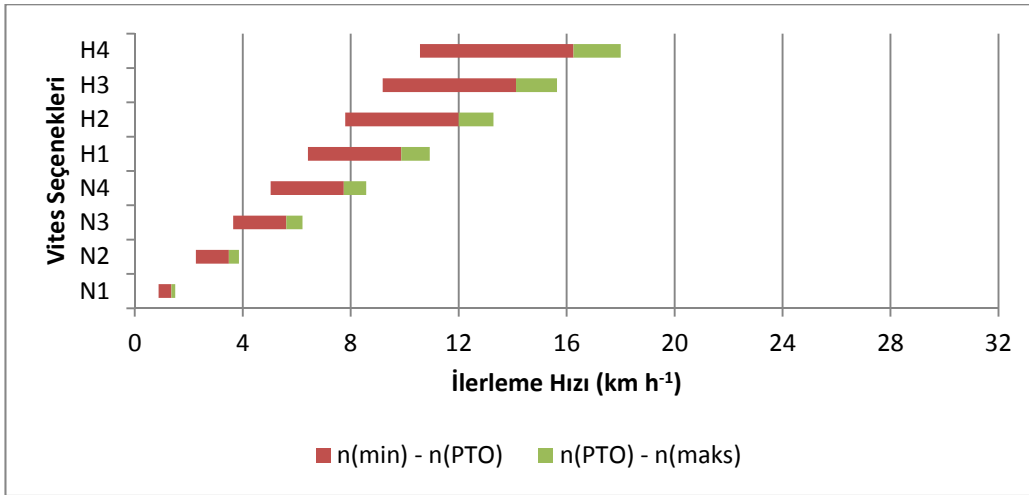
Şekil 4.3 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları



Şekil 4.4 A traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

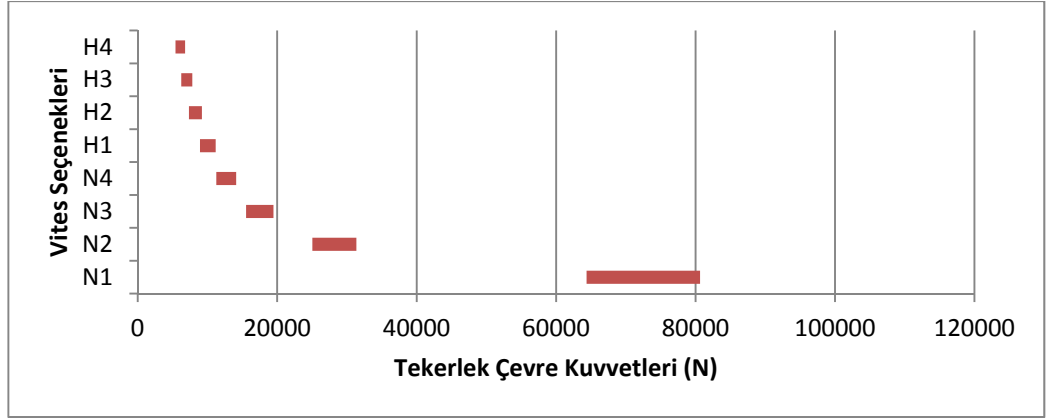
4.1.4 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

Şekil 4.5'te A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2300 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6-24 arka lastiği ($r_t = 0,51 \text{ m}$) kullanılıyorken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip A traktöründeki hız aralık değerleri $0,88 \text{ km h}^{-1}$ (N1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve 18 km h^{-1} (H4 vites seçeneği ve 2300 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.



Şekil 4.5 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

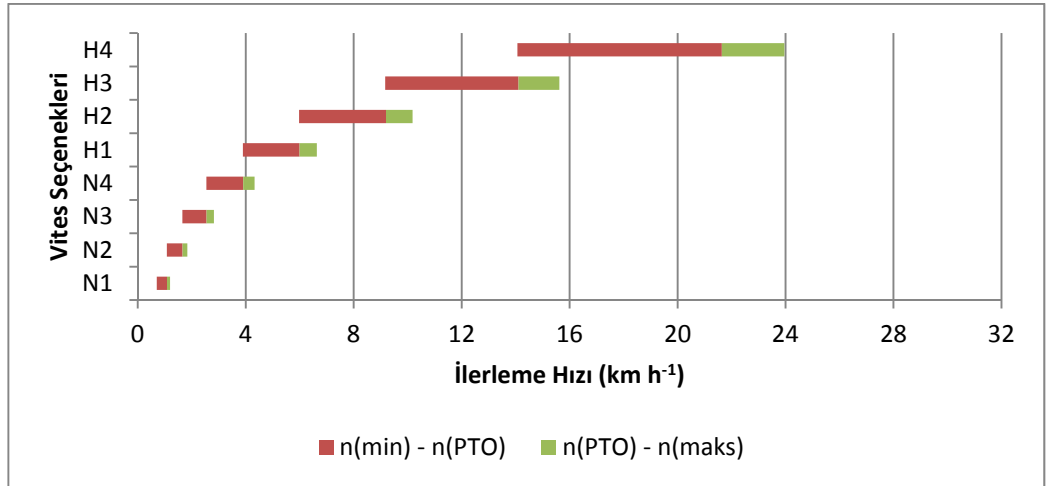
13.6-24 arka lastiğine ($r_t = 0,51 \text{ m}$) sahip A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.6'da görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. A traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri $5417 \text{ N} - 80658 \text{ N}$ arasındadır. Hız kutuları bu şekilde kademelendirilirse, en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasında ortaya çıkacak kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir. Fakat yüksek hız sağlayacak vites kademeleri arasındaki kuvvet boşlukları oldukça azdır. Hatta aynı tekerlek çevre kuvveti değerlerini farklı vites seçeneklerinde elde etmek mümkündür.



Şekil 4.6 A traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.1.5 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

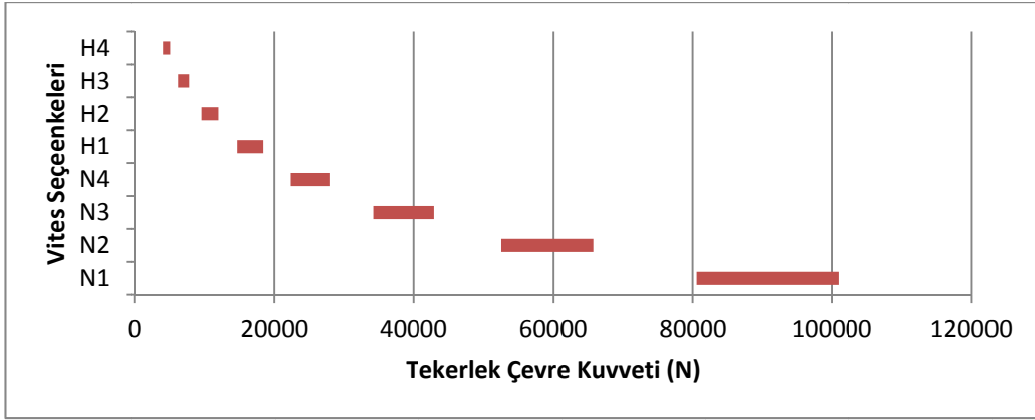
A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.7). Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2300 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6-24 arka lastiği ($r_t = 0,51 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 4 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip A traktöründeki hız aralık değerleri $0,7 \text{ km h}^{-1}$ (N1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $23,96 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2300 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.7 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

Şekil 4.8'de 13.6-24 arka lastiğine ($r_t = 0,51 \text{ m}$) sahip A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. A traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4070 N - 100988 N arasındadır. Bazı tekerlek çevre kuvveti

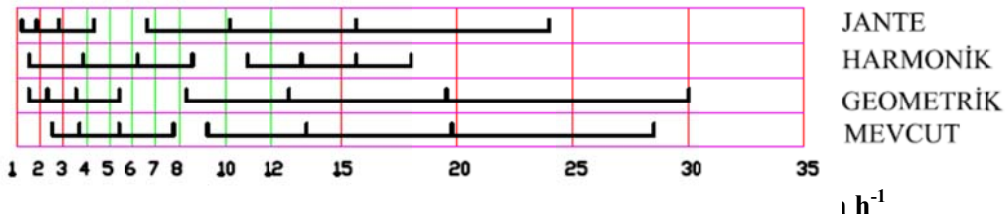
değerlerini karşılayamamaktır. Fakat her bir vites seçeneği ile o vites seçeneğinin kendine özgü tekerlek çevre kuvveti değerlerini elde edilmektedir.



Şekil 4.8 A traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.1.6 A traktörünün hız kırışları

A traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırışları Şekil 4.9’da görülmektedir. Hız kırışındaki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Mevcut kademelendirme ile diğer kademelendirme seçenekleri karşılaştırıldığında hız boşluklarının değişmediği görülmektedir. Hız kırışındaki boşlukların azalması veya ortadan kaldırılması için vites sayısının artırılması gerekmektedir.



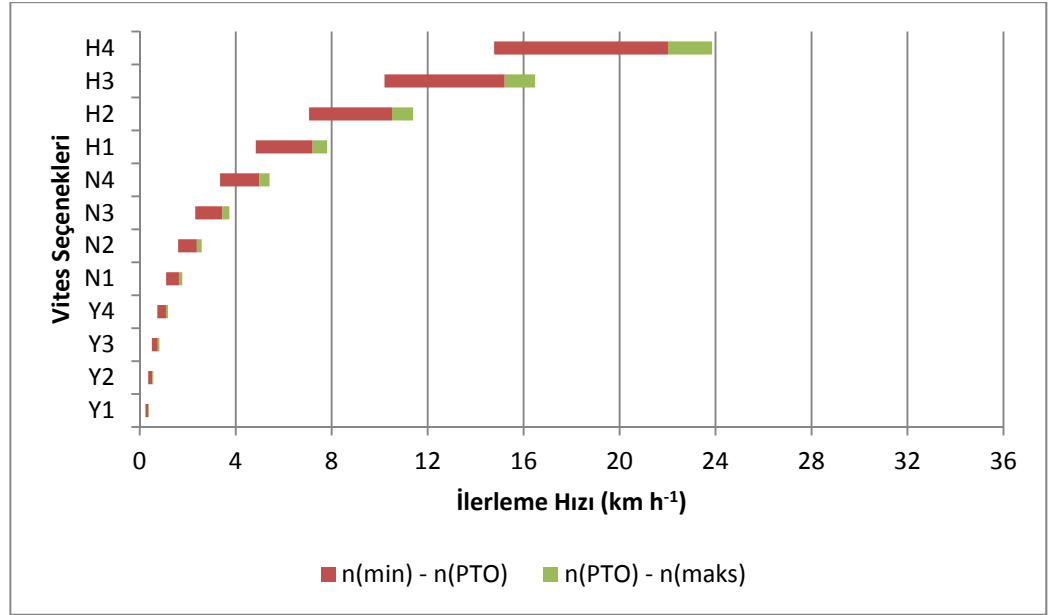
Şekil 4.9 A traktörünün hız kırışları

4.2 B Traktörüne Ait Bulgular

4.2.1 B traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

Şekil 4.10’da B traktörünün 1300 min^{-1} ile 2100 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6 - 28 arka lastiği ($r_t = 0,556 \text{ m}$) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 4 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 12 + 12 vites seçenekli hız kutusuna sahip B traktöründeki

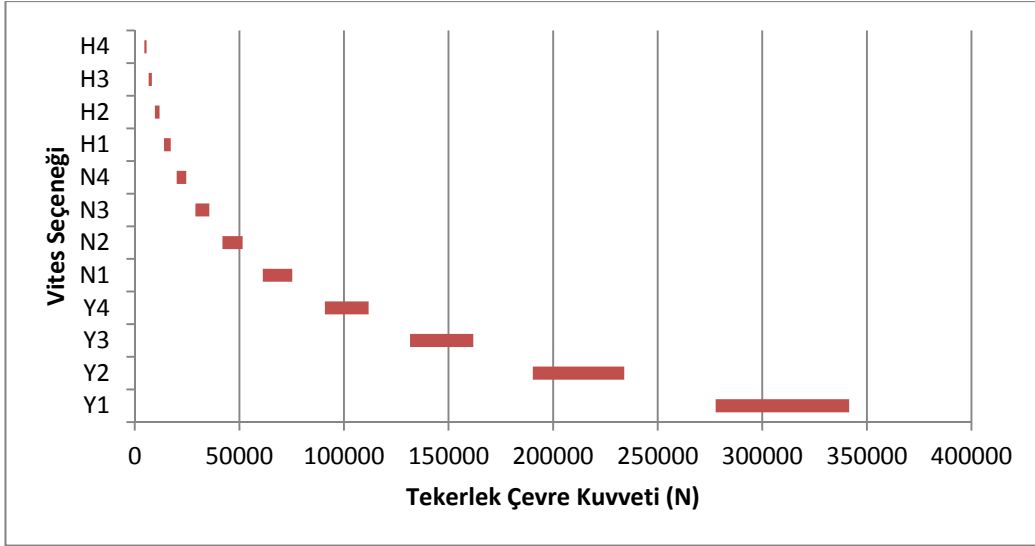
hız aralık değerleri $0,24 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $23,86 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2100 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.10 B traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.2.2 B traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

13.6 - 28 arka lastiğine ($r_t = 0,556 \text{ m}$) sahip B traktörünün 1300 min^{-1} ve 2100 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.11’de görülmektedir. B traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri $4584 \text{ N} - 341568 \text{ N}$ arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. İlk sekiz vites seçeneğinde bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini iki farklı vites seçeneğinin sağladığı görülmüştür.

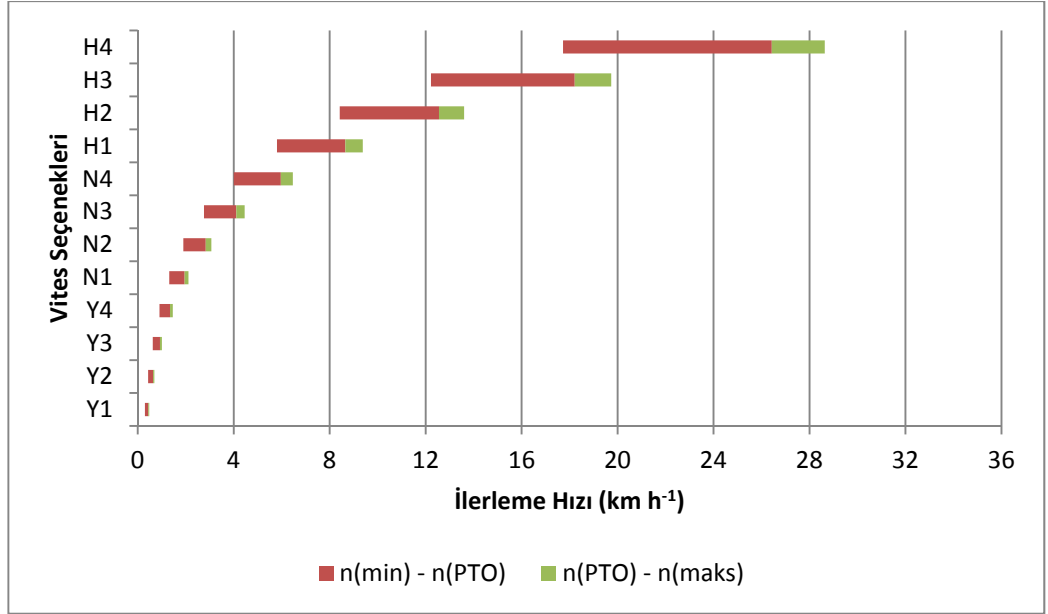


Şekil 4.11 B traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

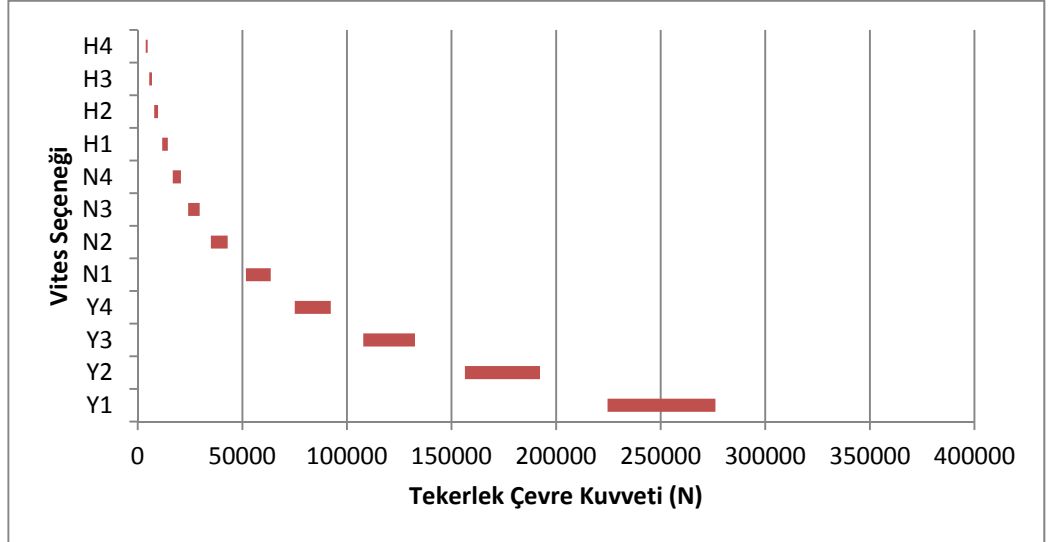
4.2.3 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.12). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2100 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6 - 28 arka lastiği ($r_t = 0,556 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 4 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip B traktöründeki hız aralık değerleri $0,30 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $28,64 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2100 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.13'te 13.6 - 28 arka lastiğine ($r_t = 0,556 \text{ m}$) sahip B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak, 1300 min^{-1} ve 2100 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. B traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 3819 N - 276190 N arasındadır. Bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının mevcut kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir. Traktör motoruna uygun güç aktarım oranı seçildiğinden mevcut hız kutusuyla ortaya çıkan maksimum tekerlek çevre kuvveti değerinden daha büyük değerler elde edilebilmektedir.



Şekil 4.12 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

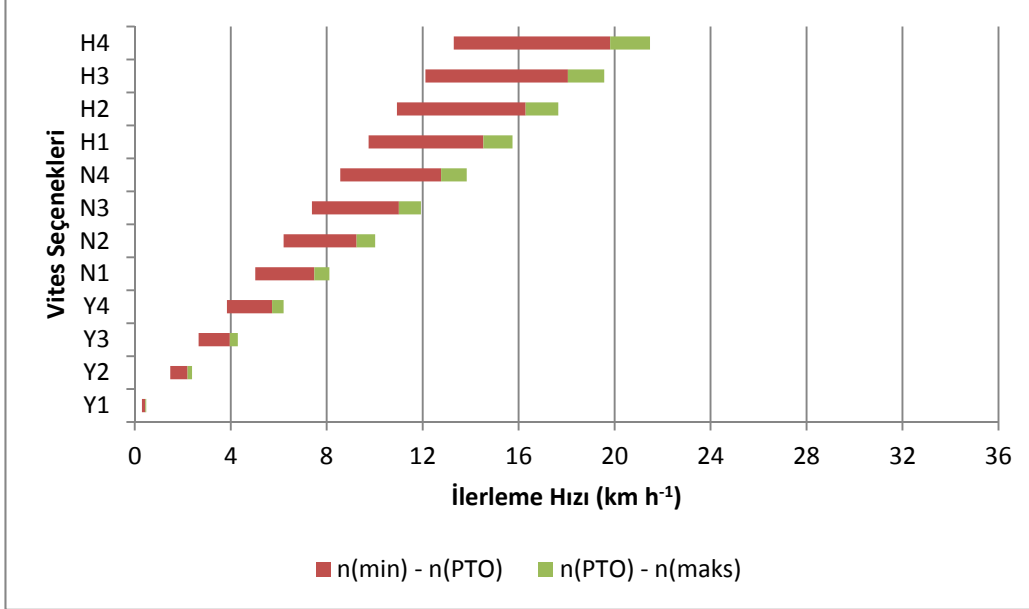


Şekil 4.13 B traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.2.4 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

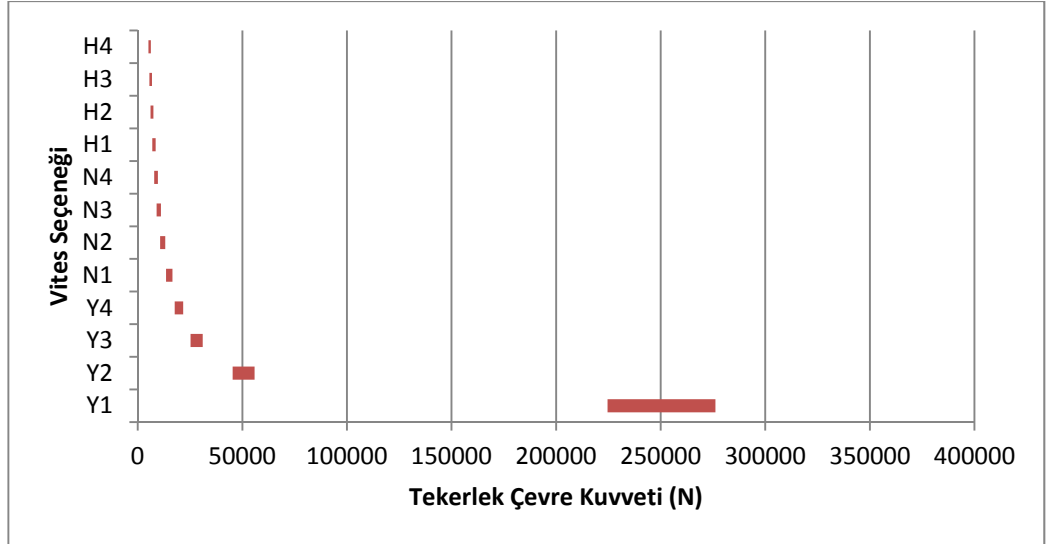
Şekil 4.14'te B model traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2100 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6 - 28 arka lastiği ($r_t = 0,556 \text{ m}$) kullanılıyorken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 9 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 6 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip B traktöründeki hız aralık değerleri $0,30 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $21,47 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2100 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş

aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.



Şekil 4.14 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

13.6 - 28 arka lastiğine ($r_t = 0,556$ m) sahip B model traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda, 1300 min^{-1} ve 2100 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.15’de görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamamaktadır. B traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5094 N - 276190 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğu traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir. Fakat yüksek hız sağlayacak vites kademeleri arasındaki kuvvet boşlukları oldukça azdır. Hatta aynı tekerlek çevre kuvveti değerlerini farklı vites seçeneklerinde elde etmek mümkündür.

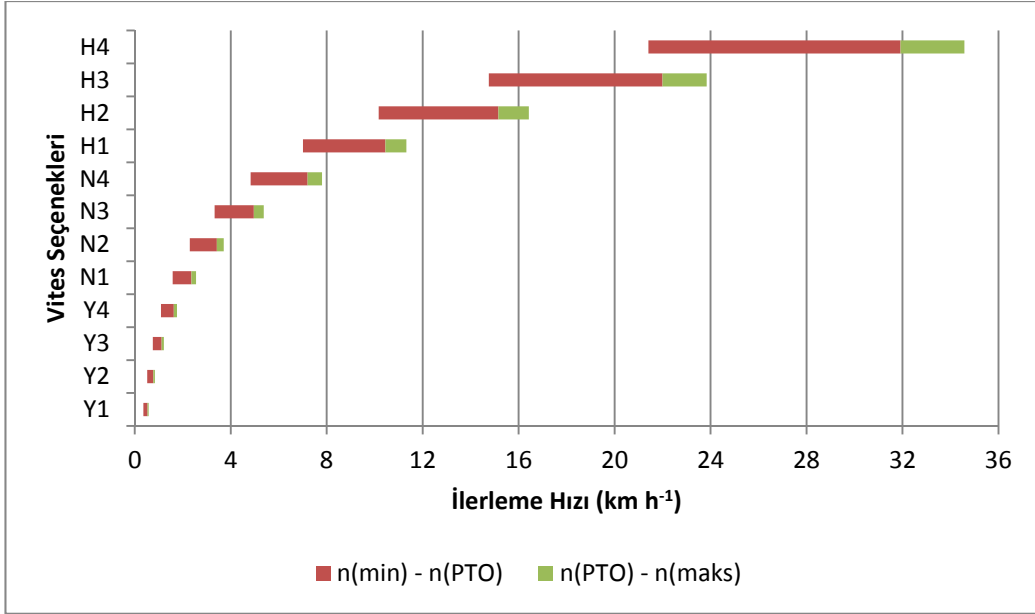


Şekil 4.15 B traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

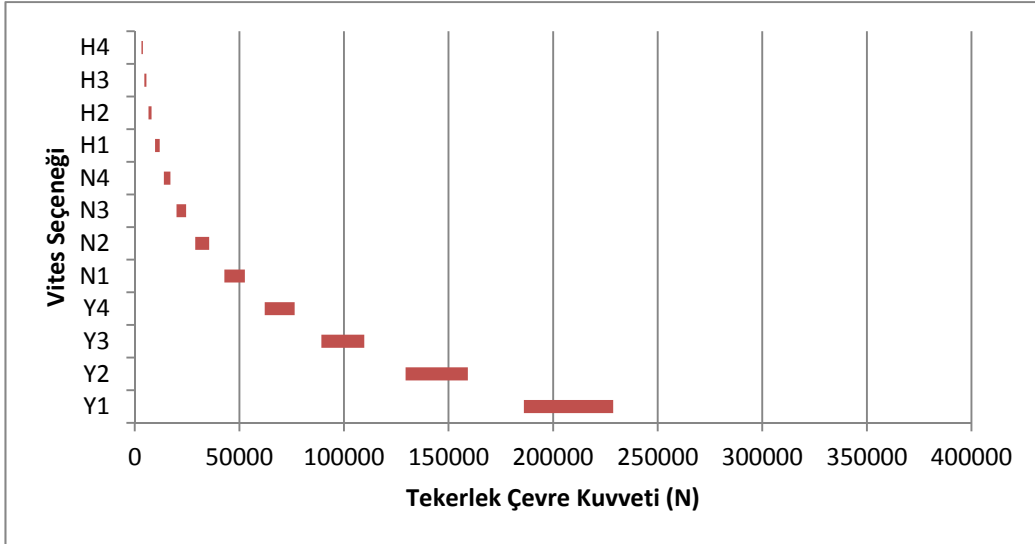
4.2.5 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.16). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2100 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 13.6 - 28 arka lastiği ($r_t = 0,556 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 4 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip B traktöründeki hız aralık değerleri $0,36 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $34,58 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2100 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.17’de 13.6 - 28 arka lastiğine ($r_t = 0,556 \text{ m}$) sahip B traktörü hız kutusunun 1300 min^{-1} ve 2100 min^{-1} motor devir sayıları aralığında, Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. B traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 3163 N - 228709 N arasındadır. Bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılayamamaktır. Fakat her bir vites seçeneği ile o vites seçeneğinin kendine özgü tekerlek çevre kuvveti değerleri elde edilmektedir.



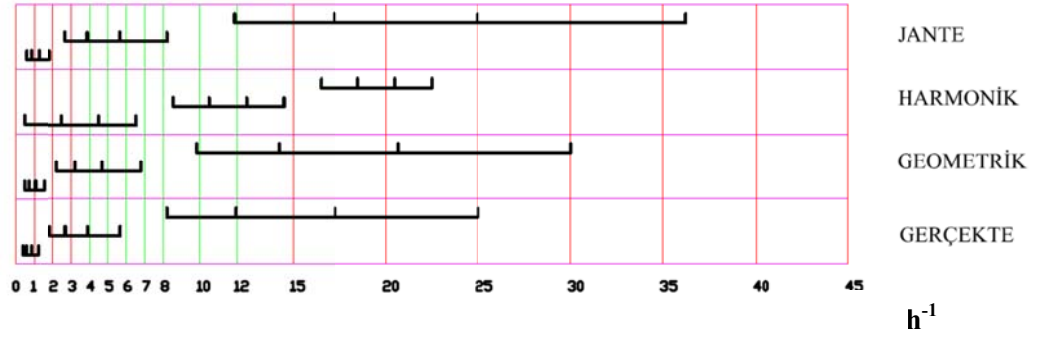
Şekil 4.16 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları



Şekil 4.17 B traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.2.6 B traktörünün hız kırıışları

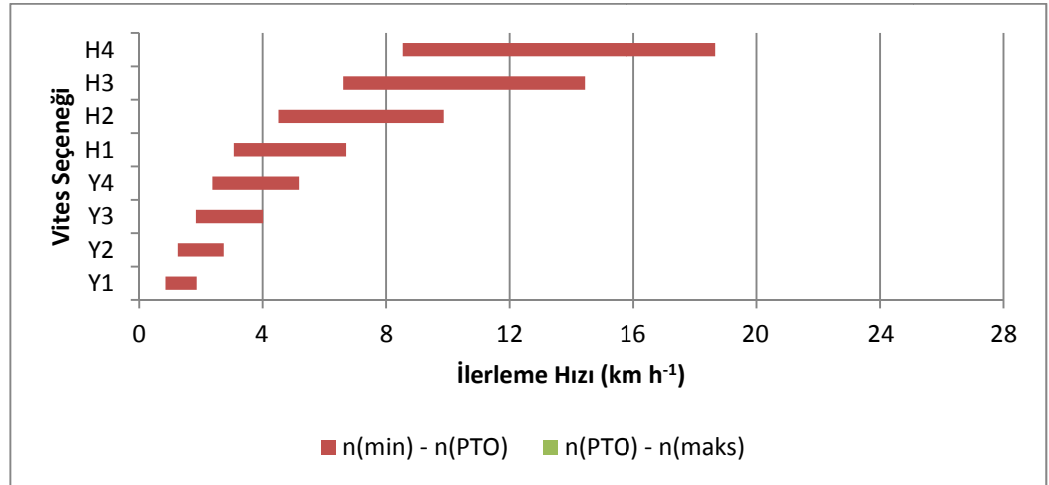
B traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırıışları Şekil 4.18’de görölmektedir. Hız kırıışındaki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Mevcut kademelendirme ile diğer kademelendirme seçenekleri karşılaştırıldığında hız boşluklarının değışmediğı görölmektedir. Hız kırıışındaki boşlukların azalması veya ortadan kaldırılması için vites sayısının artırılması ya da grup vites seçeneklerinin geliştirilmesi gerekmektedir.



4.3 C Traktörüne Ait Bulgular

4.3.1 C traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

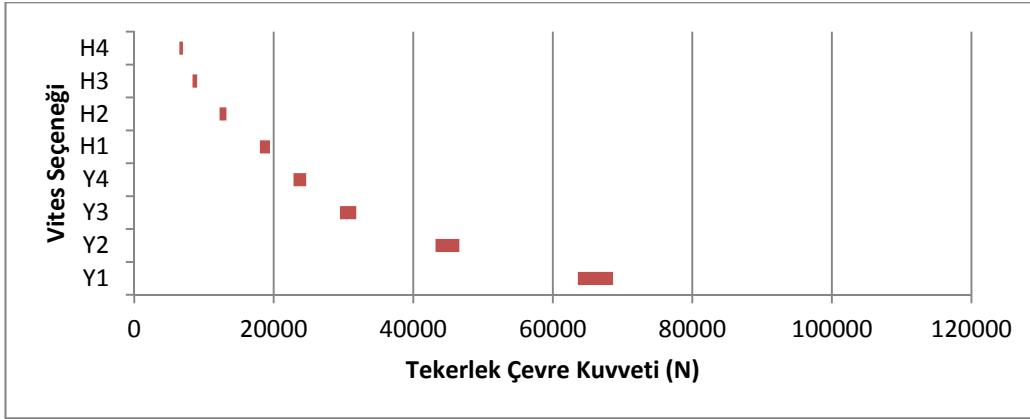
Şekil 4.19’da C traktörünün 900 min^{-1} ile 1967 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 14.9-28 arka lastiği ($r_t = 0,579 \text{ m}$) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 adet vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 8 + 2 vites seçenekli hız kutusuna sahip C traktöründeki hız aralık değerleri $0,85 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 900 min^{-1} motor devrinde) ve $18,66 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 1967 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. C traktörü maksimum gücü, standart kuyruk mili devir sayısını (540 min^{-1}) sağlayacak motor devir sayısında sağlamaktadır.



Şekil 4.19 C traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.3.2 C traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

14.9-28 arka lastiğine ($r_t = 0,579$ m) sahip C traktörünün 900 min^{-1} ve 1967 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.20’de görülmektedir. C traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 6472 N - 63589 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. Kuvvet boşluklarının bir sebebi de maksimum gücün elde edildiği motor devir sayısında elde edilen moment ile maksimum moment arasındaki farkın (14 Nm) diğer örneklere göre oldukça az olmasıdır. Bu yüzden hesaplaması yapılacak tüm kademelendirme örneklerinde aynı sorunla karşılaşılacaktır.



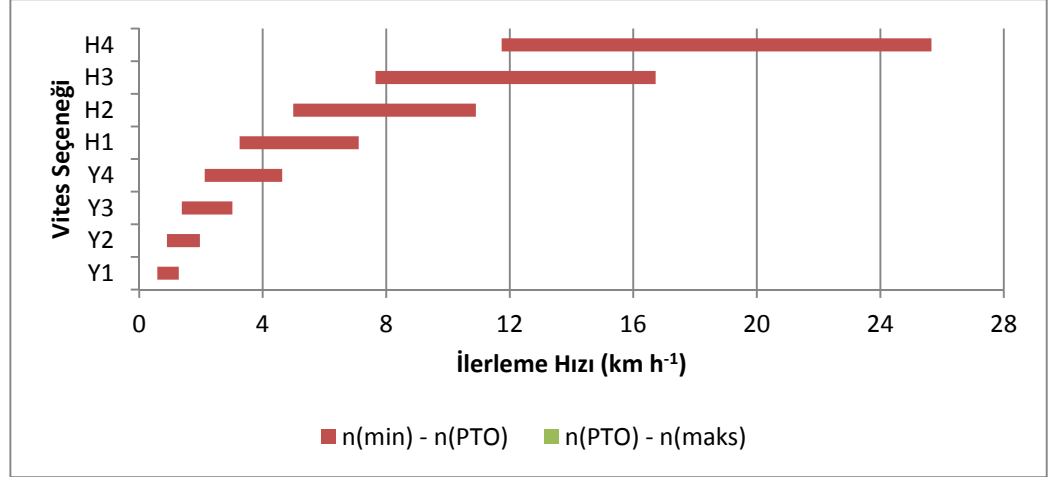
Şekil 4.20 C traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

4.3.3 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

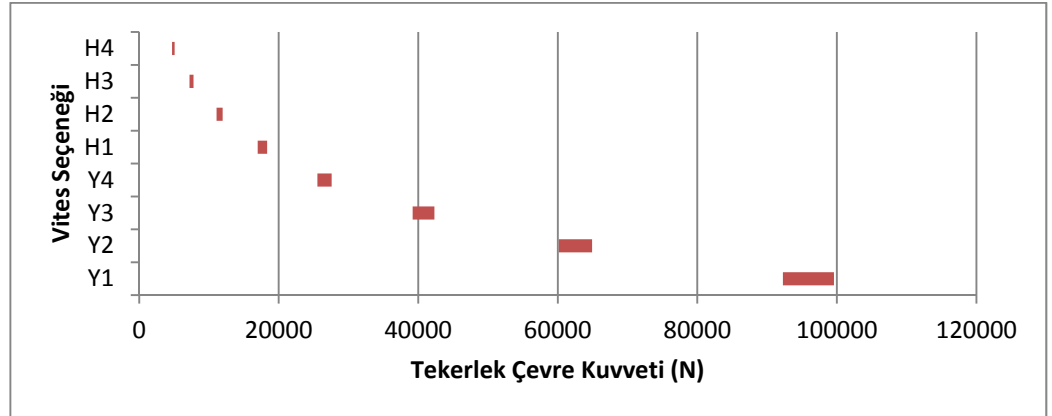
C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.21). Bu değerler 900 min^{-1} ile 1967 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 14.9-28 arka lastiği ($r_t = 0,579$ m) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip C traktöründeki hız aralık değerleri 0,59 km h^{-1} (Y1 vites seçeneği ve 900 min^{-1} motor devrinde) ve 25,66 km h^{-1} (H4 vites seçeneği ve 1967 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.22’de 14.9-28 arka lastiğine ($r_t = 0,579$ m) sahip C traktörünün 900 min^{-1} ve 1967 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki, hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti

değerleri görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. C traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4707 N - 99592 N arasındadır. Bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının mevcut kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.21 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

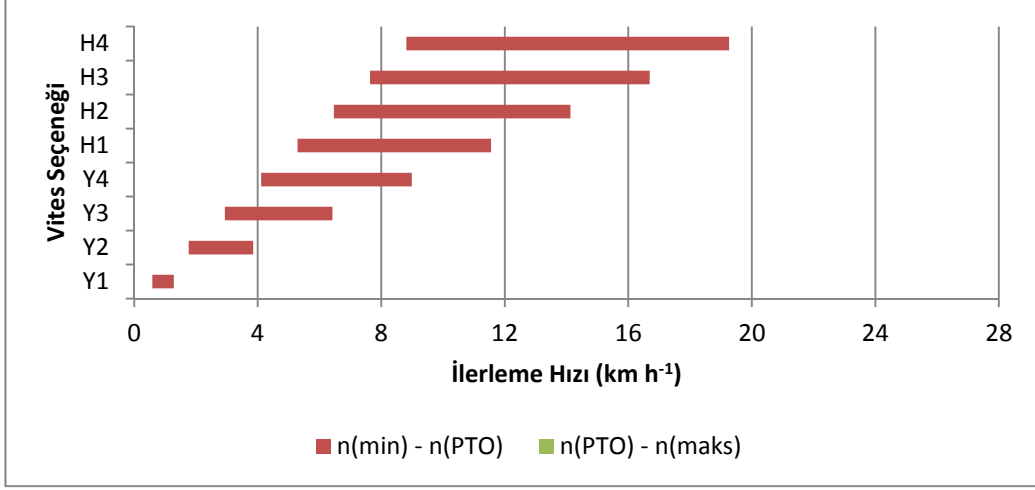


Şekil 4.22 C traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.3.4 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

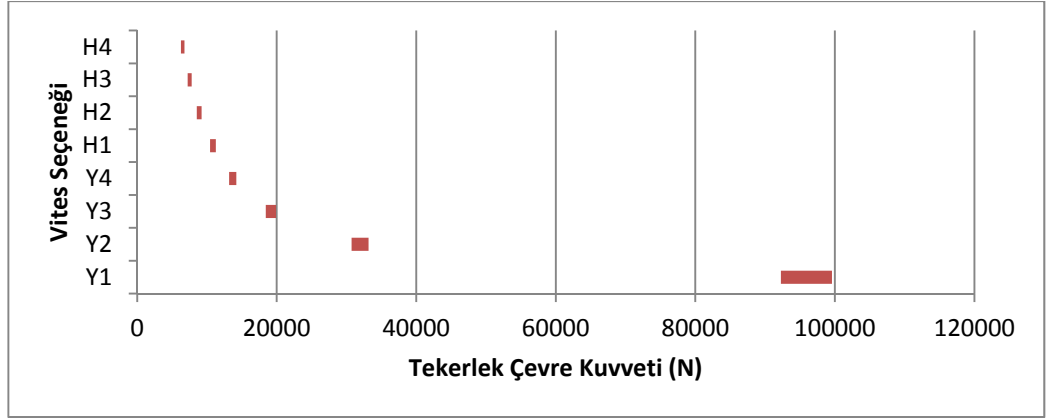
Şekil 4.23'te C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda, 900 min⁻¹ ve 1967 min⁻¹ motor devir sayıları aralığında, 14.9-28 arka lastiği ($r_t = 0,579$ m) kullanılıyorken elde edilen değerler görülmektedir. 4-12 km h⁻¹ hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip C traktöründeki hız aralık değerleri 0,59 km h⁻¹ (Y1 vites seçeneği ve 900 min⁻¹ motor devrinde) ve 19,26 km h⁻¹ (H4 vites seçeneği ve 1967 min⁻¹ motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş

aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.



Şekil 4.23 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

14.9-28 arka lastiğine ($r_t = 0,579$ m) sahip C traktörü hız kutusunun, harmonik kademelendirilmesi sonucunda, 900 min^{-1} ve 1967 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.24'de görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. C traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 6269 N - 99592 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğu traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir.

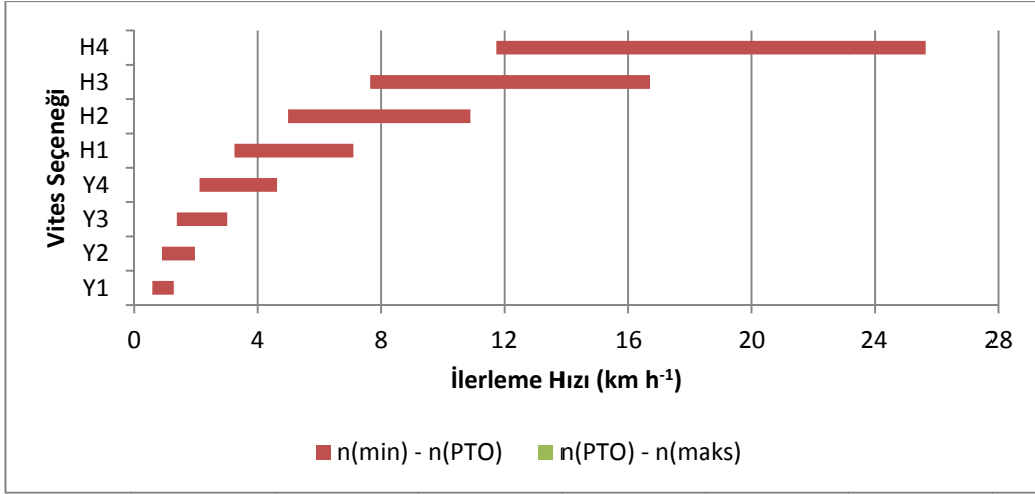


Şekil 4.24 C traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

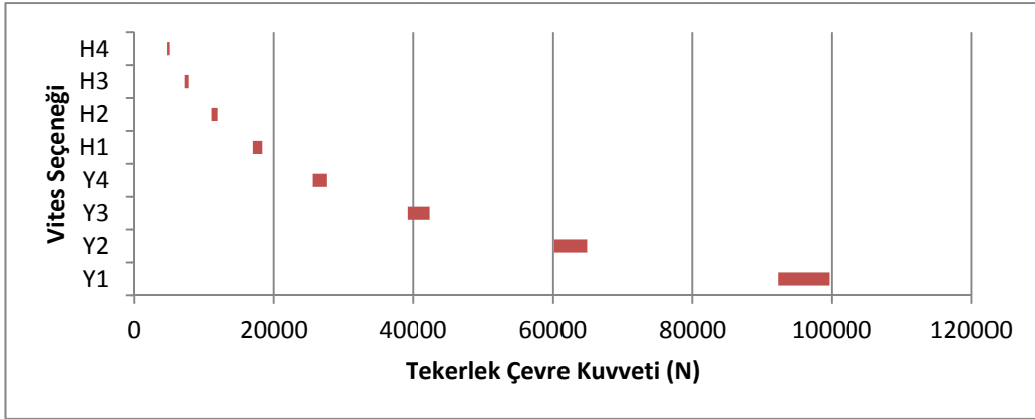
4.3.5 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.25). Bu değerler 900 min^{-1} ile 1967 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 14.9-28 arka lastiği ($r_t = 0,579 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 8+2 vites seçenekli hız kutusuna sahip C traktöründeki hız aralık değerleri $0,59 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 900 min^{-1} motor devrinde) ve $25,64 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 1967 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.26'da 14.9-28 arka lastiğine ($r_t = 0,579 \text{ m}$) sahip C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda, 900 min^{-1} ve 1967 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. C traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4710 N - 99658 N arasındadır. Bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılayamamaktır.



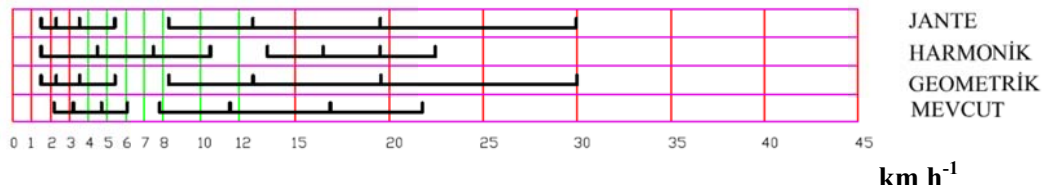
Şekil 4.25 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları



Şekil 4.26 C traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.3.6 C traktörünün hız kırıışları

C traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırıışları Şekil 4.27'de görülmektedir. Hız kırıışındaki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Mevcut kademelendirme ile diğer kademelendirme seçenekleri karşılaştırıldığında hız boşluklarının değişmediği görülmektedir. Hız kırıışındaki boşlukların azalması veya ortadan kaldırılması için farklı çözüm yoluna gidilmelidir.

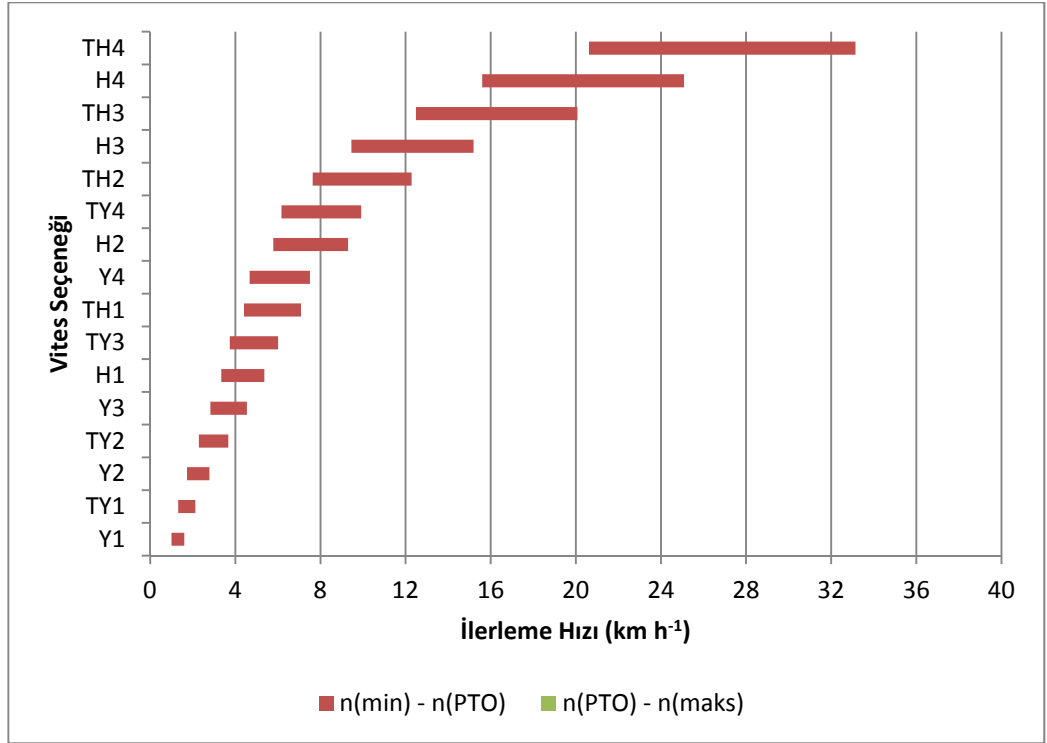


Şekil 4.27 C traktörünün hız kırıışları

4.4 D Traktörüne Ait Bulgular

4.4.1 D traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

Şekil 4.28’de D traktörünün 1300 min⁻¹ ile 2090 min⁻¹ arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,654$ m) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h⁻¹ hız aralığını sağlayan 9 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 5 adet vites seçeneği mevcuttur. 16 + 8 vites seçenekli hız kutusuna sahip D traktöründeki hız aralık değerleri 1 km h⁻¹ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min⁻¹ motor devrinde) ve 33,14 km h⁻¹ (TH4 vites seçeneği ve 2090 min⁻¹ motor devrinde) arasındadır. D traktörü maksimum gücü standart kuyruk mili devir sayısını (540 min⁻¹) sağlayacak motor devir sayısında sağlamaktadır.

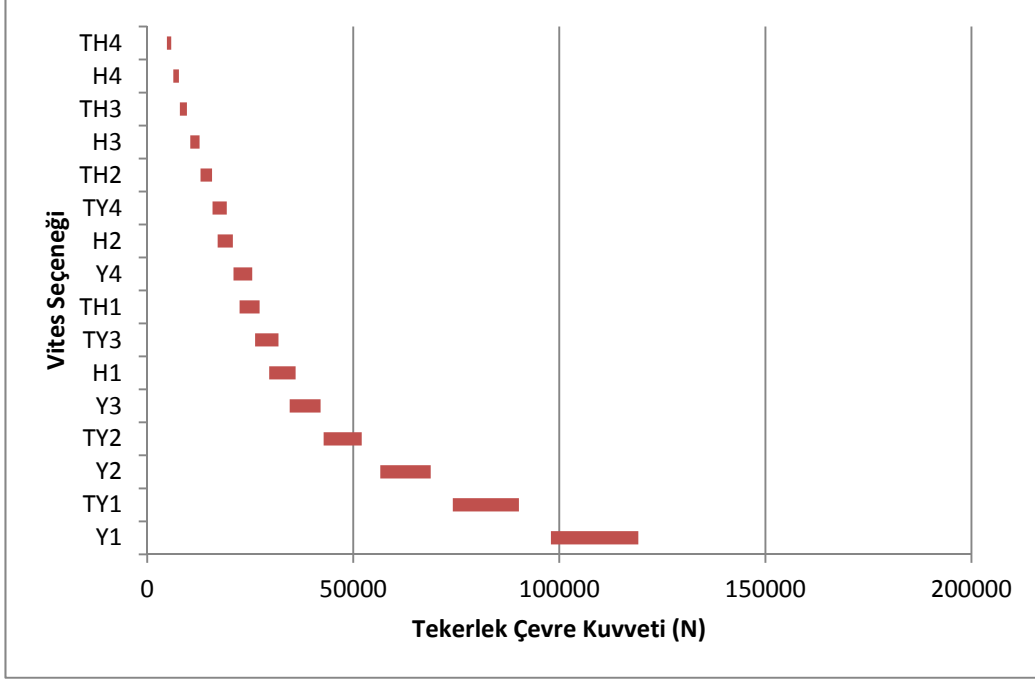


Şekil 4.28 D traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.4.2 D traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,579$ m) sahip D traktörünün 1300 min⁻¹ ve 2090 min⁻¹ motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.29’da görülmektedir. D traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4793 N - 119183 N arasındadır. Mevcut kademelendirme ile kuvvet boşluklarının ortaya çıkmadığı ve bazı tekerlek çevre kuvvetini birbirini

izleyen vites seçeneklerinin sağladığı görülmektedir. Bunun en önemli sebepleri olarak, en yüksek ve en düşük eşdeğer krank momenti değer aralığının geniş ve vites seçeneğinin yüksek değer olmasıdır.



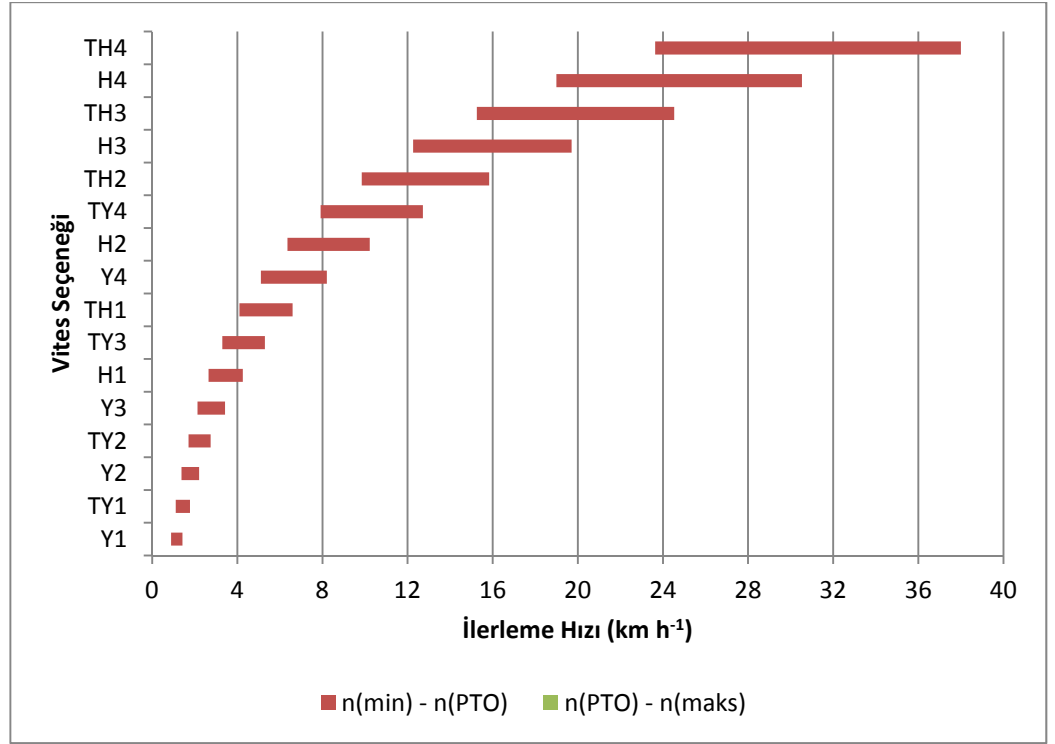
Şekil 4.29 D traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

4.4.3 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

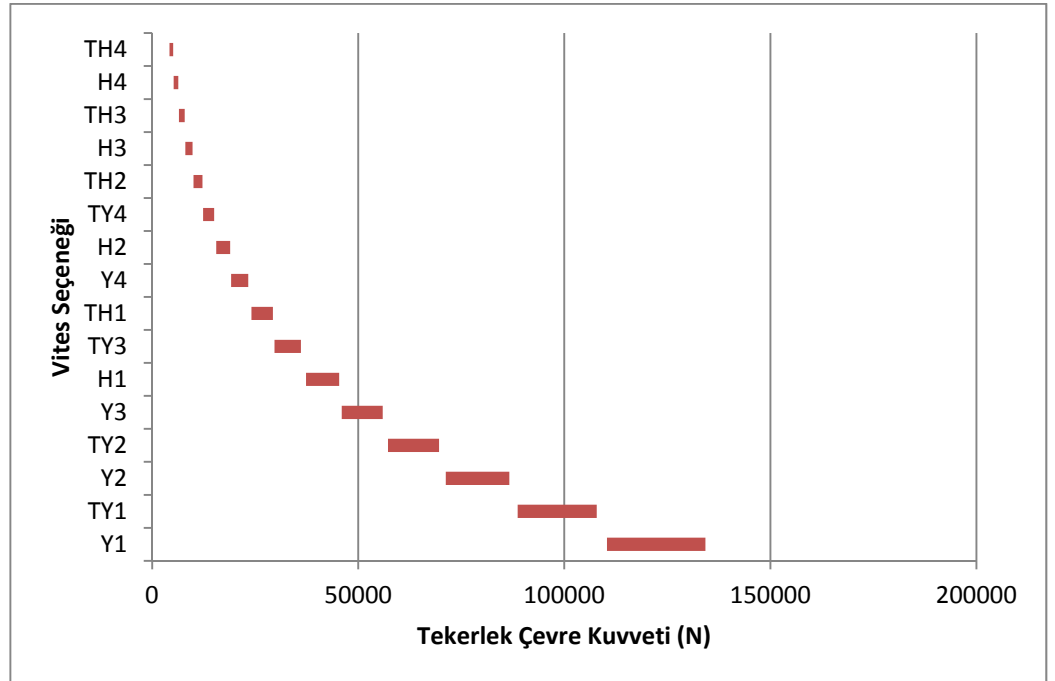
D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.30). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2090 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,579 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 7 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 6 adet vites seçeneği mevcuttur. 16+8 vites seçenekli hız kutusuna sahip D traktöründeki hız aralık değerleri $0,89 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve 38 km h^{-1} (TH4 vites seçeneği ve 2090 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.

Şekil 4.31’de 18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,579 \text{ m}$) sahip D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda, 1300 min^{-1} ve 2090 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. D traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4180 N - 134254 N arasındadır. Bu durumda kuvvet boşlukları ortaya çıkmamaktadır. Traktör motoruna uygun güç aktarım oranı seçildiğinden mevcut

hız kutusuyla ortaya çıkan maksimum tekerlek çevre kuvveti değerinden daha büyük değerler elde edilebilmektedir.



Şekil 4.30 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

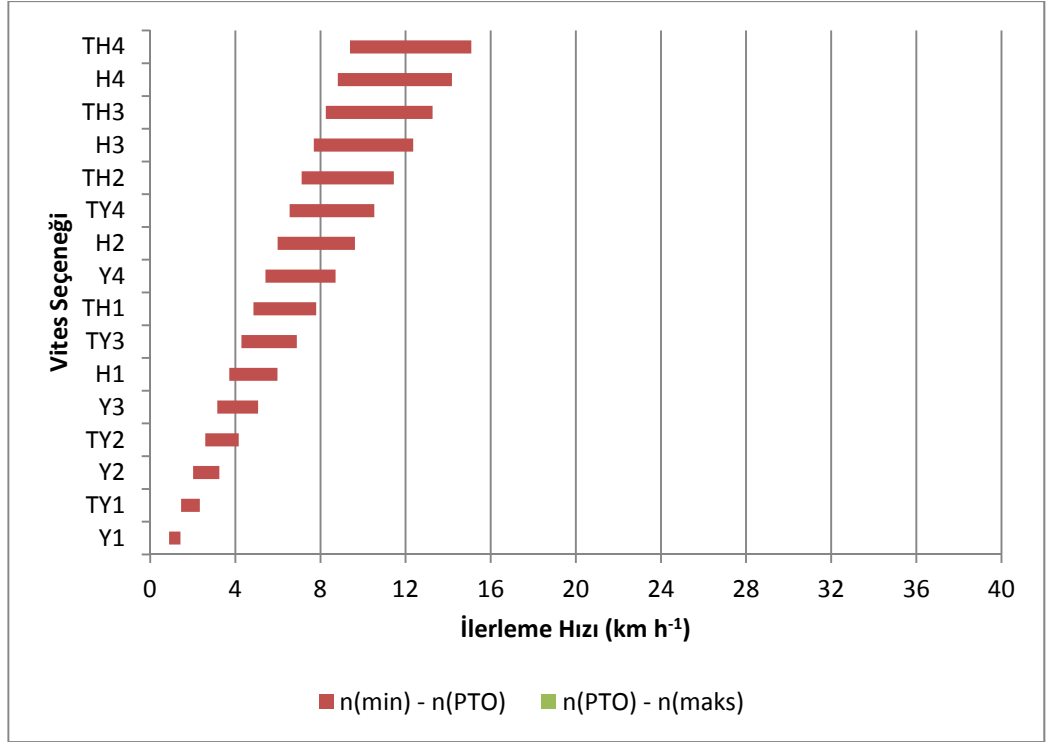


Şekil 4.31 D traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

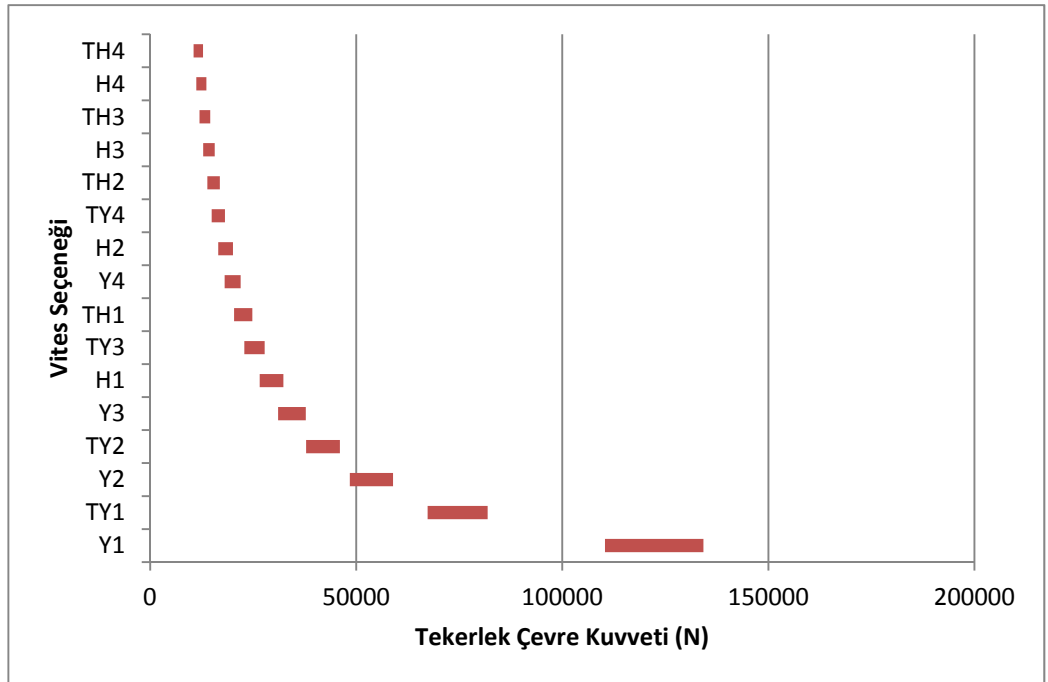
4.4.4 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

Şekil 4.32’de D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2090 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,579 \text{ m}$) kullanılıyorken elde edilmiştir. $4\text{-}12 \text{ km h}^{-1}$ hız aralığını sağlayan 13 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 4 adet vites seçeneği mevcuttur. $16+8$ vites seçenekli hız kutusuna sahip D traktöründeki hız aralık değerleri $0,89 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $15,09 \text{ km h}^{-1}$ (TH4 vites seçeneği ve 2090 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.

18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,579 \text{ m}$) sahip D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda, 1300 min^{-1} ve 2090 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.33’de görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. D traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 10528 N - 134254 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğu traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir.



Şekil 4.32 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

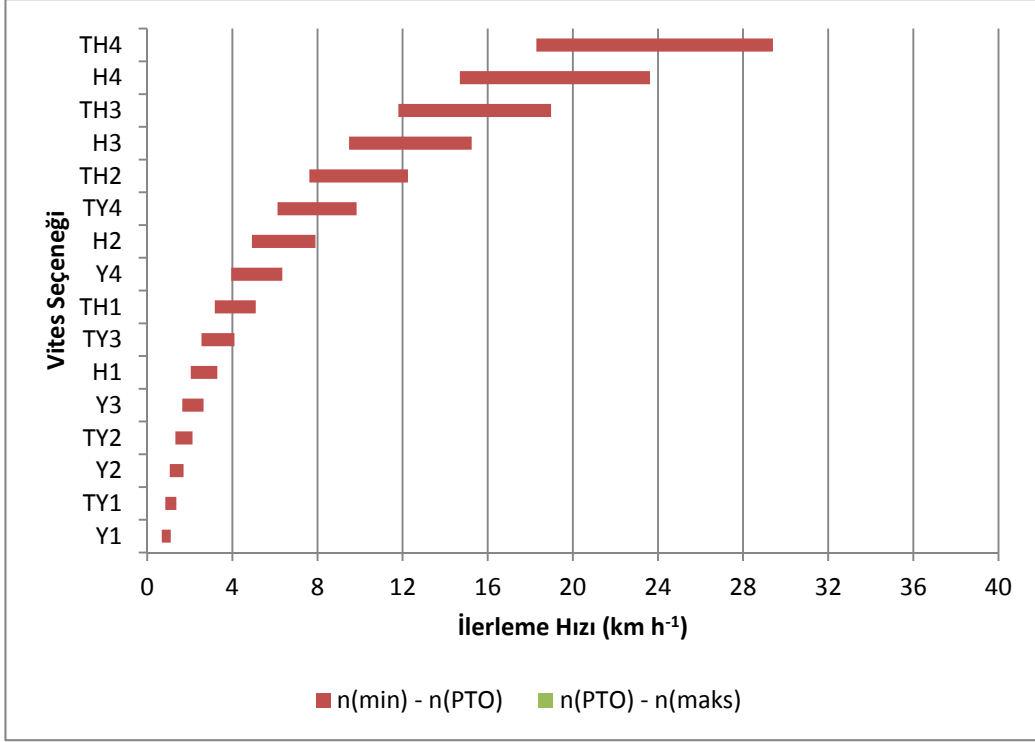


Şekil 4.33 D traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.4.5 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

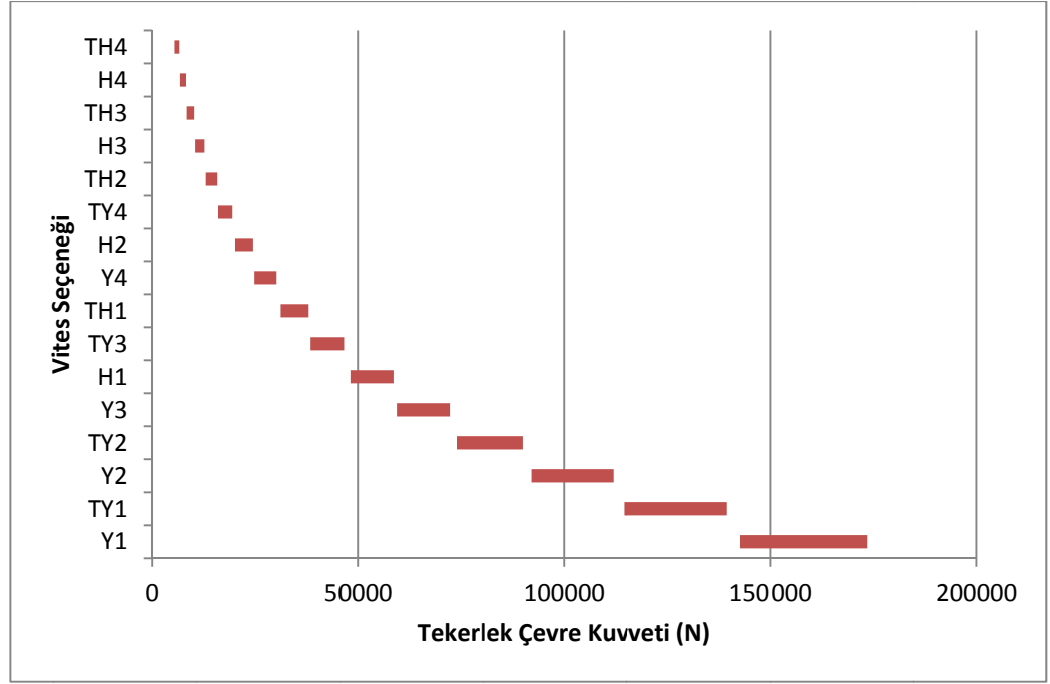
D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.34). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2090 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği

($r_t = 0,579$ m) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 8 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 5 adet vites seçeneği mevcuttur. 16+8 vites seçenekli hız kutusuna sahip D traktöründeki hız aralık değerleri 0,69 km h^{-1} (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve 29,4 km h^{-1} (TH4 vites seçeneği ve 2090 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.34 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

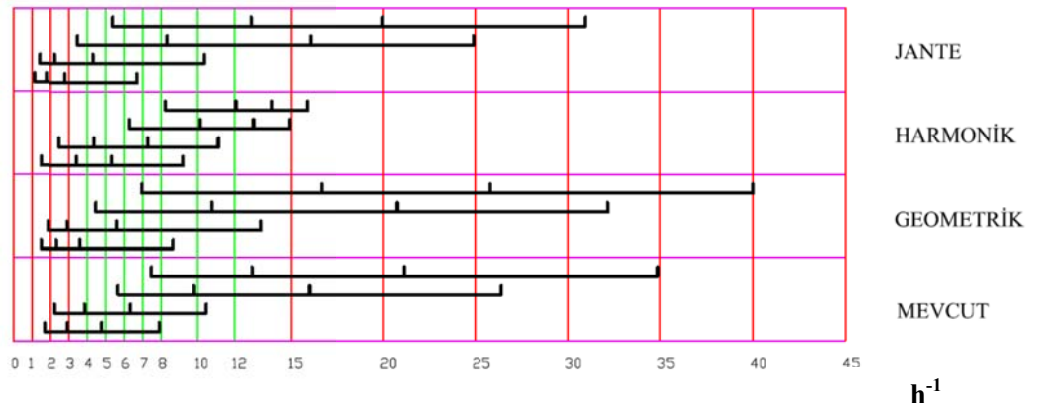
Şekil 4.35'te 18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,579$ m) sahip D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda, 1300 min^{-1} ve 2090 min^{-1} motor devir sayıları aralığında ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. D traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5403 N - 173506 N arasındadır. D traktöründeki hız kutusunun Jante kademelendirilmesine göre kademelendirildiğinde diğer kademelendirme yöntemlerine göre daha yüksek tekerlek çevre kuvvetini sağlayabildiği görülmüştür. Ayrıca kuvvet boşlukları ortaya çıkmamaktadır.



Şekil 4.35 D traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.4.6 D traktörünün hız kirişleri

D traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kirişleri Şekil 4.36'da görülmektedir. Hız kirişindeki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. D traktörünün hız kutusunun 16 ileri 8 geri vites seçeneği 4 vites, yol – tarla ve ileri hızlı – ileri normal – geri seçeneği ile elde edilmiştir. Bu şekilde grup vitesleri kullanıldığında hız kirişlerinde oluşabilecek boşlukların önüne geçilmiştir.

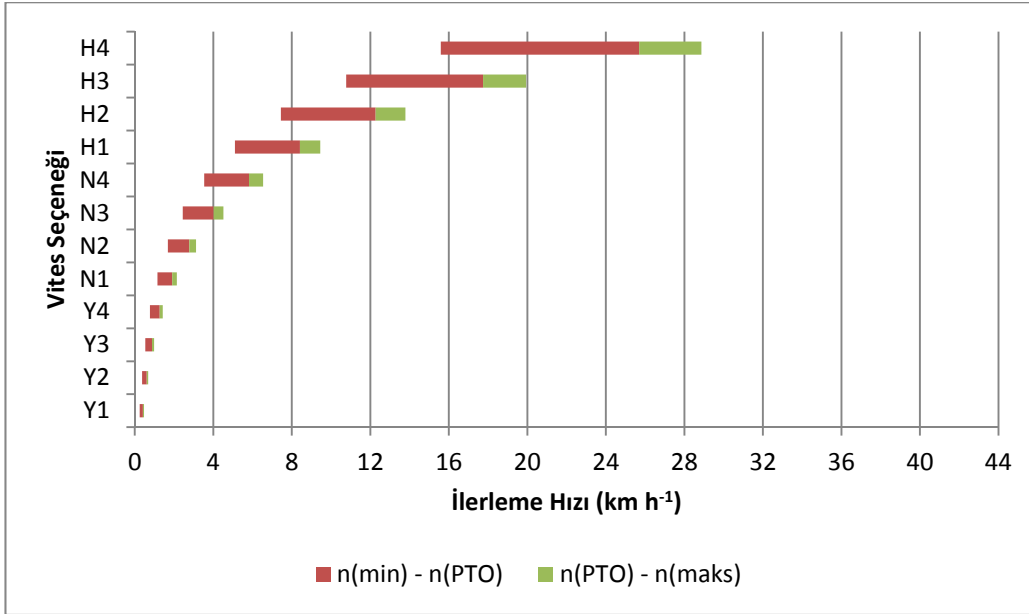


Şekil 4.36 D traktörünün hız kirişleri

4.5 E Traktörüne Ait Bulgular

4.5.1 E traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

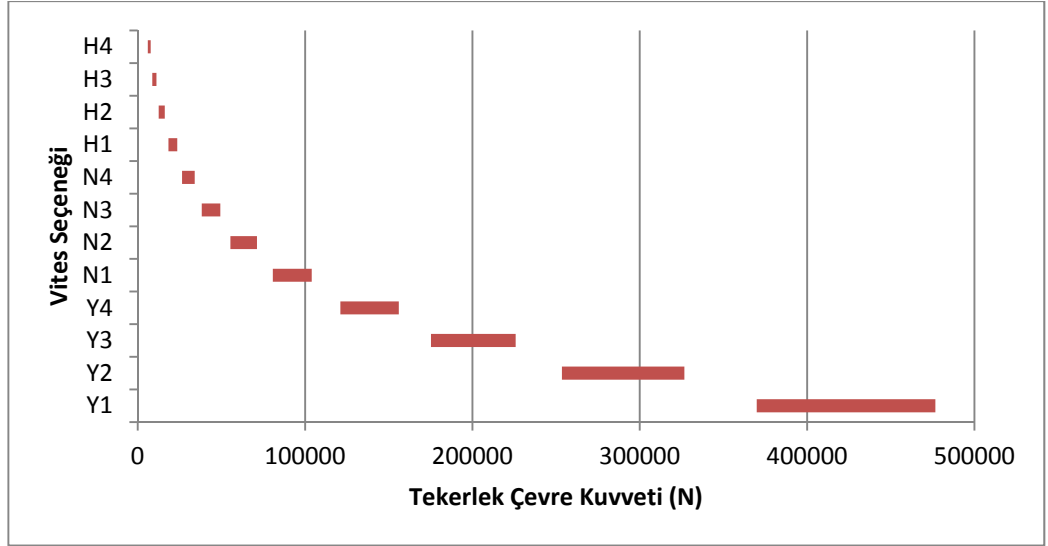
Şekil 4.37’de E traktörünün 1350 min^{-1} ile 2500 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 12 + 12 vites seçenekli hız kutusuna sahip E traktöründeki hız aralık değerleri $0,25 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $28,87 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2500 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.37 E traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.5.2 E traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

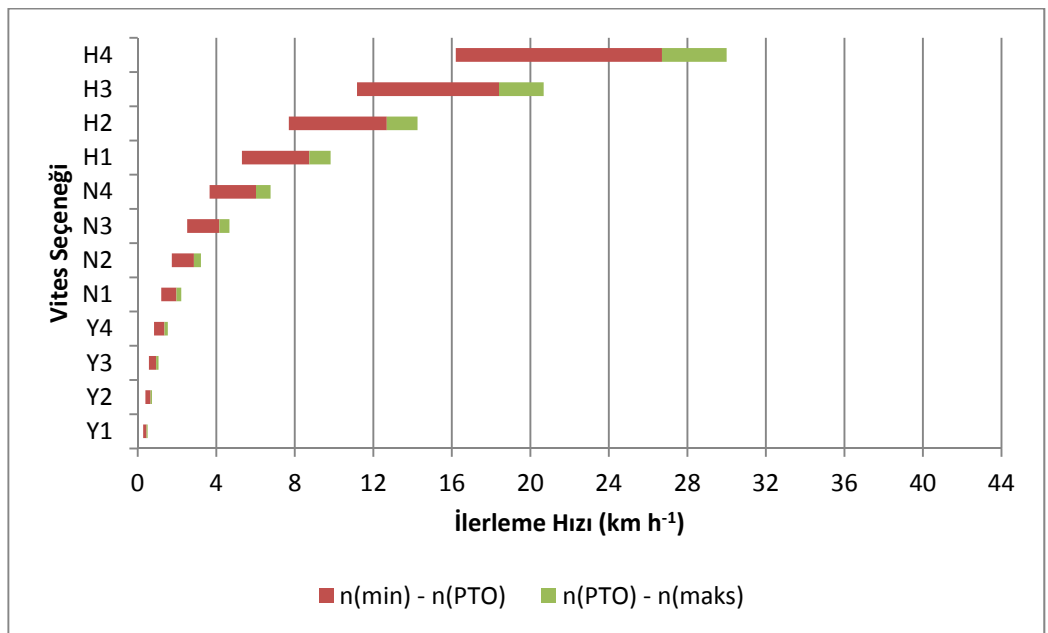
16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628 \text{ m}$) sahip E traktörünün 1350 min^{-1} ve 2500 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.38’de görülmektedir. E traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5984 N - 476644 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. Kuvvet boşlukları düşük vites seçeneklerinde fazla iken, yüksek viteslere gidildikçe kuvvet boşlukları azalmaktadır. Ayrıca ilk sekiz vites seçeneğinde, farklı vites seçenekleri ile aynı tekerlek çevre kuvvetini sağladığı görülmüştür.



Şekil 4.38 E traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

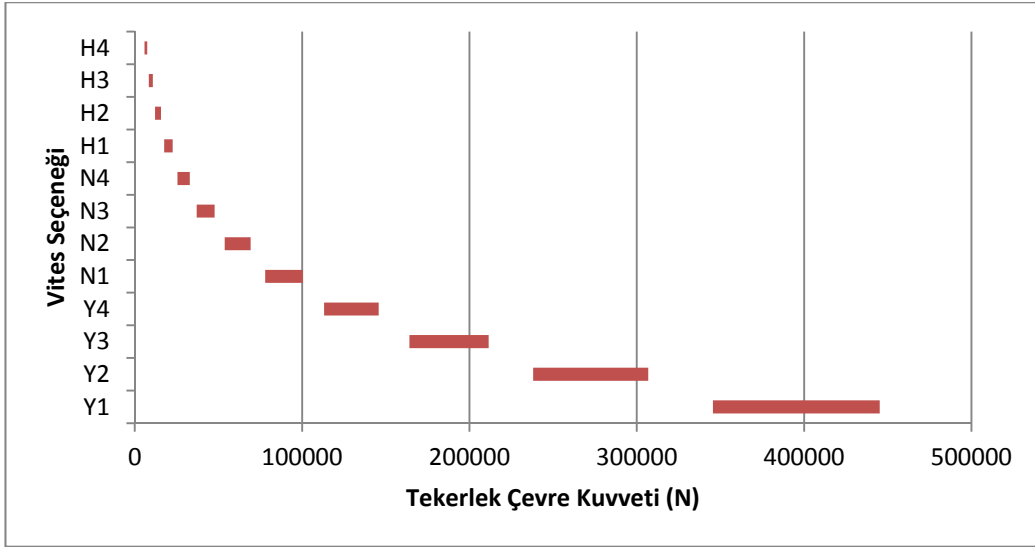
4.5.3 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.39). Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2500 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 3 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip E traktöründeki hız aralık değerleri $0,27 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve 30 km h^{-1} (H4 vites seçeneği ve 2500 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.39 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

Şekil 4.40'da 16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628$ m) sahip E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. E traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5758 N - 445214 N arasındadır. Bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının mevcut kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir. Traktör motoruna uygun güç aktarım oranı seçildiğinden mevcut hız kutusuyla ortaya çıkan en yüksek tekerlek çevre kuvveti değerinden daha büyük değerler elde edilebilmektedir.



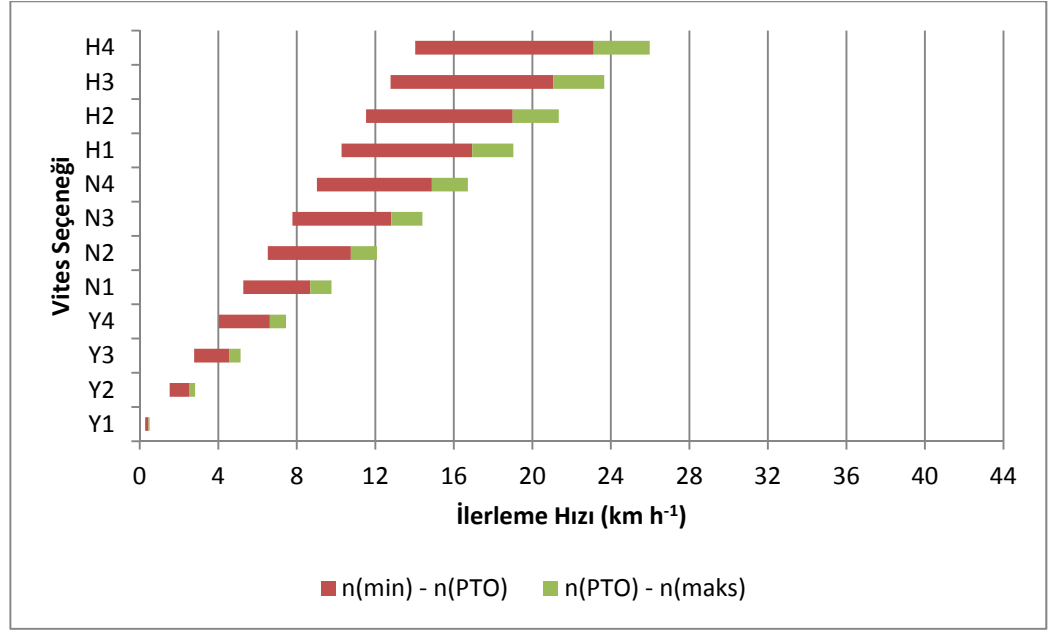
Şekil 4.40 E traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.5.4 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

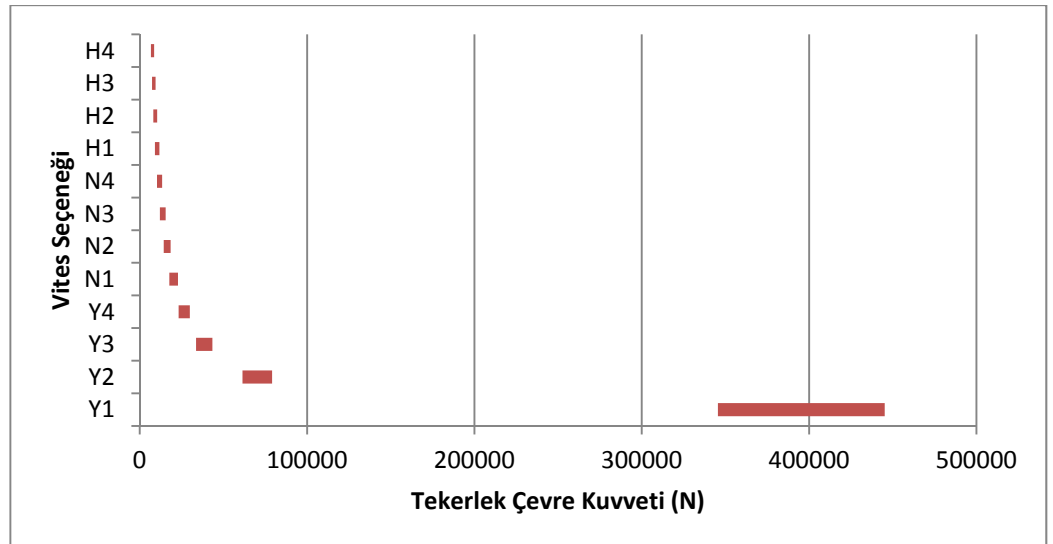
Şekil 4.41'de E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2500 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628$ m) kullanılıyorken elde edilmiştir. $4-12 \text{ km h}^{-1}$ hız aralığını sağlayan 8 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 7 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip E traktöründeki hız aralık değerleri $0,27 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $25,98 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2500 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.

E traktöründe 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628$ m) kullanılıyorken traktör hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre

kuvveti değerleri Şekil 4.42’de görölmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görölmektedir. E traktörünün karşılayabileceğı tekerlek çevre kuvveti değerleri 6649 N - 445214 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğı traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneğı ile bir üst vites seçeneğı arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görölmektedir.



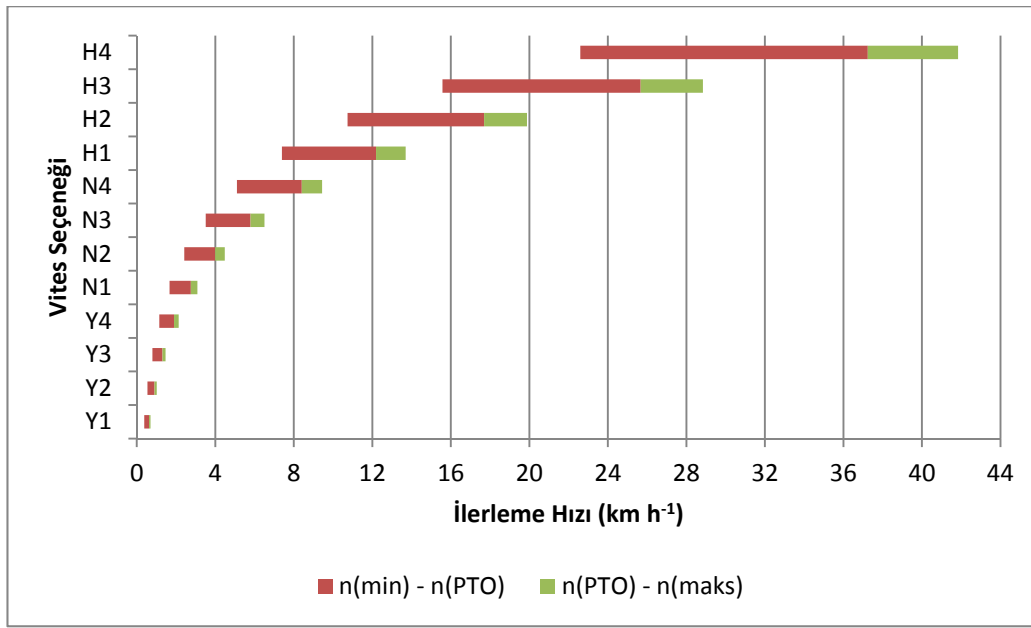
Şekil 4.41 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları



Şekil 4.42 E traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

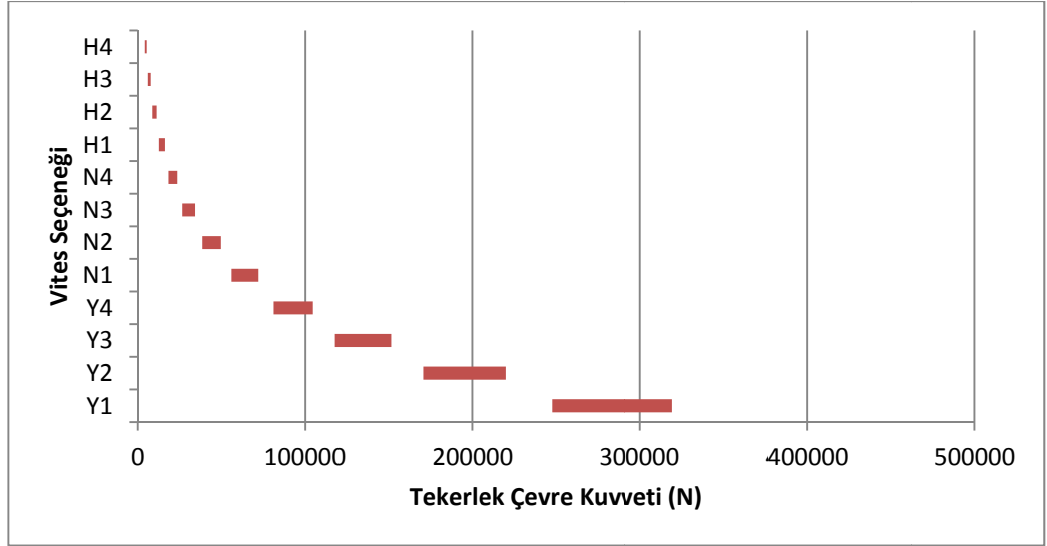
4.5.5 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.43). Bu değerler 1350 min^{-1} ile 2500 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 4 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip E traktöründeki hız aralık değerleri $0,38 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $41,84 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2500 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.43 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

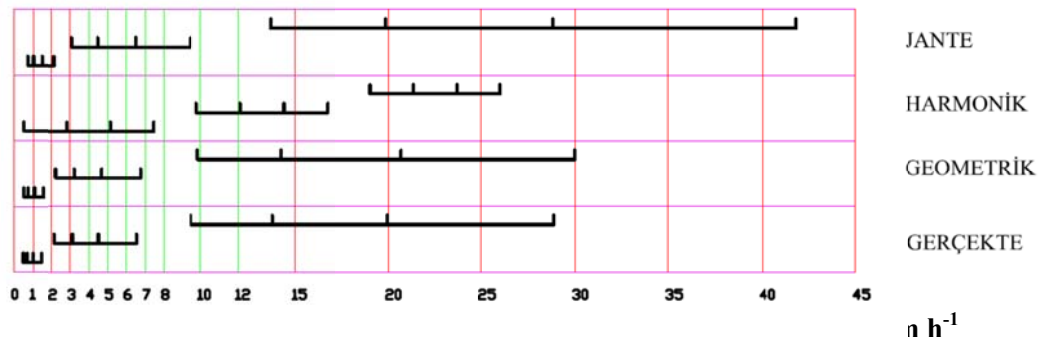
Şekil 4.44'te 16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628 \text{ m}$) sahip E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. E traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4128 N - 319210 N arasındadır. E traktöründeki hız kutusunun Jante kademelendirilmesine göre kademelendirildiğinde mevcut kademelendirme dışında kalan kademelendirme yöntemlerine göre daha düşük tekerlek çevre kuvveti değerleri sağlamaktadır. Ayrıca bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılayamamakta ve kuvvet boşlukları ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.44 E traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.5.6 E traktörünün hız kırıışleri

E traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırıışleri Şekil 4.45'te görölmektedir. Hız kırıışindeki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Özellikle tarımsal işlerin büyük bir kısmının gerçekleştirildiği 4-12 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ilerleme hızında ortaya çıkan boşlukların engellenmesi gerekmektedir. Mevcut kademelendirme ile diğer kademelendirme seçenekleri karşılaştırıldığında hız boşluklarının değişmediği görölmektedir. Hız kırıışindeki boşlukların azalması veya ortadan kaldırılması için vites sayısının artırılması ya da grup vites seçeneklerinin geliştirilmesi gerekmektedir.

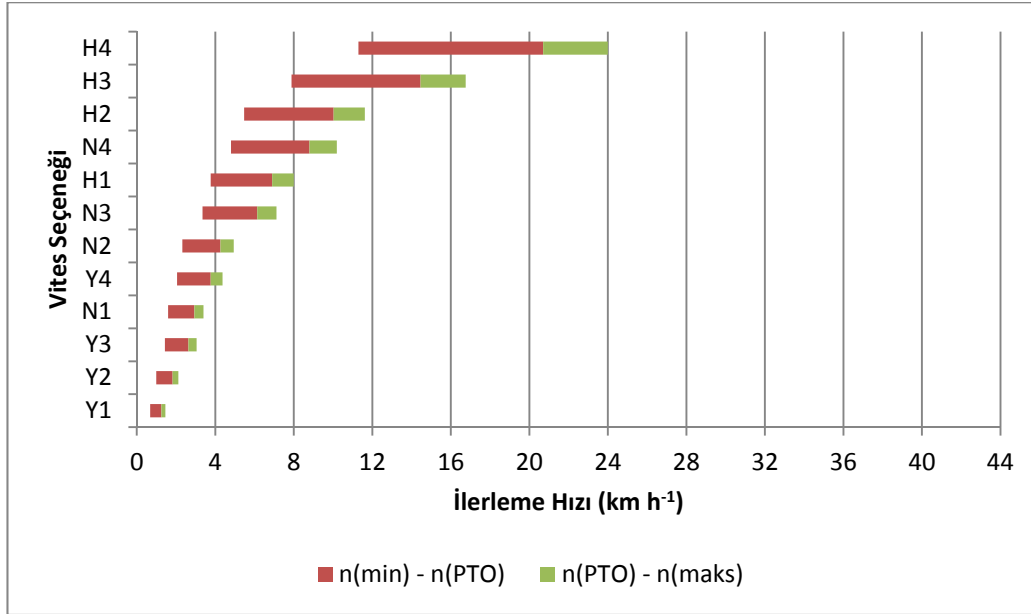


Şekil 4.45 E traktörünün hız kırıışleri

4.6 F Traktörüne Ait Bulgular

4.6.1 F traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

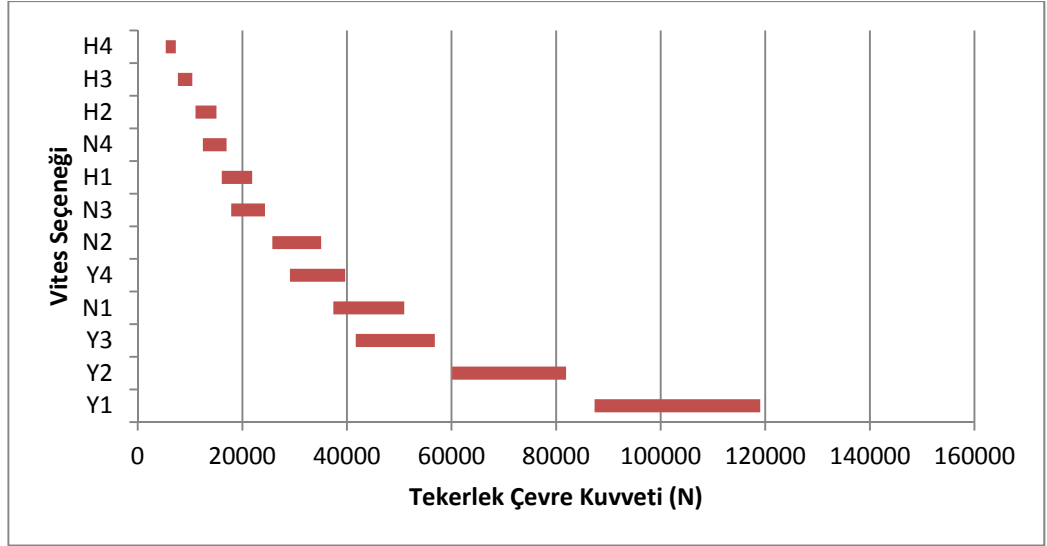
Şekil 4.46'da F traktörünün 1200 min^{-1} ile 2550 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 8 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 12 + 12 vites seçenekli hız kutusuna sahip F traktöründeki hız aralık değerleri $0,68 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1200 min^{-1} motor devrinde) ve 24 km h^{-1} (H4 vites seçeneği ve 2550 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.46 F traktörünün vites seçeneklerine bağlı ilerleme hızları

4.6.2 F traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

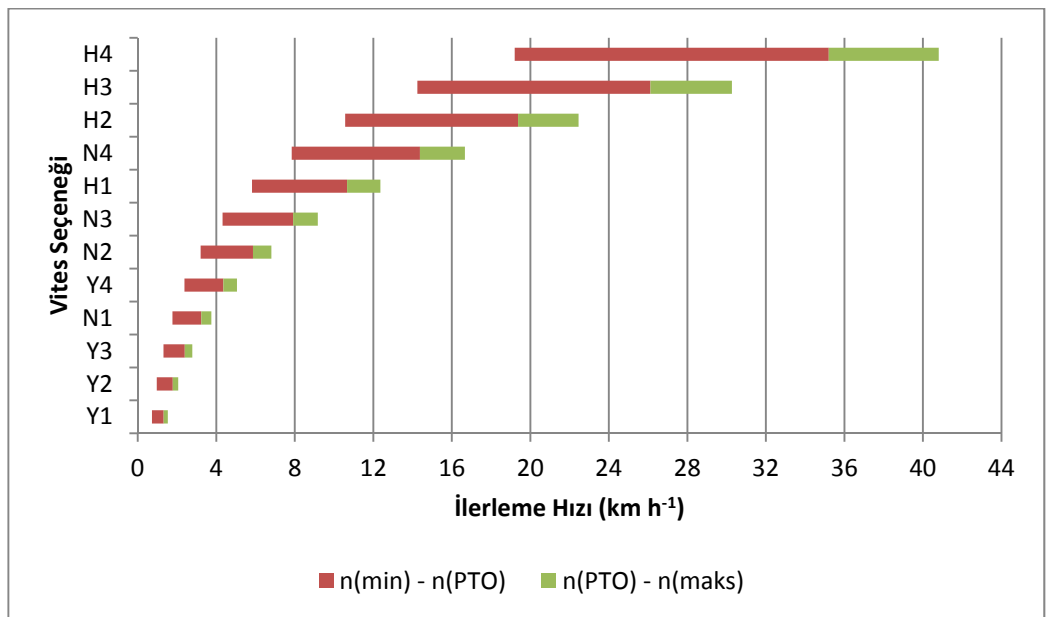
16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628 \text{ m}$) sahip F traktörünün 1200 min^{-1} ve 2550 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.47'de görülmektedir. F traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5347 N – 119049 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. Kuvvet boşlukları düşük vites seçeneklerinde fazla iken, yüksek viteslere gidildikçe kuvvet boşlukları azalmaktadır. Ayrıca üçüncü ve onuncu vites seçenekleri arasında, farklı vites seçenekleri ile aynı tekerlek çevre kuvvetinin sağlandığı görülmüştür.



Şekil 4.47 F traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

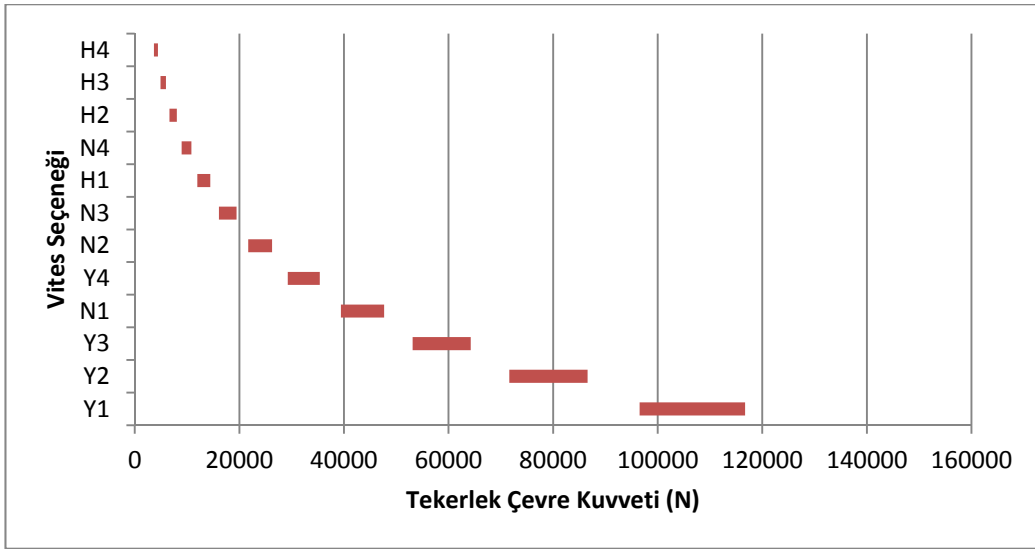
4.6.3 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.48). Bu değerler 1200 min^{-1} ile 2550 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 5 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip F traktöründeki hız aralık değerleri $0,72 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $40,8 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2550 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.48 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

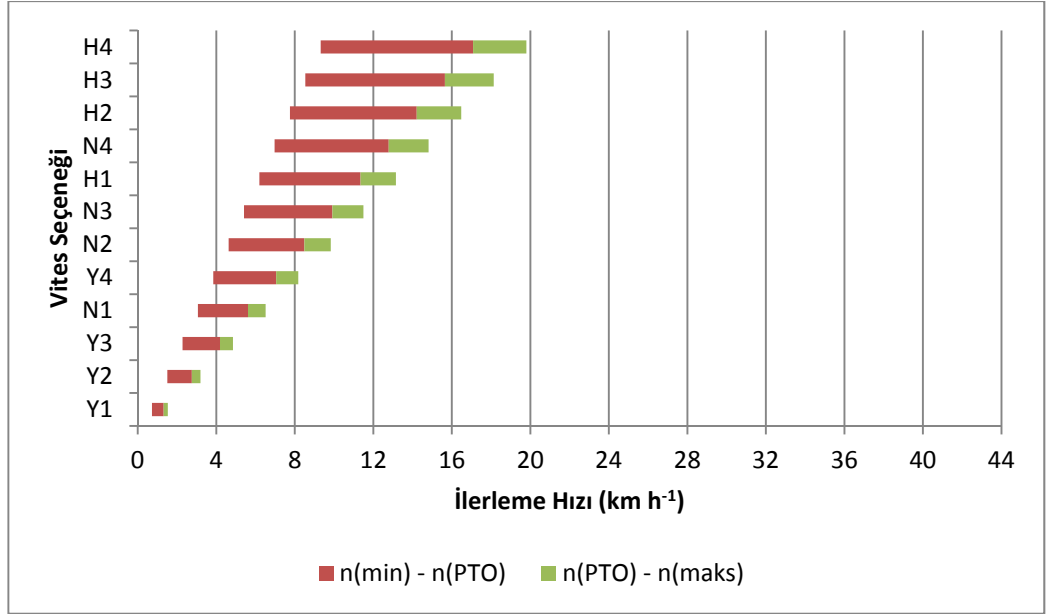
Şekil 4.49'da 16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628$ m) sahip F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. F traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 3657 N - 116722 N arasındadır. Bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının mevcut kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir. Fakat geometrik kademelendirme sonucu sağlanabilecek en yüksek tekerlek çevre kuvveti değeri, mevcut kademelendirmede sağlanabilecek değerden daha küçüktür. Traktör motoruna uygun güç aktarım oranı seçildiğinden mevcut hız kutusuyla ortaya çıkan en yüksek tekerlek çevre kuvveti değerinden daha büyük değerler elde edilebilmektedir.



Şekil 4.49 F traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

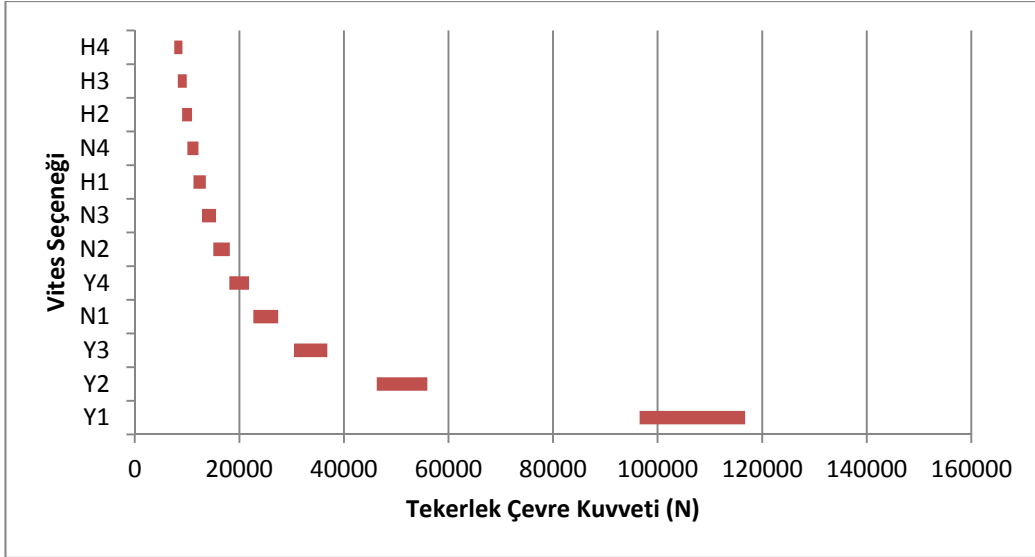
4.6.4 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

Şekil 4.50'de F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1200 min^{-1} ile 2550 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628$ m) kullanılıyorken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 10 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 5 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip F traktöründeki hız aralık değerleri $0,72 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1200 min^{-1} motor devrinde) ve $19,8 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2550 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.



Şekil 4.50 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

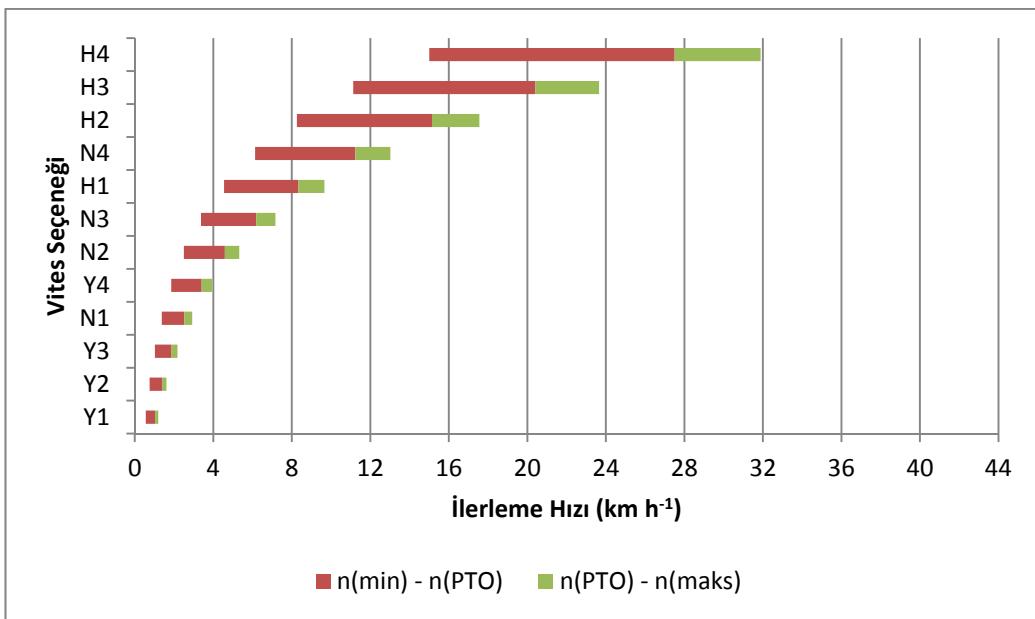
16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628$ m) sahip F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.51’de görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. F traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 7537 N - 116722 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğu traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir.



Şekil 4.51 F traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

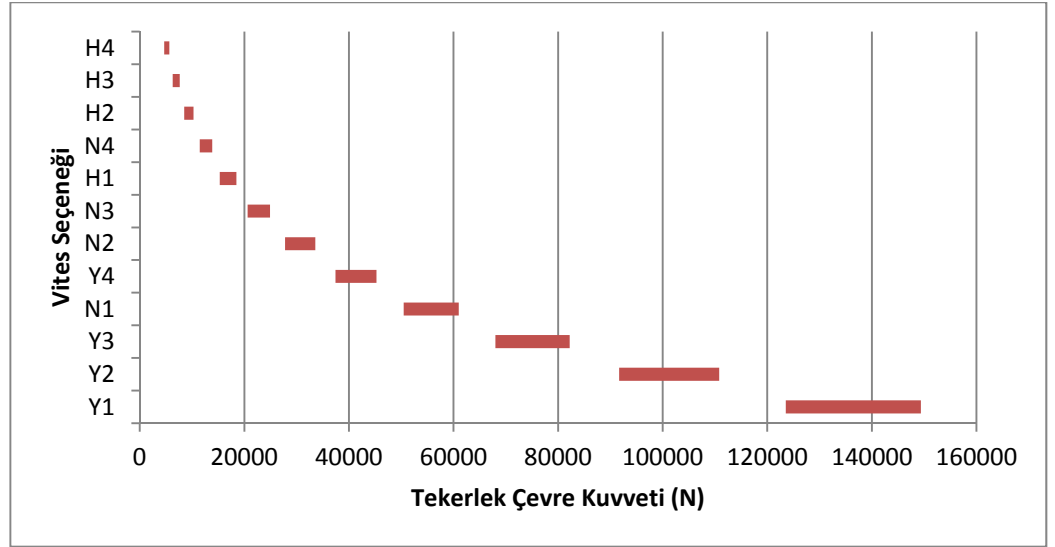
4.6.5 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.52). Bu değerler 1200 min^{-1} ile 2550 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 16.9-30 arka lastiği ($r_t = 0,628 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 4 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip F traktöründeki hız aralık değerleri $0,56 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1200 min^{-1} motor devrinde) ve $31,88 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2550 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.52 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

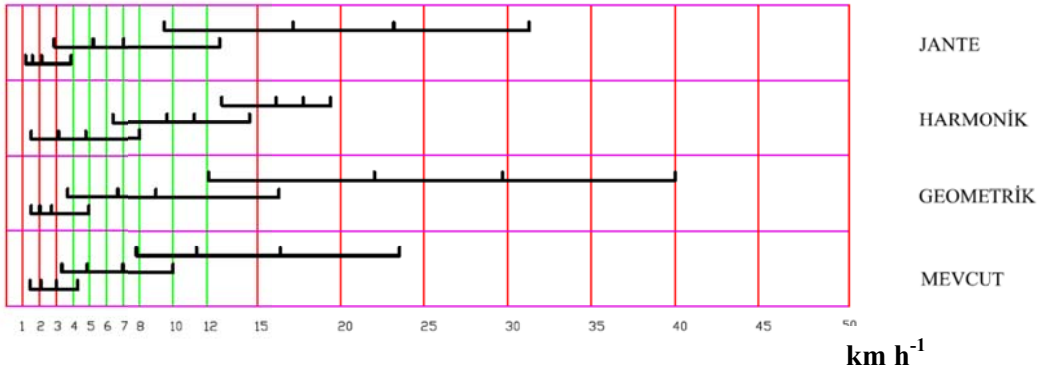
Şekil 4.53’de 16.9-30 arka lastiğine ($r_t = 0,628$ m) sahip F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. F traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 4680 N - 149368 N arasındadır. F traktöründeki hız kutusunun Jante kademelendirilmesine göre kademelendirildiğinde geometrik ve gerçekteki kademelendirme dışında kalan kademelendirme yöntemlerine göre daha düşük tekerlek çevre kuvveti değerleri sağlamaktadır. Ayrıca bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılayamamakta ve kuvvet boşlukları ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.53 F traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.6.6 F traktörünün hız kırımları

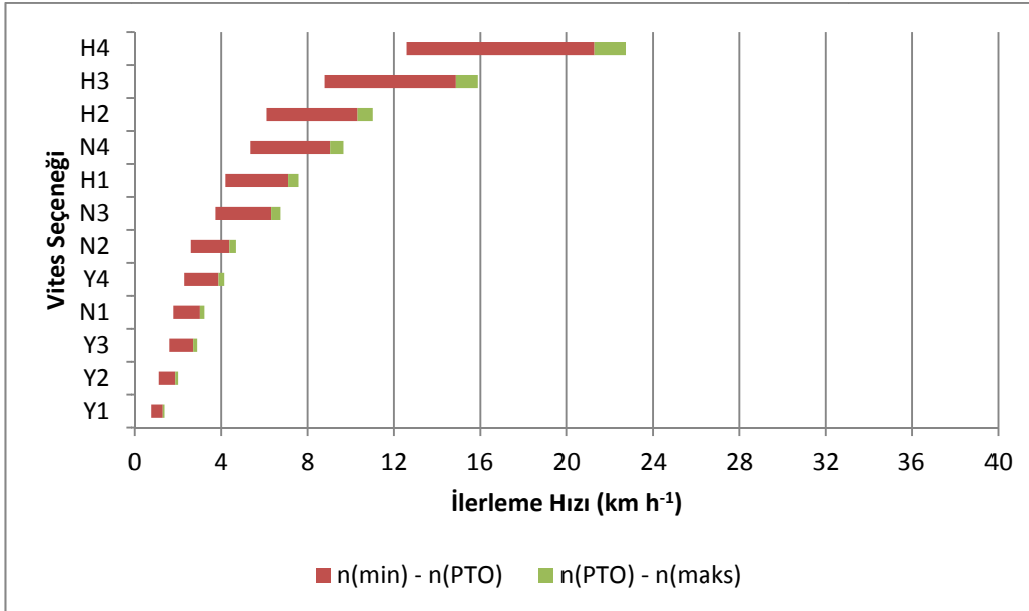
F traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırımları Şekil 4.54’de görülmektedir. Hız kırımlarındaki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Özellikle tarımsal işlerin büyük bir kısmının gerçekleştirildiği 4-12 km h⁻¹ ilerleme hızında ortaya çıkan boşlukların engellenmesi gerekmektedir. F traktörü hız kutusundaki 12 vites seçeneğinin 4 ana vites, 3 grup vitesle sağlanması hız kırımlarındaki boşlukların ortadan kalkmasını sağlamıştır.



4.7 G Traktörüne Ait Bulgular

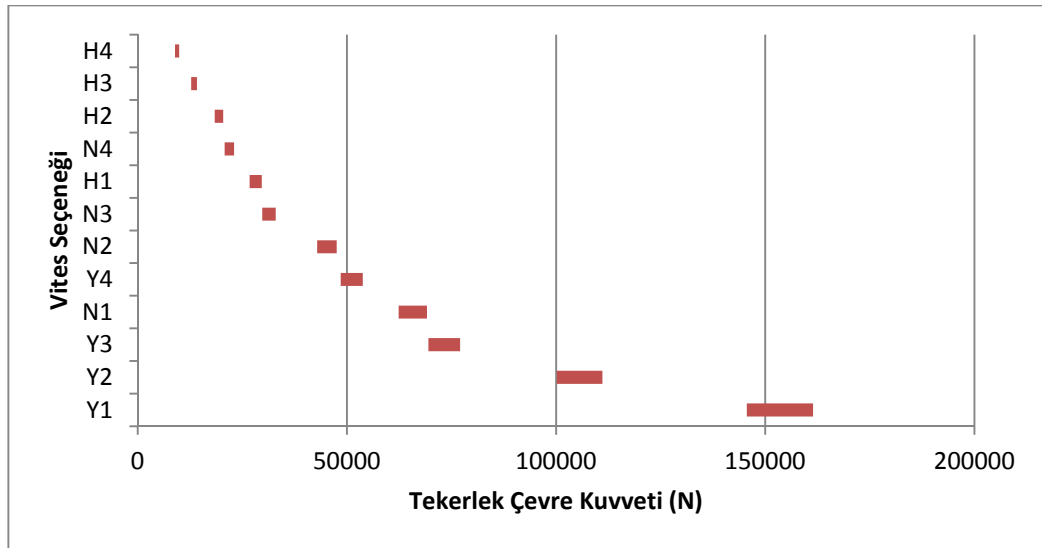
4.7.1 G traktörünün vites seçeneğine bağlı olan ilerleme hızı

Şekil 4.55'te G traktörünün 1300 min^{-1} ile 2350 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,654 \text{ m}$) kullanılmış durumda, vites seçeneklerine bağlı olan traktör ilerleme hızları görülmektedir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 7 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 2 adet vites seçeneği mevcuttur. 12 + 12 vites seçenekli hız kutusuna sahip G traktöründeki hız aralık değerleri $0,76 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $22,75 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2350 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



4.7.2 G traktörünün vites seçeneğine bağlı olan tekerlek çevre kuvvetleri

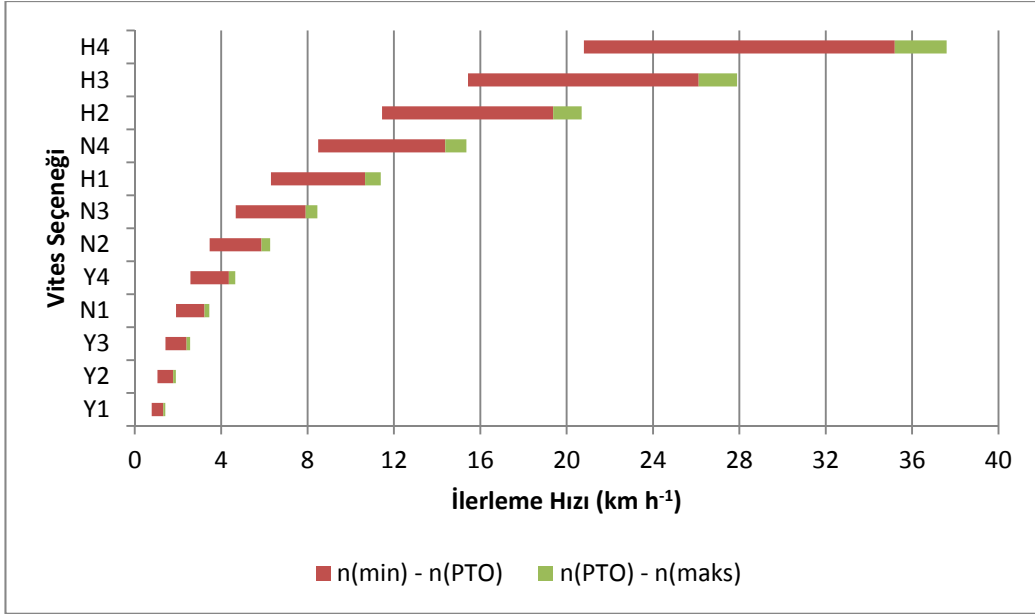
18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,654$ m) sahip G traktörünün 1300 min^{-1} ve 2350 min^{-1} motor devir sayıları aralığındaki tekerlek çevre kuvvetleri Şekil 4.56'da görülmektedir. G traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri $8911 \text{ N} - 161437 \text{ N}$ arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı ve kuvvet boşluklarının ortaya çıktığı görülmektedir. Kuvvet boşlukları düşük vites seçeneklerinde fazla iken, yüksek viteslere gidildikçe kuvvet boşlukları azalmaktadır. Ayrıca üçüncü ve onuncu vites seçenekleri arasında, farklı vites seçenekleri ile aynı tekerlek çevre kuvvetinin sağlandığı görülmüştür.



Şekil 4.56 G traktörünün vites seçeneklerine bağlı tekerlek çevre kuvvetleri

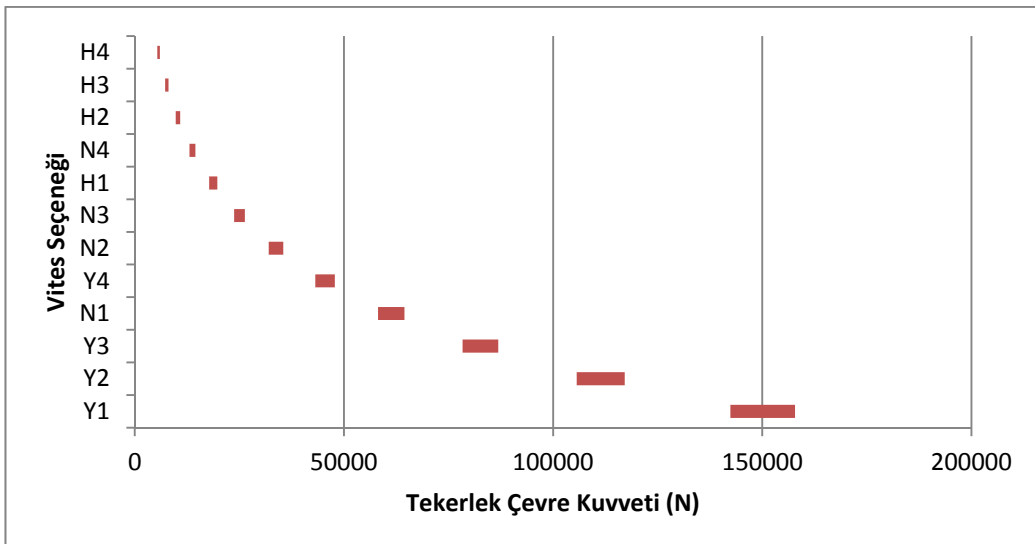
4.7.3 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi

G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.57). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2350 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 ($r_t = 0,654$ m) arka lastiği kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. $4-12 \text{ km h}^{-1}$ hız aralığını sağlayan 6 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 4 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip G traktöründeki hız aralık değerleri $0,78 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $37,6 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2350 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.57 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

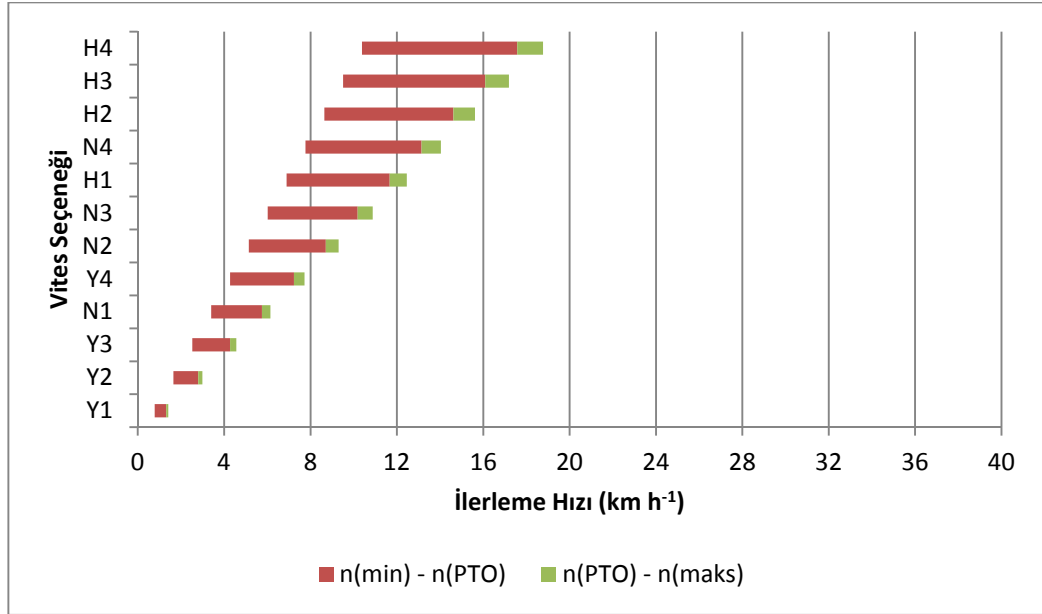
Şekil 4.58’de 18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,654$ m) sahip G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. G traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 5392 N - 157836 N arasındadır. Geometrik kademelendirme sonucu sağlanabilecek en yüksek tekerlek çevre kuvveti değeri, mevcut kademelendirmede sağlanabilecek değerden daha küçüktür. Fakat bu durumda ortaya çıkan kuvvet boşluklarının mevcut kademelendirmeye göre daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.58 G traktörü hız kutusunun geometrik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

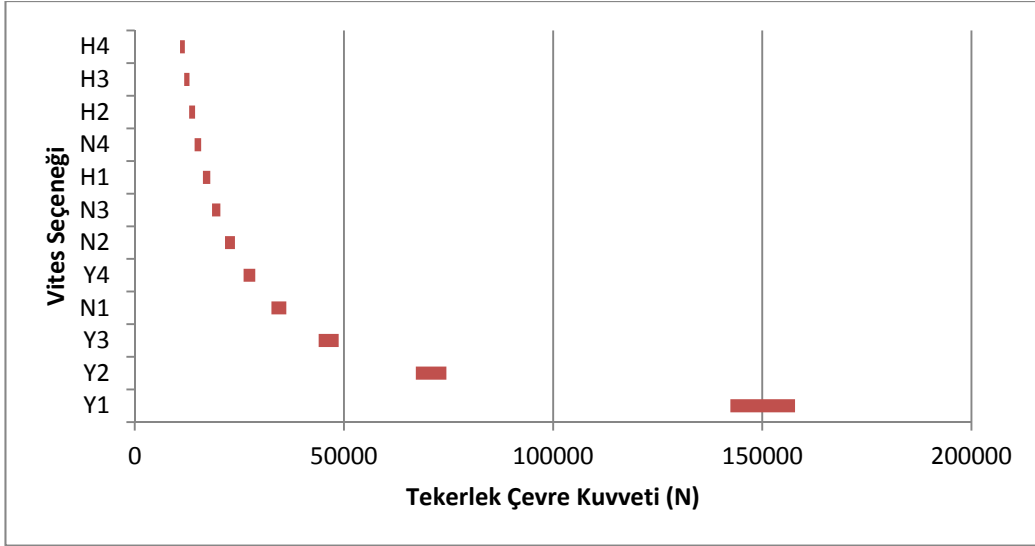
4.7.4 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi

Şekil 4.59’da G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri görülmektedir. Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2350 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,654 \text{ m}$) kullanılıyorken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 10 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 5 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip G traktöründeki hız aralık değerleri $0,78 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1300 min^{-1} motor devrinde) ve $18,77 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2350 min^{-1} motor devrinde) arasındadır. Bu tip kademelendirmede bir vites seçeneğinde daha geniş aralıkta ilerleme hızı elde edildiği görülmektedir. Fakat gerçek kademelendirmede sağlanan en yüksek ilerleme hızı, harmonik kademelendirmede sağlanamamaktadır.



Şekil 4.59 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

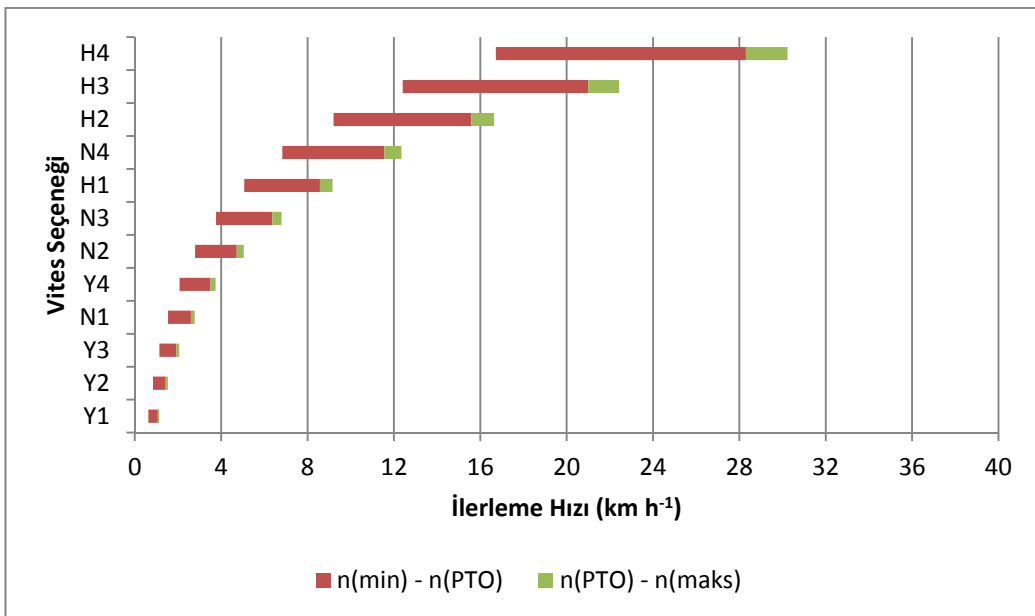
18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,654 \text{ m}$) sahip G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri Şekil 4.60’da görülmektedir. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini sağlayamadığı görülmektedir. G traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 10802 N - 157836 N arasındadır. Bu şekilde kademelendirilen hız kutularının sahip olduğu traktörde en düşük hızı gerçekleştirecek vites seçeneği ile bir üst vites seçeneği arasındaki kuvvet boşluğu oldukça fazladır. Yüksek çeki kuvveti isteyen tarımsal işlerde kullanılmasının uygun olmadığı görülmektedir.



Şekil 4.60 G traktörü hız kutusunun harmonik kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

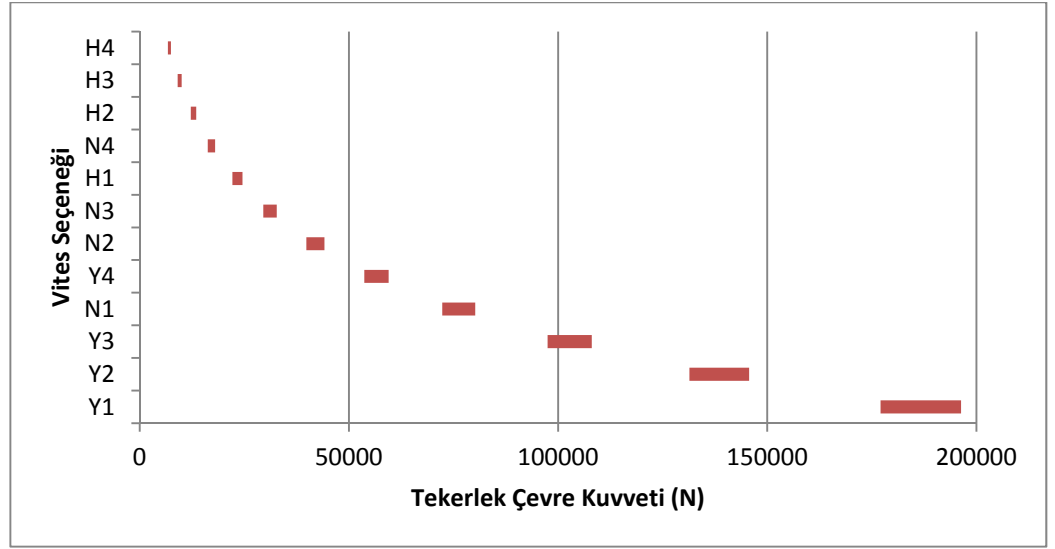
4.7.5 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi

G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak ilerleme hızı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 4.61). Bu değerler 1300 min^{-1} ile 2350 min^{-1} arasındaki motor devir sayılarında, 18.4-30 arka lastiği ($r_t = 0,654 \text{ m}$) kullanılmış durumdayken elde edilmiştir. 4-12 km h^{-1} hız aralığını sağlayan 5 vites seçeneği, taşıma işlerinde kullanılacak 4 adet vites seçeneği mevcuttur. 12+12 vites seçenekli hız kutusuna sahip G traktöründeki hız aralık değerleri $0,63 \text{ km h}^{-1}$ (Y1 vites seçeneği ve 1350 min^{-1} motor devrinde) ve $30,23 \text{ km h}^{-1}$ (H4 vites seçeneği ve 2350 min^{-1} motor devrinde) arasındadır.



Şekil 4.61 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirmesiyle ortaya çıkan ilerleme hızları

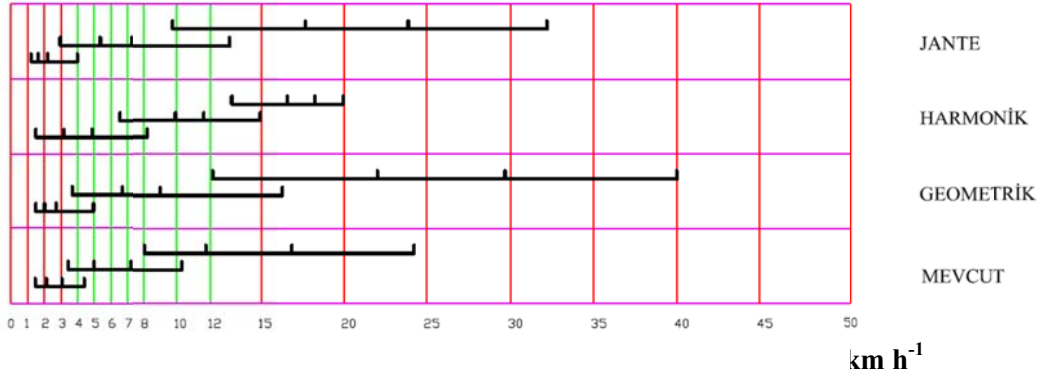
Şekil 4.62’de 18.4-30 arka lastiğine ($r_t = 0,654$ m) sahip G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesi sonucunda ortaya çıkacak tekerlek çevre kuvveti değerleri görülmektedir. G traktörünün karşılayabileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri 6707 N - 196320 N arasındadır. G traktöründeki hız kutusu Jante kademelendirilmesine göre kademelendirildiğinde geometrik kademelendirme dışında kalan kademelendirme yöntemlerine göre daha düşük tekerlek çevre kuvveti değerleri sağlamaktadır. Ayrıca bazı tekerlek çevre kuvveti değerlerini karşılayamamakta ve kuvvet boşlukları ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.62 G traktörü hız kutusunun Jante kademelendirilmesiyle ortaya çıkan tekerlek çevre kuvvetleri

4.7.6 G traktörünün hız kırımları

G traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan hız kırımları Şekil 4.63’te görülmektedir. Hız kırımlarındaki boşlukların oluşmaması istenen durumdur. Özellikle tarımsal işlerin büyük bir kısmının gerçekleştirildiği 4-12 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ilerleme hızında ortaya çıkan boşlukların engellenmesi gerekmektedir. G traktörü hız kutusundaki 12 vites seçeneğinin 4 ana vites, 3 grup vitesle sağlanması hız kırımlarındaki boşlukların ortadan kalkmasını sağlamıştır.



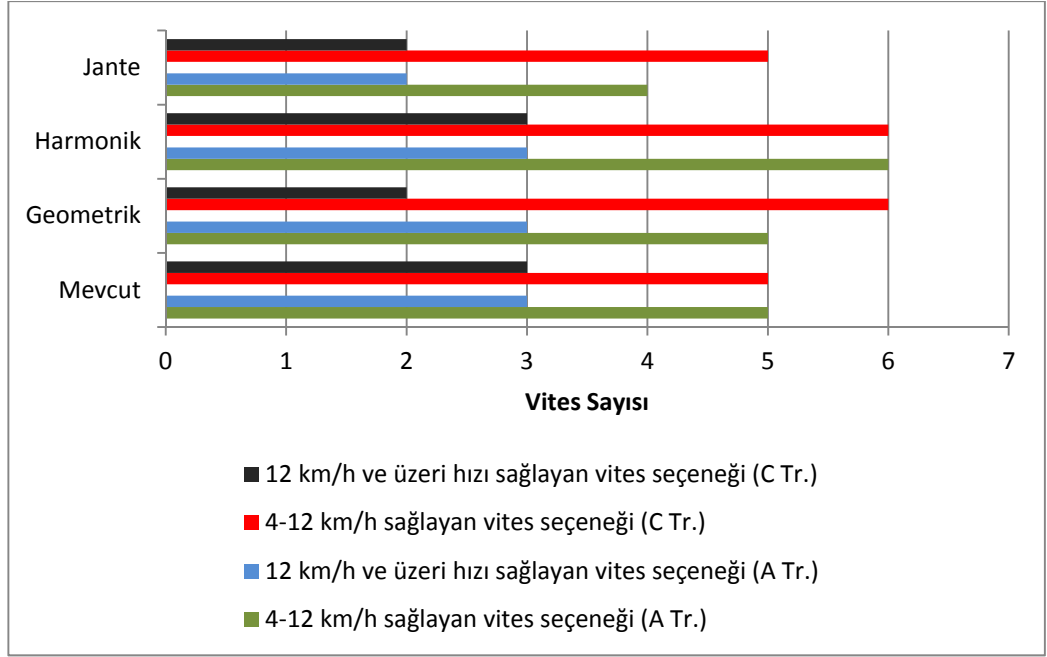
Şekil 4.63 G traktörünün hız kırımları

4.8 Traktörlerin Sahip Oldukları Hız Kutularına Göre Karşılaştırılması

Tez çalışmasında kullanılan 7 traktörde üç farklı vites seçeneğine sahip hız kutuları bulunmaktadır. Bunlar 8+2, 12+12 ve 16+8 vites seçeneğine sahip hız kutularıdır. Çalışmanın bu bölümünde her bir hız kutusunun farklı kademelendirmelendirmesi sonucunda ortaya çıkan değerler incelenmiştir. Traktörlerden istenen bazı özellikler, kademelendirme dışında motor karakteristik eğrileri ve tekerlek seçimi gibi etkenlere bağlıdır. Traktör modellerinde farklı kademelendirme seçenekleriyle bu istekler sağlanabilmektedir.

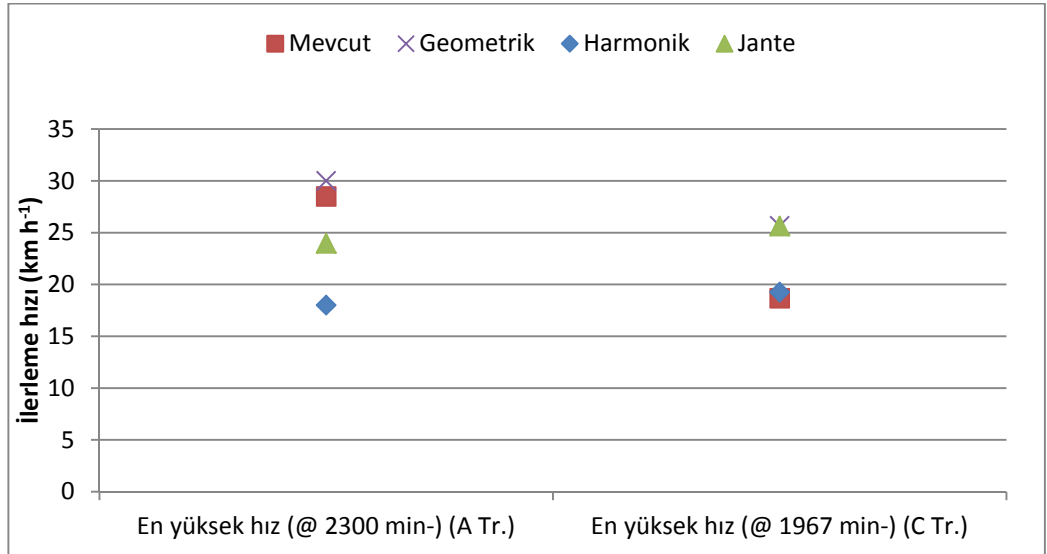
4.8.1 “8+2” vites seçeneğine sahip traktörlerin karşılaştırılması

Tez çalışmasında kullanılan 7 model traktör arasında A ve C traktörleri 8+2 hız kutusuna sahiptir. Şekil 4.64’te 4-12 km h⁻¹; 12 km h⁻¹ ve üzeri ilerleme hızlarını sağlayan vites seçeneklerinin değişimi gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik 4-12 km h⁻¹ hız aralığını sağlayan vites sayılarının fazla olmasıdır. A traktöründe, bu hız aralığındaki vites sayısı, harmonik kademelendirme ile artarken Jante kademelendirmesinde azalmıştır. C traktöründe ise geometrik ve harmonik kademelendirmede istenen artış sağlanmıştır.



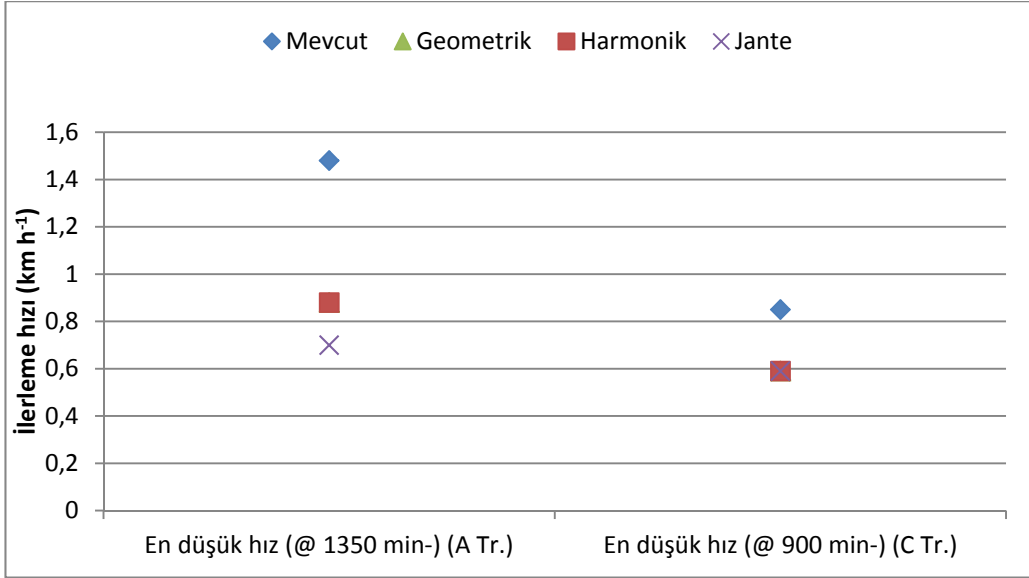
Şekil 4.64 8+2 hız kutularındaki çeşitli hız gruplarını sağlayan vites sayıları

A ve C traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan en yüksek ilerleme hızları Şekil 4.65'te gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik tasarıma bağlı olarak en yüksek ilerleme hızının 30 - 40 km h⁻¹ olmasıdır. A traktöründe geometrik kademelendirme sonucunda mevcut kademelendirmeden daha yüksek bir değere ulaşılmıştır. Ayrıca bu değer kullanıcının taşıma sırasında kullanacağı 30 km h⁻¹ değerini karşılamaktadır. C traktöründe ise tüm kademelendirme yöntemlerini kullanarak, mevcut kademelendirmede ortaya çıkan en yüksek ilerleme hızından daha yüksek değerler elde edilmekte, yine A traktöründe olduğu gibi 30 km h⁻¹ ilerleme hızına geometrik kademelendirme ile yaklaşılmaktadır.



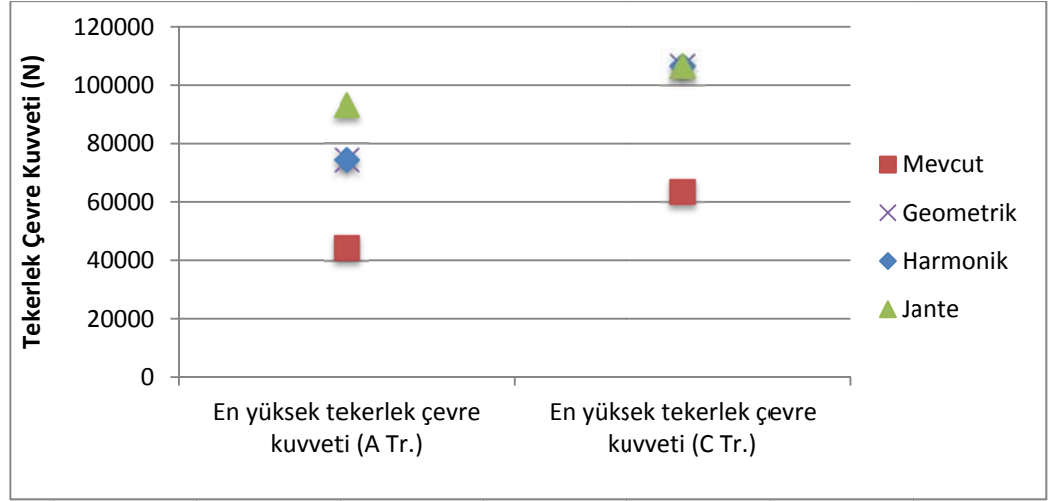
Şekil 4.65 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek ilerleme hızları

Şekil 4.66’da A ve C traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan en düşük ilerleme hızları gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik en düşük ilerleme hızının anma motor devrinde $1,5 \text{ km h}^{-1}$ olmasıdır. A traktörünün bu değeri sağlarken en düşük motor devrinde sağladığı ilerleme hızının en düşük olduğu kademelendirme Jante kademelendirmesidir. C traktörü ise mevcut kademelendirme dışındaki tüm kademelendirme yöntemlerinde ortaya çıkabilecek en düşük hızı sağlamaktadırlar.



Şekil 4.66 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en düşük ilerleme hızları

A ve C traktöründen elde edilebilecek en yüksek tekerlek çevre kuvvetinin kademelendirmeye bağlı olarak değişimi Şekil 4.67’de gösterilmiştir. A traktöründe en yüksek değer Jante kademelendirmesinde ortaya çıkarken, C traktöründe mevcut kademelendirme dışındaki tüm seçeneklerde yüksek tekerlek çevre kuvveti değeri sağlanmaktadır.

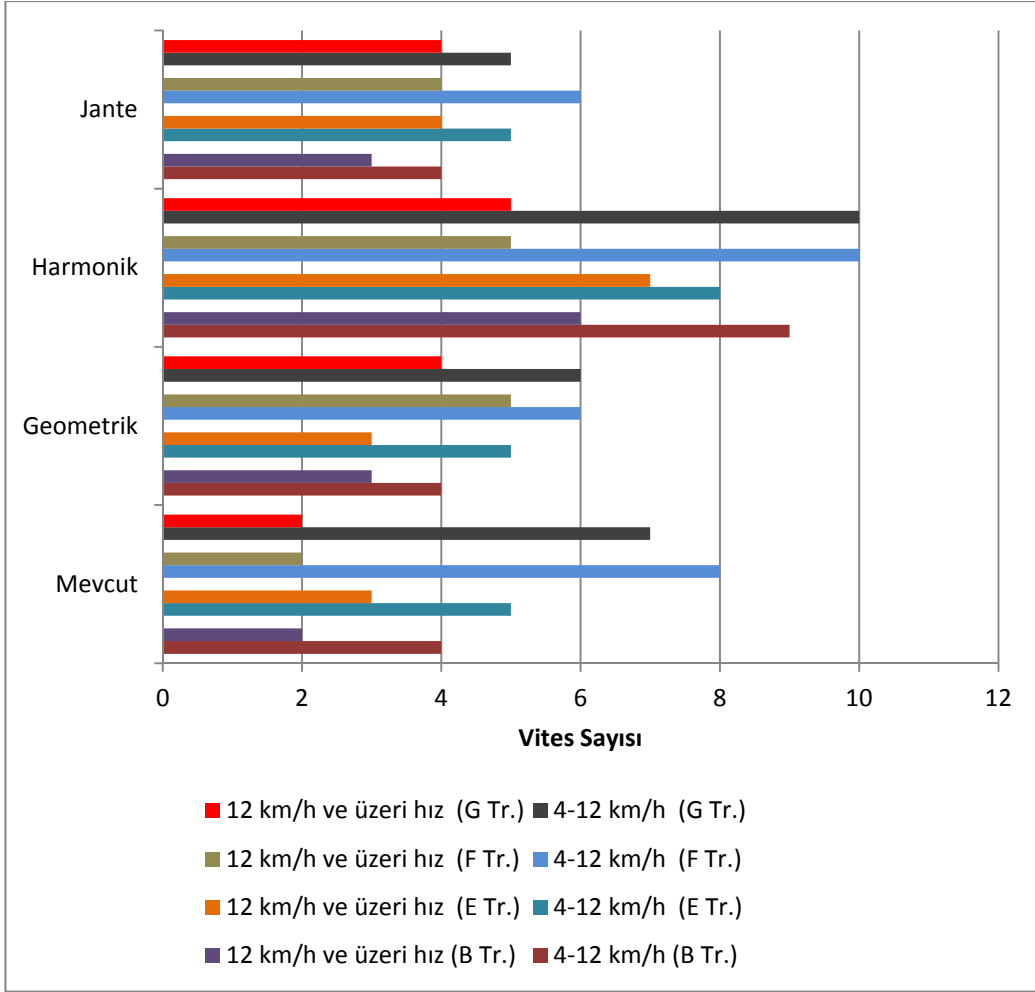


Şekil 4.67 8+2 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek tekerlek çevre kuvveti

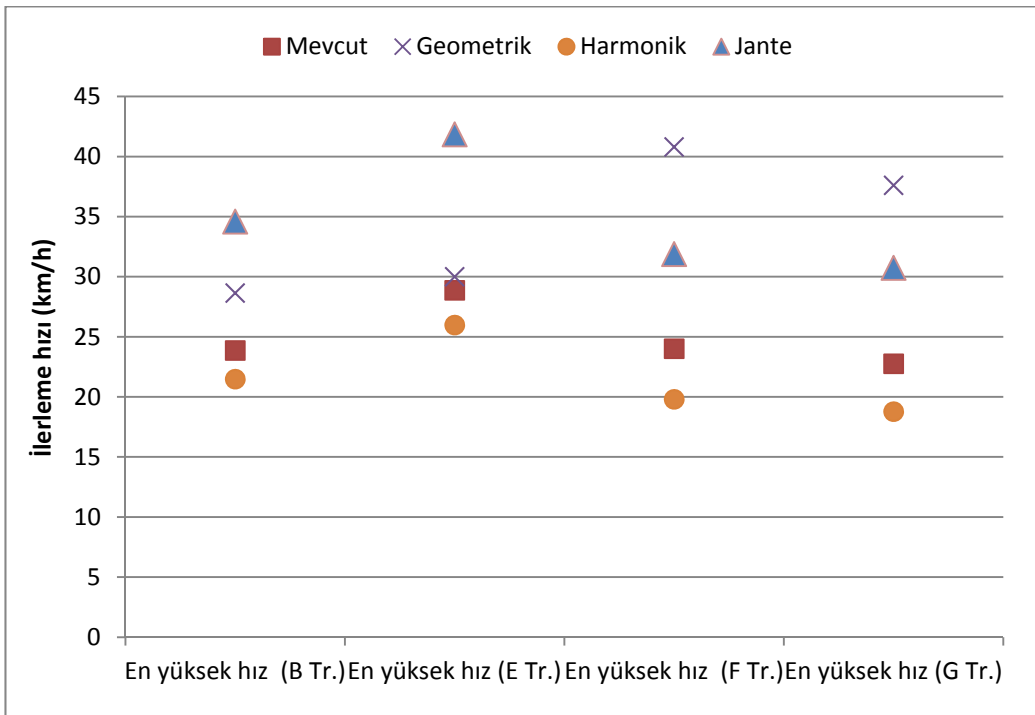
4.8.2 “12+12” vites seçeneğine sahip traktörlerin karşılaştırılması

Tez çalışmasında incelenen 7 model traktör arasında B,E,F ve G traktörleri 12+12 hız kutusuna sahiptir. Şekil 4.68’de $4-12 \text{ km h}^{-1}$; 12 km h^{-1} ve üzeri ilerleme hızlarını sağlayan vites seçeneklerinin değişimi gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik $4-12 \text{ km h}^{-1}$ hız aralığını sağlayan vites sayılarının fazla olmasıdır. B traktöründe, bu hız aralığındaki vites sayısı, harmonik kademelendirmede artmıştır. E,F ve G traktöründe harmonik kademelendirmede istenen artış sağlanmıştır.

B,E,F ve G traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan en yüksek ilerleme hızları Şekil 4.69’de gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik tasarıma bağlı olarak en yüksek ilerleme hızının $30 - 40 \text{ km h}^{-1}$ olmasıdır. Traktör üreticilerinden alınan bilgiye göre B ve E traktörleri için en yüksek ilerleme hızı 30 km h^{-1} ; F ve G traktörleri için en yüksek ilerleme hızı 40 km h^{-1} ‘tir. Dört modelde de harmonik kademelendirme dışından kalan tüm kademelendirme yöntemleri ile mevcut kademelendirmeden daha yüksek bir en yüksek ilerleme hızına ulaşılmıştır. B ve E traktörlerinde 30 km h^{-1} ; F ve G traktörlerinde ise 40 km h^{-1} olan maksimum ilerleme hızına en yakın değerler geometrik kademelendirme ile sağlanmaktadır.

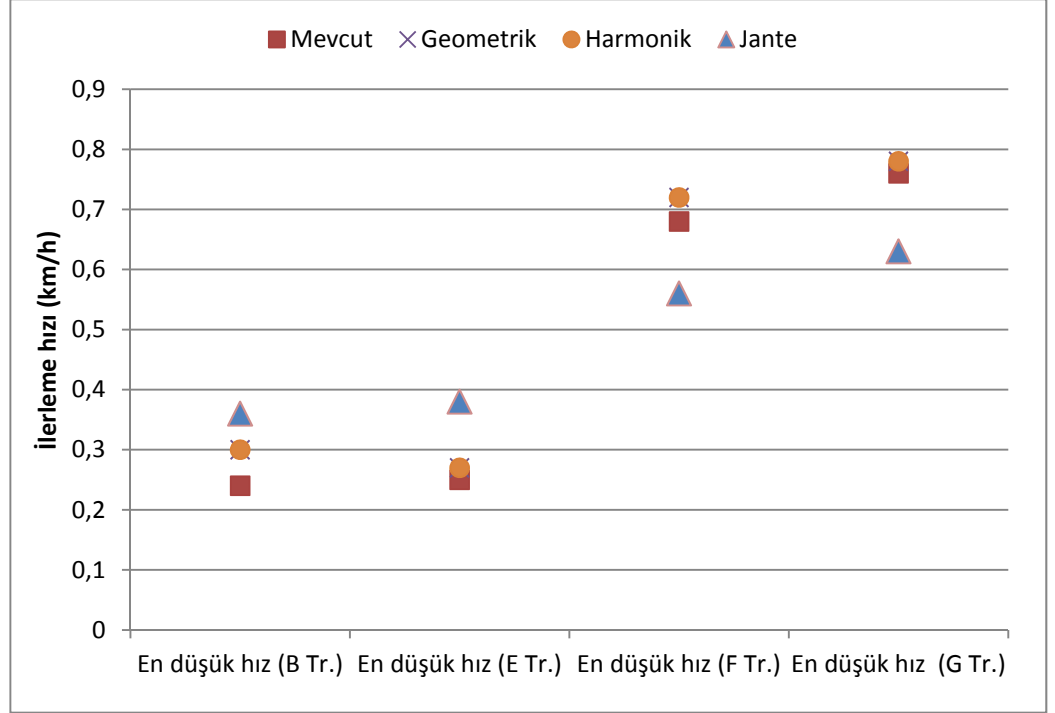


Şekil 4.68 12+12 hız kutularındaki çeşitli hız gruplarını sağlayan vites sayıları



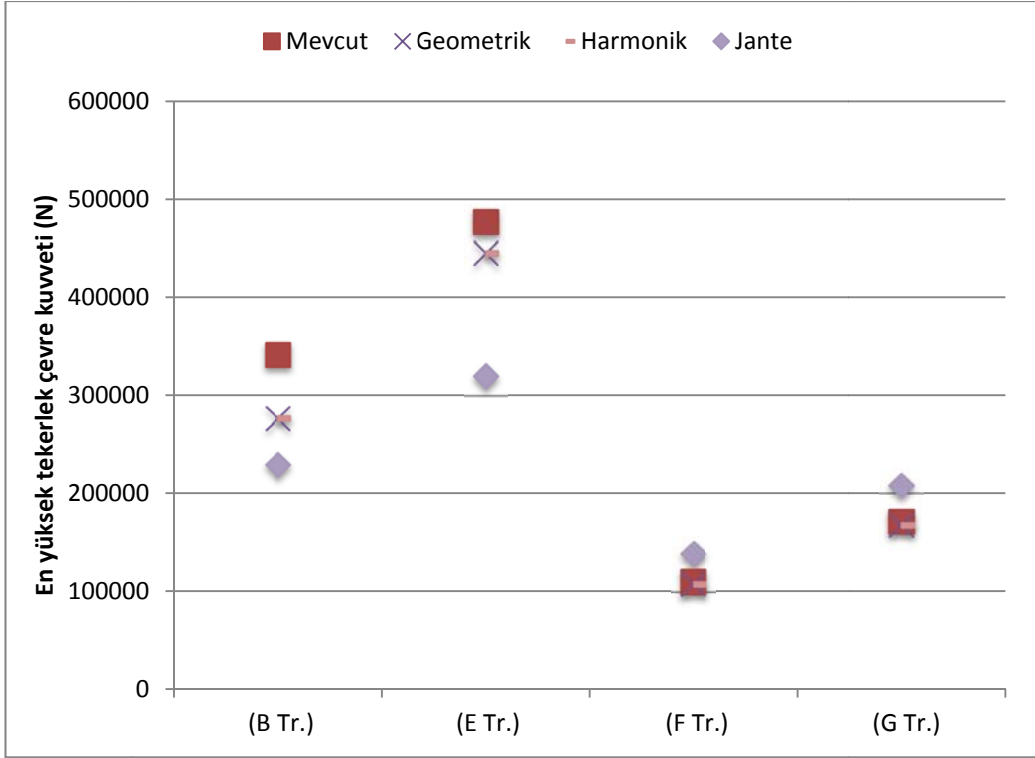
Şekil 4.69 12+12 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek ilerleme hızları

Şekil 4.70’de B, E, F ve G traktörünün çeşitli kademelendirmeler sonucu ortaya çıkan en düşük ilerleme hızları gösterilmiştir. Hız kutularından istenen özellik eğer sürünge hız varsa en düşük ilerleme hızının anma motor devrinde $0,5 \text{ km h}^{-1}$ olmasıdır. B ve E traktörünün bu değeri sağlarken en düşük motor devrinde sağladığı ilerleme hızının en düşük olduğu kademelendirme mevcut kademelendirmedir. F ve G traktörü ise Jante kademelendirmesi ile ortaya çıkabilecek en düşük hızı sağlamaktadır.



Şekil 4.70 12+12 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en düşük ilerleme hızları

B, E, F ve G traktörünün elde edebileceği en yüksek tekerlek çevre kuvvetinin kademelendirmeye bağlı olarak değişimi Şekil 4.71’de gösterilmiştir. F ve G traktörlerinin tekerlek çevre kuvvetleri karşılaştırıldığında G traktörünün daha yüksek değere ulaşmasının sebebi sahip olduğu motorun sağladığı eşdeğer krank momentinin diğerlerinden fazla olmasıdır. B ve E traktörünün sağladığı tekerlek çevre kuvveti değerlerinin yüksek olmasının nedeni bu traktörlerde sürünge hız sağlayabilecek hız kutularının kullanılmasıdır. En yüksek tekerlek çevre kuvveti değeri B ve E traktörlerinde mevcut kademelendirme ile sağlanırken, F ve G traktöründe Jante kademelendirmesi ile sağlanmaktadır. Kademelerin sağladığı değerler birbiriyle karşılaştırıldığında, 8+2 hız kutusuna sahip traktörlerde olduğu gibi yüksek farklar ortaya çıkmamaktadır.



Şekil 4.71 12+12 hız kutularında kademelendirmeye bağlı en yüksek tekerlek çevre kuvveti

4.9 Progresyon Değerinin Kademelendirmeye Etkisi

Progresif kademelendirmede hesaplanan kademe atlamasındaki değişken olan progresyon değeri 1 ile 1,2 arasında değer almaktadır. Progresyon değeri 1 olarak alındığında progresif kademe atlaması ile geometrik kademelendirme atlaması aynı değerde olmaktadır. Bu değişkenin vites sayısı ile ilişkisini ortaya koymak için yapılan ön çalışmada hız kutularının progresif kademelendirmesinde ortaya çıkan ilerleme hızları ve tekerlek çevre kuvvetleri karşılaştırılmıştır. Progresif kademelendirmenin yüksek sayıda vites seçeneğine sahip hız kutularında kullanılmasının olanaksız olduğu görülmüştür.

4.10 Geometrik Kademelendirme ve Jante Kademelendirmesi'ne Uygun Hız Oranları

Geometrik kademelendirme ve Jante kademelendirmesinin bazı traktörlerde mevcut vites kademelendirmesine göre üstünlükleri bulunmaktadır. Fakat en uygun kademelendirmenin traktör motoru ve lastik seçimine bağlı olmasından dolayı hız kutusu tasarımı yapılırken bu faktörleri de göz önünde bulundurmak gerekir. Çizelge 4.1, Çizelge 4.2, Çizelge 4.3, Çizelge 4.4, Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da, yapılan kademelendirme hesaplarına bağlı olarak hız kutusunda yapılabilecek değişiklikler sonucunda ortaya çıkacak hız oranları

gösterilmektedir. Araştırmacılara, hız oranlarından faydalanarak ana vites ve grup vites seçeneklerinde kullanılacak dişlileri seçebilme olanağı sağlanmıştır.

Çizelge 4.1 A traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	1,952	2,167	2,713
	2	1,333	1,412	1,768
	3	0,909	0,921	1,153
	4	0,632	0,600	0,751
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	3,667	5,539	5,539
	H	1,000	1,000	1,000

Çizelge 4.2 B traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	12,137	10,151	8,406
	2	8,318	6,996	5,793
	3	5,751	4,822	3,993
	4	3,972	3,323	2,752
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	4,583	4,432	4,432
	N	1,000	1,000	1,000
	H	0,227	0,226	0,226

Çizelge 4.3 C traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	2,875	2,711	2,713
	2	1,952	1,767	1,768
	3	1,333	1,152	1,153
	4	1,032	0,751	0,751
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	3,600	5,539	5,539
	H	1,000	1,000	1,000

Çizelge 4.4 E traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	12,137	11,724	8,406
	2	8,318	8,080	5,793
	3	5,751	5,569	3,993
	4	3,972	3,838	2,752
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	4,583	4,432	4,432
	N	1,000	1,000	1,000
	H	0,227	0,226	0,226

Çizelge 4.5 F traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	5,830	3,921	5,017
	2	4,011	2,909	3,723
	3	2,782	2,158	2,762
	4	1,942	1,601	2,049
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	2,336	3,300	3,300
	N	1,000	1,348	1,348
	H	0,425	0,408	0,408

Çizelge 4.6 G traktöründe ortaya çıkacak hız oranları

	VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
ANA VİTES SEÇENEKLERİ	1	5,830	4,034	5,017
	2	4,011	2,993	3,723
	3	2,782	2,220	2,762
	4	1,942	1,647	2,049
GRUP VİTES SEÇENEKLERİ	Y	2,336	3,300	3,300
	N	1,000	1,348	1,348
	H	0,425	0,408	0,408

Çizelge 4.1, Çizelge 4.2, Çizelge 4.3, Çizelge 4.4, Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6 incelendiğinde grup vites seçeneklerinin geometrik kademelendirme veya Jante kademelendirmesine uygun hız oranları birbirinin aynısıdır. Bu iki kademelendirme arasındaki fark ana vites seçeneklerinin hız oranlarının farklı olmasıdır.

4.11 Mevcut Hız Kutularının Kademelendirme Yöntemleri

Çalışmanın buraya kadar olan kısmı ele alınan 7 traktör modelindeki hız kutularının motor karakteristik eğrileri verileri ve tekerlek yarı çaplarına bağlı olarak ortaya çıkan sonuçlarıyla ilgilidir. Bu bölümde ise ele alınan traktörlerinin hız kutularının en geniş ve en dar hız oranları dikkate alınarak literatürde bulunan hangi kademelendirme yöntemlerine bağlı olarak kademelendirildiğini belirlemek istenmiştir. Harmonik kademelendirmenin traktörlerde tek başına ve progresif kademelendirmenin çok sayıda vites seçeneğine sahip araçlarda kullanılmasının uygun olmamasından dolayı geometrik kademelendirme ve Jante kademelendirmesi dikkate alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.7, Çizelge 4.8, Çizelge 4.9, Çizelge 4.10 ve Çizelge 4.11’de mevcut hız kutularının oranları ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 4.7 A traktöründeki hız oranları

VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
N1	7,159	7,159	8,516
N2	4,889	5,061	6,020
N3	3,333	3,577	4,256
N4	2,316	2,529	3,008
H1	1,952	1,788	2,127
H2	1,333	1,264	1,503
H3	0,909	0,893	1,063
H4	0,632	0,632	0,751

Çizelge 4.8 B ve E traktörlerindeki hız oranları

VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
Y1	55,630	55,630	38,379
Y2	38,124	38,237	26,380
Y3	26,359	26,282	18,132
Y4	18,206	18,065	12,463
N1	12,137	12,417	8,567
N2	8,318	8,535	5,888
N3	5,751	5,866	4,047
N4	3,972	4,032	2,782
H1	2,750	2,771	1,912
H2	1,885	1,905	1,314
H3	1,303	1,309	0,903
H4	0,900	0,900	0,621

Çizelge 4.9 C traktöründeki hız oranları

VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
N1	10,350	10,350	7,533
N2	7,029	7,446	5,419
N3	4,800	5,357	3,899
N4	3,716	3,854	2,805
H1	2,875	2,772	2,018
H2	1,952	1,994	1,452
H3	1,333	1,435	1,044
H4	1,032	1,032	0,751

Çizelge 4.10 D traktöründeki hız oranları

VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
Y1	9,400	9,400	10,595
TY1	7,115	7,682	8,658
Y2	5,425	6,278	7,076
TY2	4,106	5,130	5,783
Y3	3,318	4,193	4,726
H1	2,813	3,426	3,862
TY3	2,512	2,800	3,156
TH1	2,129	2,288	2,579
Y4	2,010	1,870	2,108
H2	1,623	1,528	1,723
TY4	1,522	1,249	1,408
TH2	1,229	1,021	1,150
H3	0,993	0,834	0,940
TH3	0,752	0,682	0,768
H4	0,602	0,557	0,628
TH4	0,455	0,455	0,513

Çizelge 4.11 F ve G traktörlerindeki hız oranları

VİTES SEÇENEĞİ	MEVCUT	GEOMETRİK	JANTE
Y1	13,616	13,616	10,248
Y2	9,368	10,553	7,942
Y3	6,498	8,178	6,155
Y4	5,830	6,338	4,770
N1	4,536	4,912	3,697
N2	4,011	3,807	2,865
N3	2,782	2,951	2,221
N4	2,476	2,287	1,721
H1	1,942	1,772	1,334
H2	1,704	1,374	1,034
H3	1,182	1,064	0,801
H4	0,825	0,825	0,621

Çizelge 4.7, Çizelge 4.8, Çizelge 4.9, Çizelge 4.10 ve Çizelge 4.11 incelendiğinde D traktörü dışındaki traktörlerin mevcut hız kutularının kademelendirmesi ile geometrik kademelendirmenin birbirine yakın değerler ortaya çıkardığı görülmektedir. Ayrıca yine D traktörü dışında kalan altı modelde Jante kademelendirmesinin hız oranları incelendiğinde mevcut kademelendirmedeki en düşük ikinci vites (12+12 için Y2, 8+2 için N2) hız oranının, Jante kademelendirmesinde en düşük vites (12+12 için Y1, 8+2 için N1) hız oranına yakın değerlerde olduğu görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, yerli yapım bazı traktörlerin hız kutuları incelenmiş, mevcut kademelendirmeleri belirlenmiş ve hız kutularının geometrik kademelendirme, harmonik kademelendirme, Jante kademelendirmesi ile kademelendirmeleri durumunda ortaya çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir. Çalışmanın tamamlanmasıyla ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Tarımda kullanılan traktörler tasarlanırken dikkat edilecek en önemli hususlardan biri ilerleme hızı ve tekerlek çevre kuvveti değerleridir. Yapılan incelemelerle yerli yapım traktörlerdeki hız kutuları bu değerleri sağlayabilecek yapıdadır. Fakat hız kutularında yapılacak düzenlemelerle daha iyi sonuçlar gerçekleştirilebilir.

Traktörlerin maksimum moment ile maksimum gücün elde edildiği motor devirleri arasında çalıştırılması gerekmektedir. Ayrıca anma motor devri ile maksimum gücün elde edildiği motor devirlerinin birbirine yakın olması istenmektedir. Bunun sebebi hız kutusu tasarımında kullanılan maksimum ilerleme hızının motor anma devrinde olmasıdır. Bununla birlikte belirtilen devirlerdeki moment farkının yüksek olması bir vites seçeneğinde elde edilebilecek tekerlek çevre kuvveti değer aralığının artmasına sebep olmaktadır.

Geometrik kademelendirme ve Jante kademelendirmesinin bazı durumlarda birbirlerine üstünlükleri bulunmaktadır. Fakat en uygun kademelendirmenin traktör motoru ve lastik seçimine bağlı olmasından dolayı hız kutusu tasarımı yapılırken bu faktörleri de göz önünde bulundurmak gerekir.

Traktör ilerleme hızları dikkate alındığında, harmonik kademelendirmede 4-12 km h⁻¹ ilerleme hızlarını sağlayan vites sayısı fazla olması, istenilen bir özelliktir. Fakat harmonik kademelendirme sonucunda düşük vitesler arasında ortaya çıkan güç boşlukları tarımsal işlerde istenmeyen bir durum yaratmaktadır.

Progresif kademelendirmenin çok sayıda vites seçeneğine sahip olan traktörlerde uygun bir kademelendirme olmadığı görülmüştür. Çünkü hesaplamalar sonucu ilerleme hızları o kadar büyük çıkmaktadır ki traktörün o hızda hareket etmesi mümkün değildir. Bu tip kademelendirme vites sayısı az olan araçlar için kullanılabilir.

İncelenen hız kutularında,

- 8 ileri 2 geri vites seçeneği; 5 (4 ileri – 1 geri) vites ve yavaş - hızlı seçeneği ile,
- 12 ileri 12 geri vites seçeneği; 4 vites, 3 grup ve ileri – geri seçeneği ile,
- 16 ileri 8 geri vites seçeneği ise 4 vites, yol – tarla ve ileri hızlı – ileri normal – geri seçeneği ile sağlanmıştır.

İncelenen traktörlerde mevcut hız kutuları kullanıldığında ortaya çıkan tekerlek çevre kuvveti – ilerleme hızı eğrileri Ek 3’te verilmiştir. Bu eğriler incelendiğinde sürünge hıza sahip hız kutularında ortaya çıkan hız aktarım oranına bağlı olarak, traktörün geliştirebileceği tekerlek çevre kuvveti değerleri diğer traktörlere göre daha yüksektir (B ve E traktörleri). Ayrıca 8+2 vites seçeneğine sahip traktörlerde (A ve C traktörleri) güç boşlukları 12 + 12 ve 16 + 8 vites seçeneğine sahip traktörlere göre daha fazladır. Bu sonuçlardan anlaşıldığı üzere fazla vites seçeneğine sahip traktörlerde güç boşluklarında azalma gerçekleşmektedir.

Tarımsal işlerin yoğunlukla yapıldığı 4-12 km h⁻¹ ilerleme hızlarını sağlayan vites seçenekleri yeterli sayıdadır. Vites sayısının artması ile traktörlerden istenen özellikler sağlanmaktadır. Fakat çok fazla vites seçeneği arasında kararsız kalan operatörlerin, kabine yerleştirilecek göstergeler yardımıyla traktörü ekonomik olarak kullanabilmelerine imkân sağlanmalıdır.

İncelenen hız kutularının hız kırıışleri karşılaştırıldığında A, B, C ve E traktörlerinin ilerleme hızları arasında boşluklar oluşmakta, D, F ve G traktörlerinde bu boşluklar ortaya çıkmamaktadır. A, B, C ve E traktörlerinin hız kırıışlerindeki boşlukları ortadan kaldırmak için kullanılan hız kutularının grup viteslerindeki hız oranının düzenlenmesi yoluna gidilmelidir.

Ele alınan traktörlerinin hız kutularının en geniş ve en dar hız oranları dikkate alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda, D traktörü dışındaki traktörlerin mevcut hız kutularının kademelendirmesi ile geometrik kademelendirmede ortaya çıkan hız oranları birbirine yakın değerlerdir.

Yapılan kademelendirme hesaplarına bağlı olarak hız kutusunda yapılabilecek değışiklikler sonucunda ortaya çıkabilecek hız oranları ortaya

konmuştur. Araştırmacılara, bu hesaplardan yararlanarak uygun hız kutuları tasarlamaları önerilebilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Akın, E.**, 2011, Traktör Şanzıman Parametrelerinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 51s
- Anonim**, Tarım Alet ve Makinaları Test Merkezi Traktör Test Sonuçları (Basılmamış)
- Anonymous**, 2011 ‘Deere’s Mechanical Transmission to Rival CVT Efficiency’’, <http://www.profi.com/news/Deere-s-mechanical-transmission-to-rival-CVT-efficiency-604691.html>, Erişim Tarihi: 12/12/2011
- Barger, E.L., Carleton, W.M., McKibben, E.G. and Bainer, R.**, 1952, Tractors and Their Power Units, London, 478 p.
- Baumann, J. and Klittich, M.**, 2008, Dynamic System Simulation for Model Based Design of Tractor Power Train Components, V D I-V D E - VERLAG GMBH, Germany, 19-26.
- Betz M.**, 1991, Hydrostatic Transmission Application Considerations for Commercial Turf Maintenance Vehicles, ASAE, 15p.
- Bietresato, M., Friso, D. and Sartori, L.**, 2012, Assessment of the Efficiency of Tractor Transmissions Using Acceleration Tests, Construction and Plant Engineering, 171-180.
- Browning, E.P.**, 1978, Design of Agricultural Tractor Transmission Elements, American Society of Agricultural Engineers, 31 p.
- Chancellor, W.J. and Thai, N.C.**, 1984, Automatic Control of Tractor Transmission Ratio and Engine Speed, American Society of Agricultural Engineers, 642-646.
- Chancellor, W.J. and Witt, C.B.**, 1988, Field Experience with Automatic Engine/Transmission Control for a Farm Tractor, ASAE, USA, 1033-1037.
- Codeca, F., Tanelli, M., Savaresi, S.M., Frignati D., Taroni, F. and Tescedda F.**, 2008, Management of Angular Speed Sensors for Control at the PowerzeroCondition of a Continuously Variable Transmission: a Describing-Function Approach, Professional Engineering Publishing LTD, 2269-2282.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Doğan, T.**, 1988, Yerli Yapım Bazı Traktörlerin Dişli Kutuları Üzerinde Bir Araştırma, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarımsal Mekanizasyon Anabilim Dalı, 80s
- Gil-Sierra, J., Ortiz-Cañavate, J., Gil-Quirós, J. and Casanova-Kindelán, J.**, 2007, Energy Efficiency in Agricultural Tractors: a Methodology for Their Classification, ASABE, USA, 145-150.
- Goering, C.E. and Hansen, A.C.**, 2004, Engine and Tractor Power 4th Edition, American Society of Agricultural and Biological Engineers, 483p.
- Goodyear**, 1989, Goodyear Agricultural Tyre Handbook
- Harms, L. and Guse, W.**, 2000, Electric/Hydraulic Proportional Control Valves and Their Use in Agriculture Powershift Transmissions, American Society of Agricultural Engineers, USA, 9p.
- Harzadın, G.**, 1969, Montajı Türkiye’de Yapılan Traktörler Üzerine Bir Araştırma, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları, Ankara, 130s.
- Heisler, H.**, 2002, Advanced Vehicle Technology (2nd edition), Formerly Principal Lecturer and Head of Transport Studies, London UK, 654p.
- Huwendiek, O., Bailly, G. and Grad, K.**, 2004, Continuously Variable Transmission ZF-Eccom: Components and Control Structures, V D I-V D E - VERLAG GMBH, Germany, 17-22.
- Janulevičius, A. and Giedra, K.**, 2008, Analysis of Main Dynamic Parameters of Split Power Transmission, Dept of Transport and Power Machinery Lithuanian University of Agriculture, Journal Of Terramechanics, 44, 112–118.
- Johnson, L.M., Hamburger, J.A. and Crossley, D.W.**, 2005, Oklahoma State University’s Experience with IVT Transmissions on Quarter Scale Tractors, ASAE, 20p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Jones, F.R., Aldred, W.H.**, 1980, Farm Powers and Tractors, Fifth Editon, Mc Graw Hill, 454p.
- Kadayıfçılar, S.**, 1991, Tarım Traktörleri Tasarım Esasları. Türkiye Zirai Donatım Kurumu Genel Müdürlüğü, 197s, Ankara
- Keçecioğlu G., ve Gülsoylu, E.**, 2005, Tarım Traktörleri, Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi, 232s.
- Kempermann, C., Sturmer, B. and Kunelius, J.**, 2009, Gear Ratio Meets Hydrostatics Cooperation for Development of a Power Split Drive Concept of a Valtra CVT Tractor with Linde Hydraulics Hydrostatic Variator, V D I-V D E - VERLAG GMBH, Cilt ve virgöl, Germany, 55-60.
- Kichler, C.M., Fulton, J.P., Raper, R.L., Zech, W.C., McDonald, T.P. and Schwab, E.B.**, 2008, Effects of Transmission Speed Selection on Equipment Performance During Tillage Operations, ASABE, Cilt ve virgöl, USA, 11p.
- Kim, D.C., Ryu, I.H. and Kim, K.U.**, 2001a, Analysis of Tractor Transmission and Driving Axle Loads, American Society of Agricultural Engineers, USA, 751–757.
- Kim, J.H., Kim, K.U. and Wu, Y.G.**, 2001b, Analysis of Transmission Load of Agricultural Tractors, Journal of Terramechanics, 37, 113-125.
- Kim, D.C., Kim K.U., Park, Y.J. and Huh J.Y.**, 2007, Analysis of Shifting Performance of Power Shuttle Transmission, Journal of Terramechanics, 44, 111-122.
- Kolator, B. and Bialobrzewski, I.**, 2011, A simulation model of 2WD tractor performance, Computers and Electronics in Agriculture, 76, 231-239.
- Kunz, A.**, 2006, Development of a Universal Tractor Transmission Oil (UTTO) Based on Renewable Raw Materials, Werkstofftech, Germany, 191-201.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Lang, K.R.**, 2000, Continuously Variable Transmissions An Overview of CVT Research Past, Present, and Future, 11p.
- Lechner, G. and Naunheimer, H.**, 1999, Automotive Transmissions Fundamentals Selection Design and Application, Springer, Germany, 447p.
- Liljedahl, B.J., Turnquist, P.K., Smith, W.D. and Hoki, M.**, 1989, Tractor and Their Power Units, Fourth Edition, Van Nostrand Reinhold Company, USA, 464p.
- Macor, A. and Rossetti A.**, 2011, Optimization of Hydro-Mechanical Power Split Transmissions, Elsevier, Italy, 1901-1919.
- Molari, G. and Sedoni, E.**, 2008, Experimental Evaluation of Power Losses in a Power-Shift Agricultural Tractor Transmission, Italy, 177-183.
- Molari, G., Molari, P.G., Pagliarini S. and Sedoni E.**, 2008, Evaluation of Oil Flows for the Lubrication of an Agricultural Tractor Transmission, ASABE, USA, 791-796.
- Moses, B.D. and Frost, K.R.**, 1952 Farm Power, USA, 484p
- Ortiz-Canavate, J., Gil-Sierra, J., Casanova-Kindelan, J. and Gil-Quiros, J.**, 2009, Classification of Agricultural Tractors According to the Energy Efficiencies of the Engine and the Transmission Based on OECD Tests, American Society of Agricultural Engineers, USA, 475-480.
- Pacey, D.A., Turnquist, R.O. and Clark, S.J.**, 1983, A Coefficient Model for a Hydrostatic Transmission, American Society of Agricultural Engineers, USA, 669-677.
- Piros, A. and Farkas, Z.**, 2012, Fuzzy-Based Evaluation of a Specific Drive Train, Hindawi Publishing Corporation **Renius, K.T. and Resch, R.**, 2005, Continuously Variable Tractor Transmissions, ASAE, USA, 37p.
- Ryu, I.H., Kim, D.C. and Kim, K.U.**, 2003, Power Efficiency Characteristics of a Tractor Drive Train, ASAE, USA, 1481-1486.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Sezgin, N., ve Kutlar, A.**, 2000, Milenyum'da Yeni Bir Aktarma Organı Kavramı CVT (Sürekli Değişken Tranmisyon), Mühendis ve Makina, 41 (481), 15-23.
- Türkiye İstatistik Kurumu**, Türkiye'deki traktörlerin sayısı, <http://www.tuik.gov.tr/PreTabloArama.do?metod=search&araType=vt> Erişim tarihi: 11/07/2013
- Wold, M.T. and Bon, T.A.**, 2009, Electronic Control of a Belt Continuously Variable Transmission for a Quarter Scale Tractor, ASABE, USA, 12p.
- Xu, L., Zhou, Z., Zhang M. and Niu, Y.**, 2009, Multi-range Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission of Tractor, Trans Tech Publications LTD, RPC, 628-629.
- Zhang, Z., Zhou, Z., Xie, J. and Xi Z.**, 2008, Modeling and Control Simulation for Farm Tractors with Hydromechanical CVT, IEEE, RPC, 908-913.
- Zhang, H.X., Han, Y., Chen, F., and Wen, J.**, 2012, Detection for the Automatic Transmission of the Tractor Based on Spectroscopic Technology, Applied Mechanics and Materials, 117-119, 129-133p
- Zhou, Z., Cao, Q., Xu, L. and Zhang, M.**, 2009, A Study on the Velocity Ratio Control of the Tractor Continuously Variable Transmission, ICICTA: 2009, 731-734.
- Zhou, Z., Ding, J., Xu, L., Xing, M. and Liu, Y.**, 2012, Optimal Control for Tractor Automatic Transmission Shift Process, Trans Tech Publications LTD, 468-471.

ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında İzmir'de doğan Fırat KÖMEKÇİ, ilk öğrenimini Eşrefpaşa İlkokulu ve orta öğrenimini Fevzi Çakmak İlköğretim Okulu'nda tamamladı. 2004 yılında Karşıyaka Atakent Anadolu Lisesi'nden mezun olduktan sonra 2005 yılında Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Ziraat Mühendisliği Bölümü'nde okumaya başladı. Adı geçen bölümden 2009 yılında mezun oldu. 2010 yılı güz döneminde Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2011 Şubat ayından itibaren Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

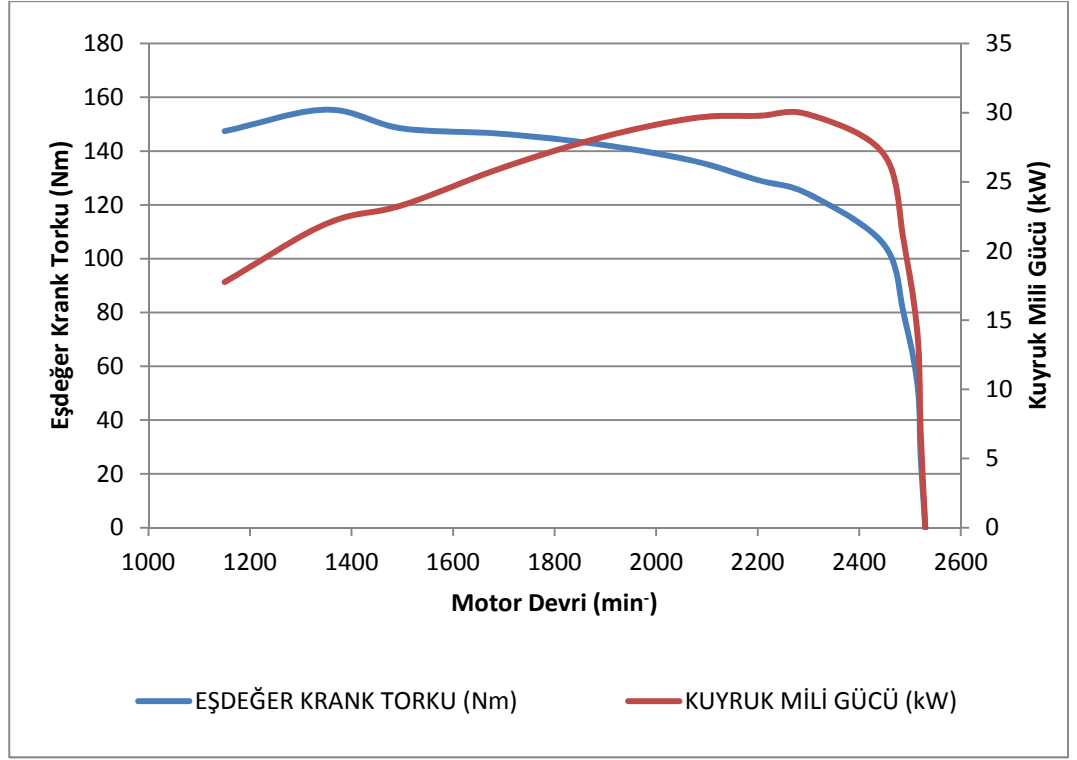
EKLER

Ek 1 Traktörlerin Motor Karakteristik Eğrileri (Anonim)

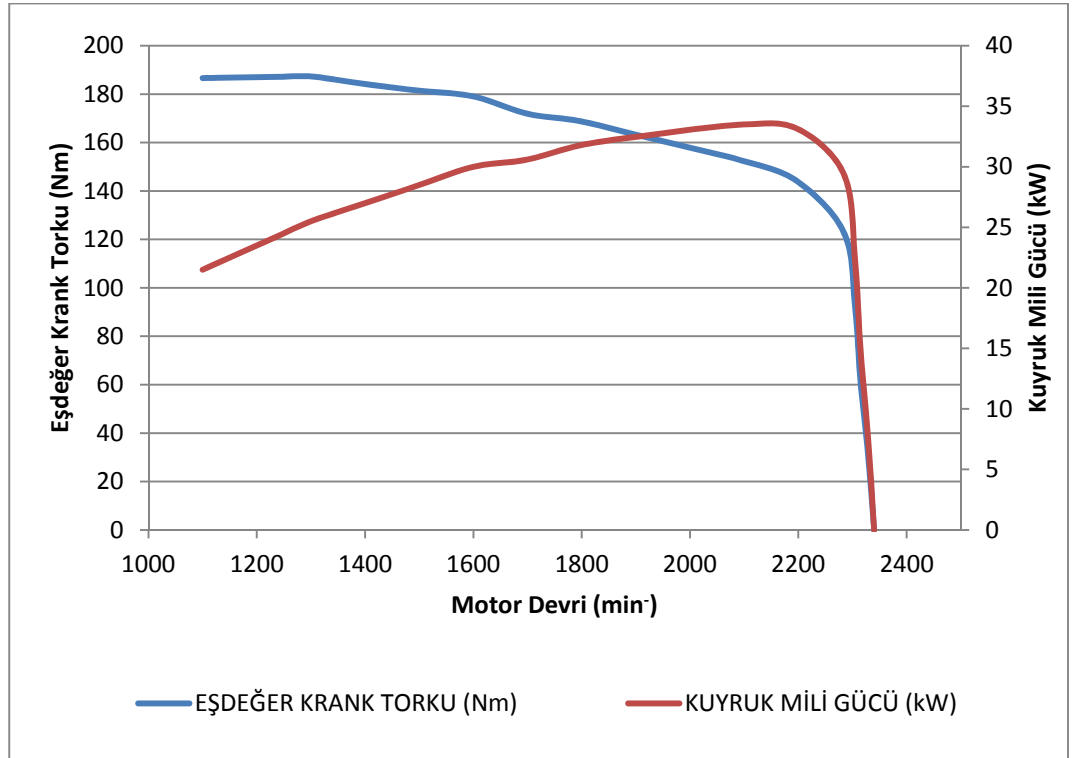
Ek 2 Traktörlerin Güç Akış Diyagramları

Ek 3 Traktörlerin Tekerlek Çevre Kuvveti – İlerleme Hızı Diyagramları

EK 1

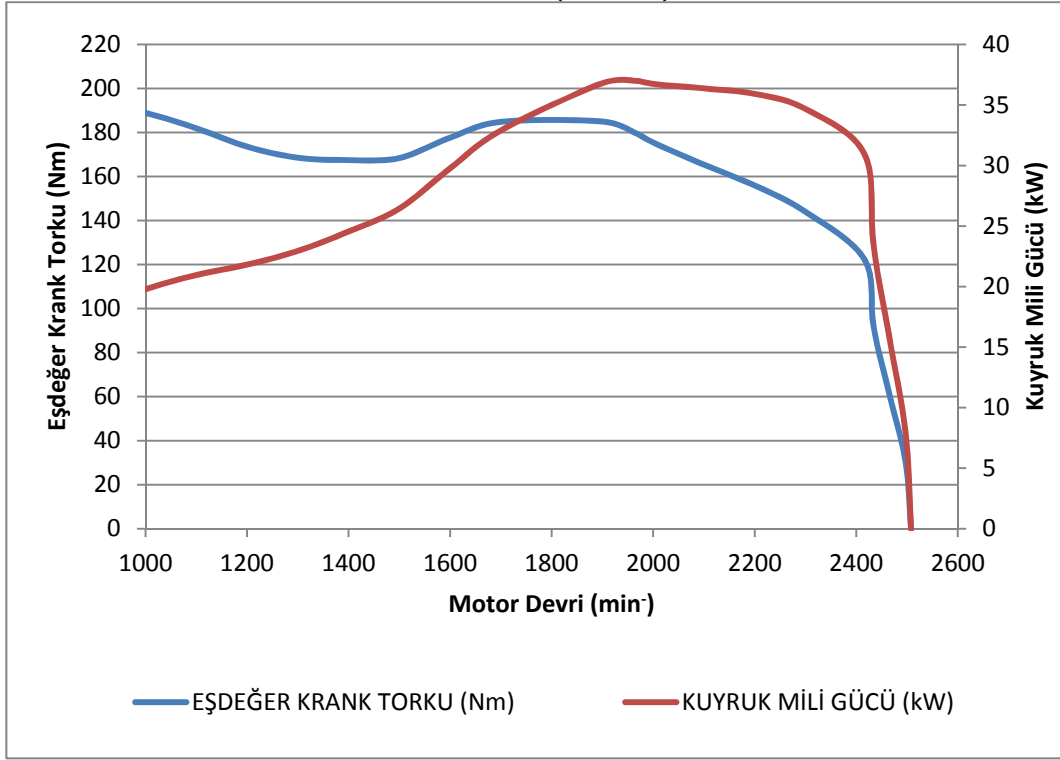


A traktörünün motor karakteristik eğrileri

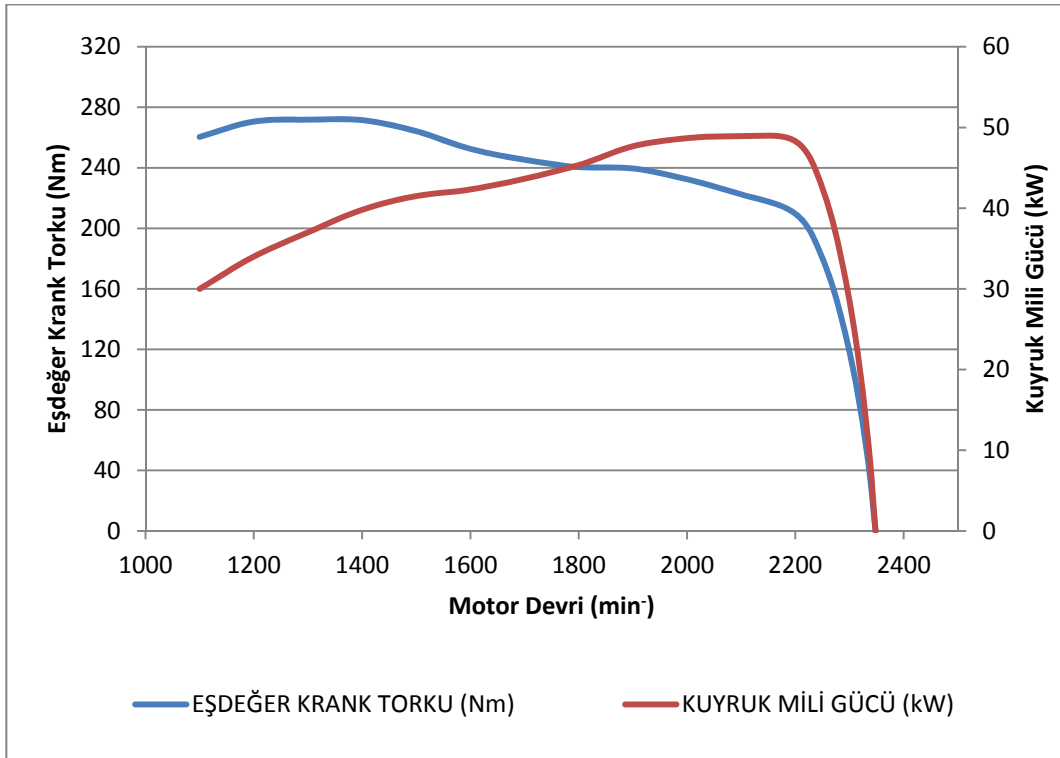


B traktörünün motor karakteristik eğrileri

EK 1 (devamı)

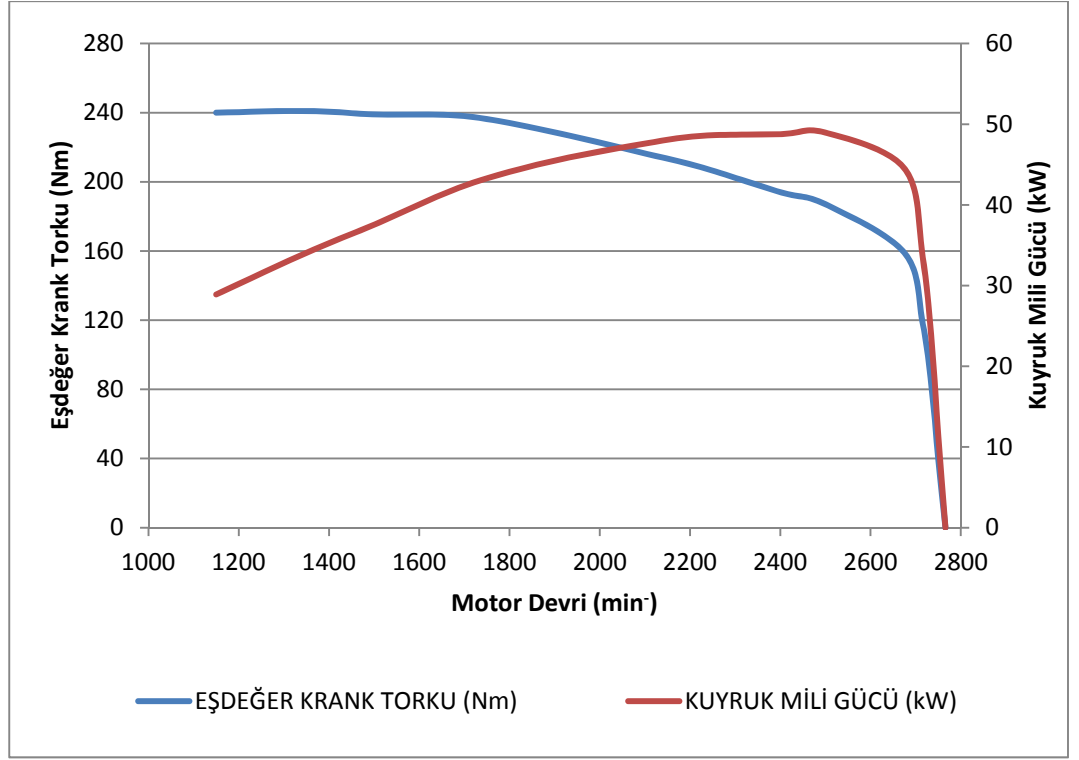


C traktörünün motor karakteristik eğrileri

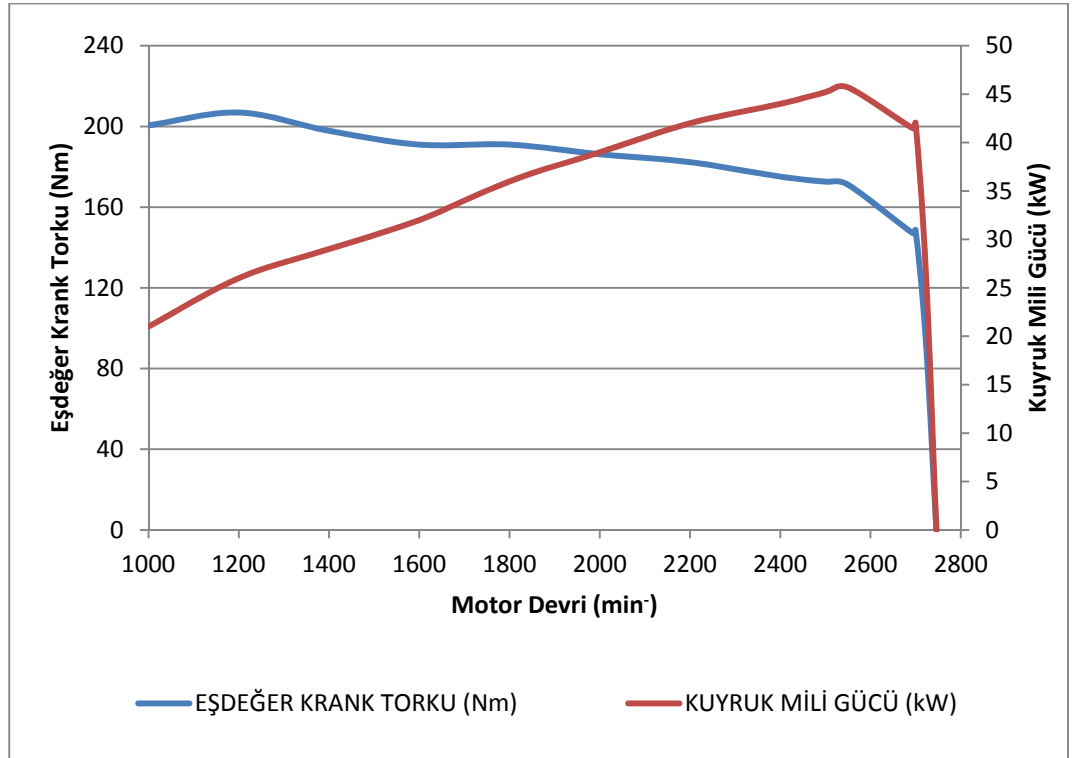


D traktörünün motor karakteristik eğrileri

EK 1 (devamı)

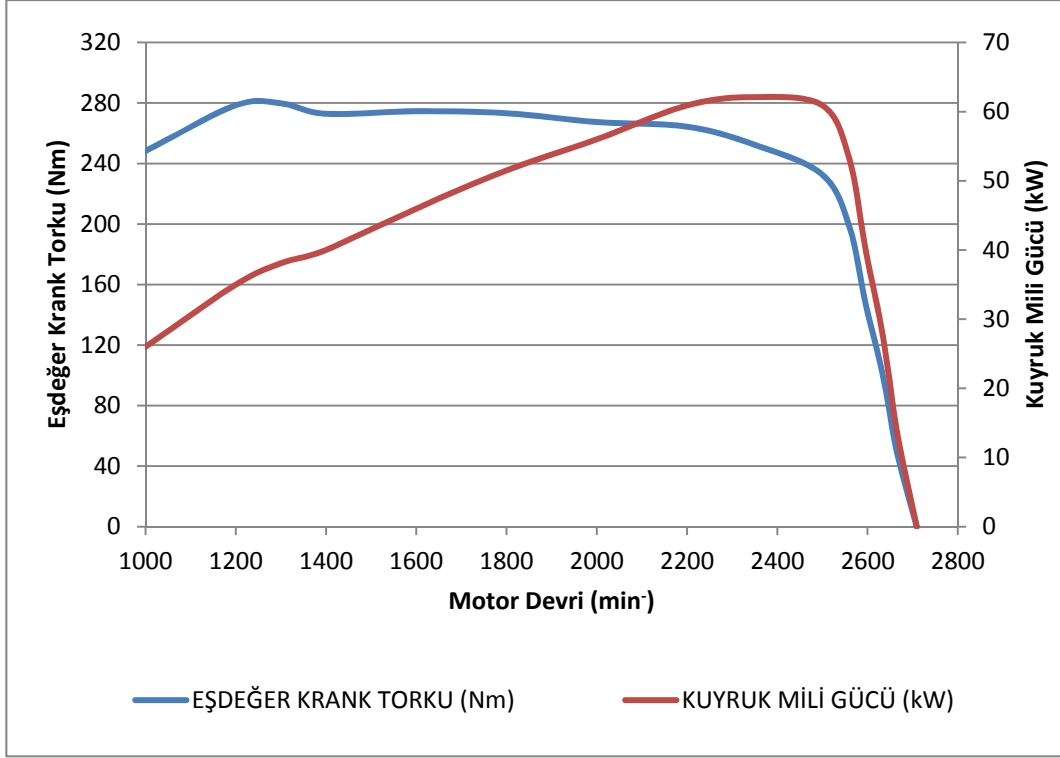


E traktörünün motor karakteristik eğrileri



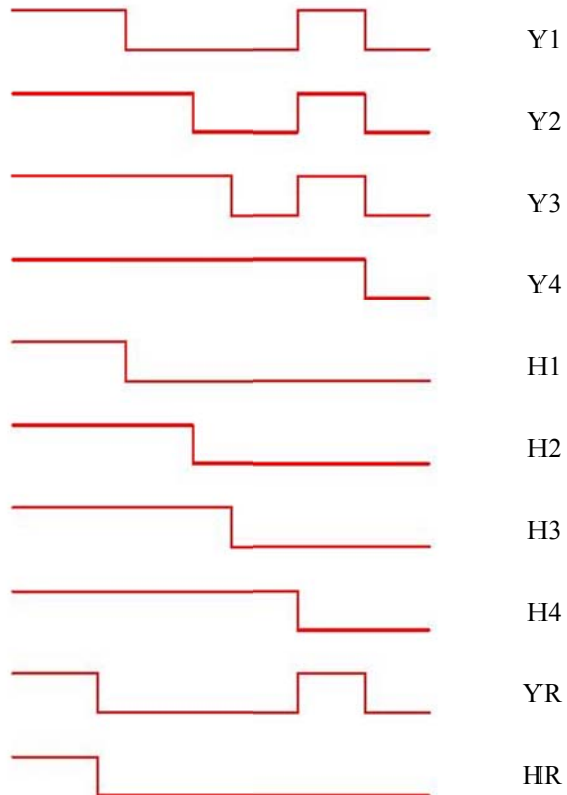
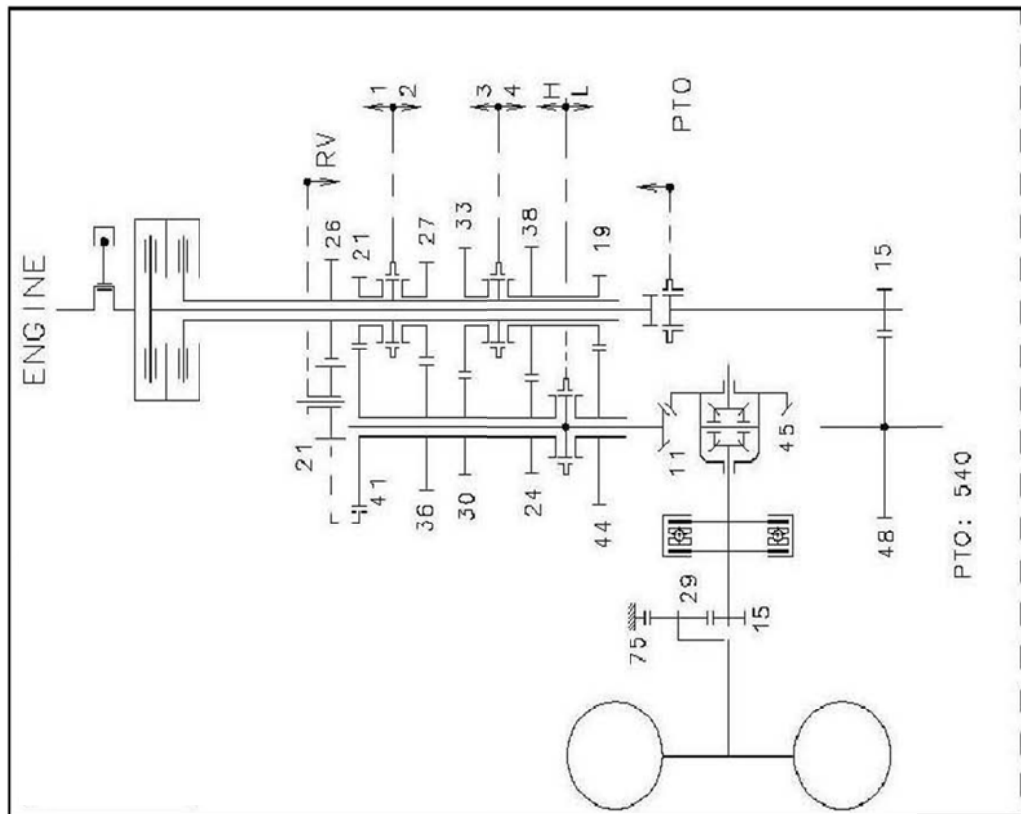
F traktörünün motor karakteristik eğrileri

EK 1 (devamı)



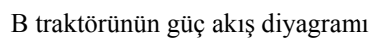
G traktörünün motor karakteristik eğrileri

EK 2

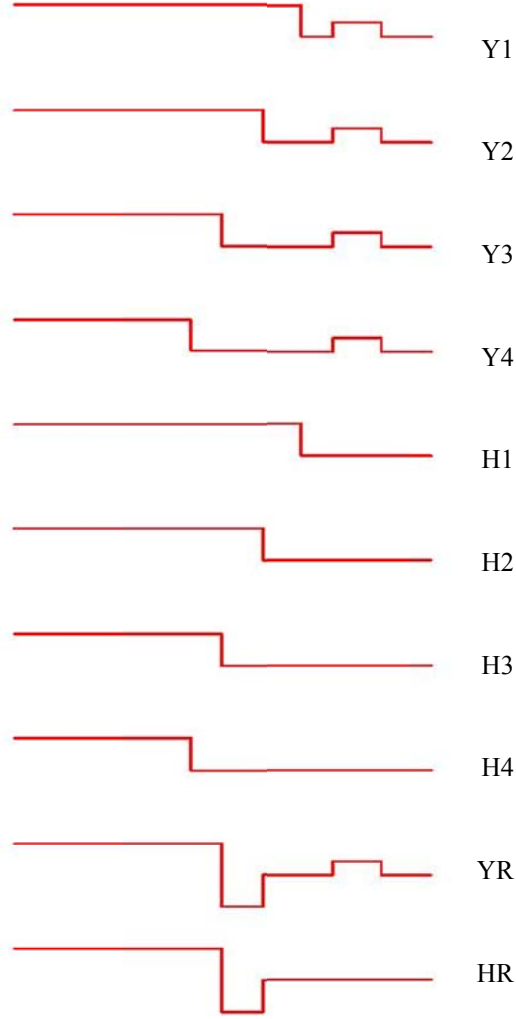
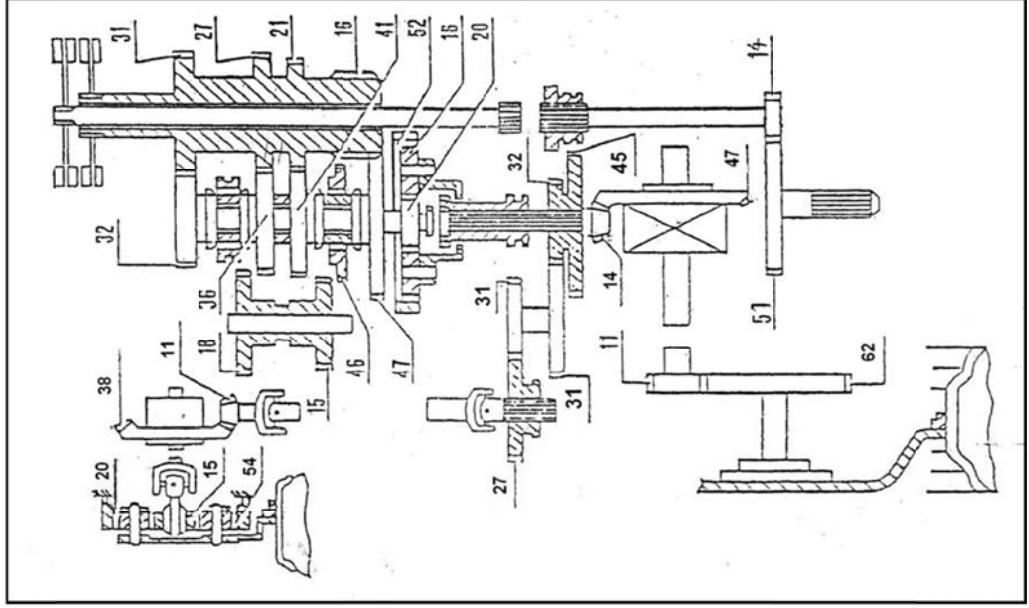


A traktörünün güç akış diyagramı

The schematic diagram illustrates the electrical control circuit for the 721 RPM motor. It features a main power supply connected to a 721 RPM motor through a series of relays and switches. The circuit includes a 220V AC source, a 220V AC switch, and a 220V AC fuse. The motor is controlled by a combination of manual and automatic means, including a 220V AC stop button, a 220V AC start button, and a 220V AC stop button. The motor's speed is regulated by a 220V AC speed selector switch, which can be set to 220V, 180V, or 150V. The motor's direction is controlled by a 220V AC forward/reverse selector switch, which can be set to REV, FWD, or STOP. The motor's current is monitored by a 220V AC current meter, which is connected to the motor's winding.

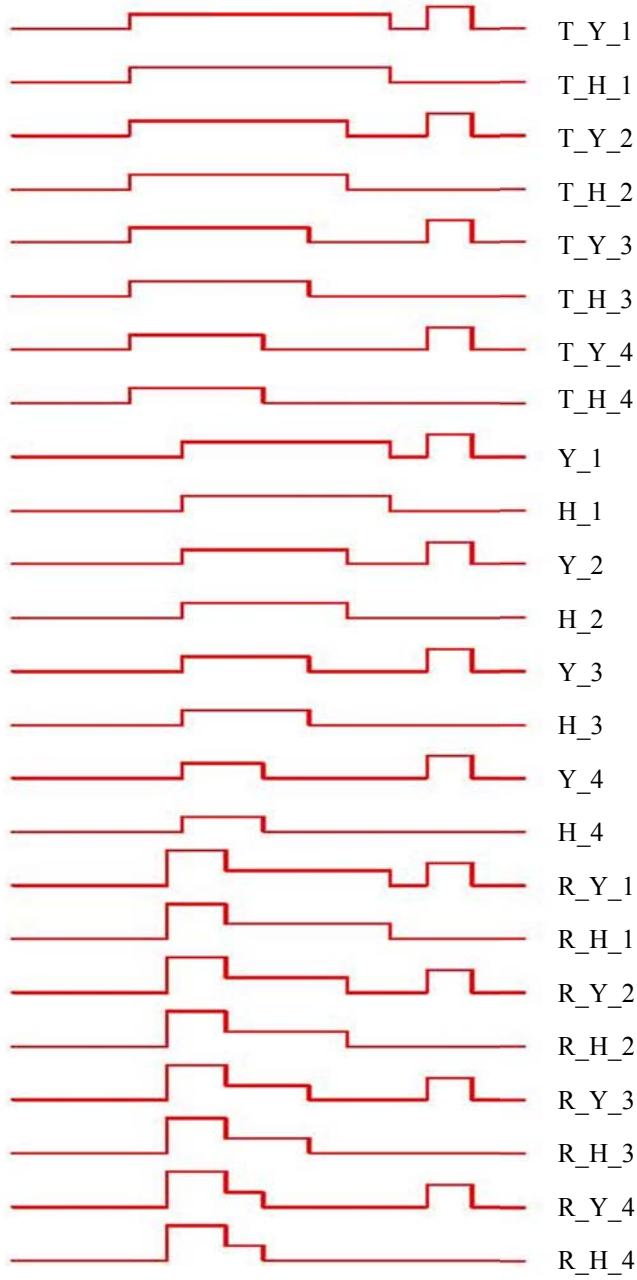
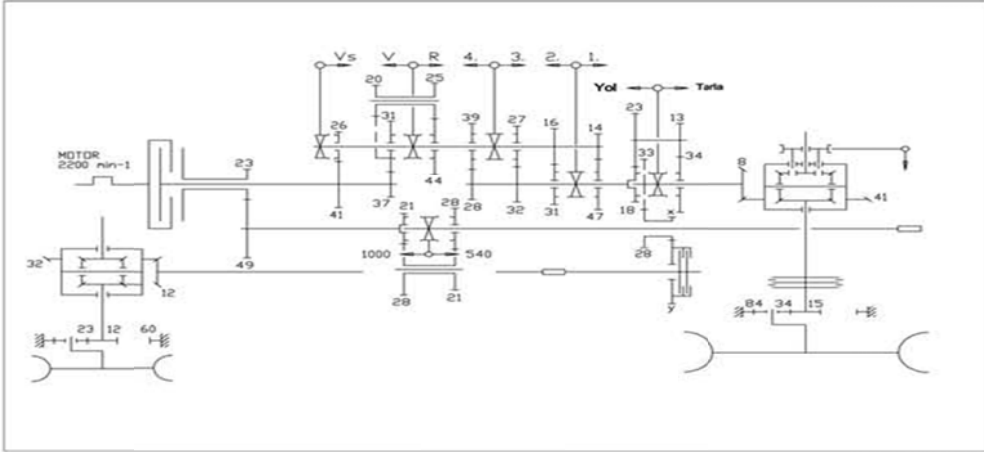


EK 2 (devamı)



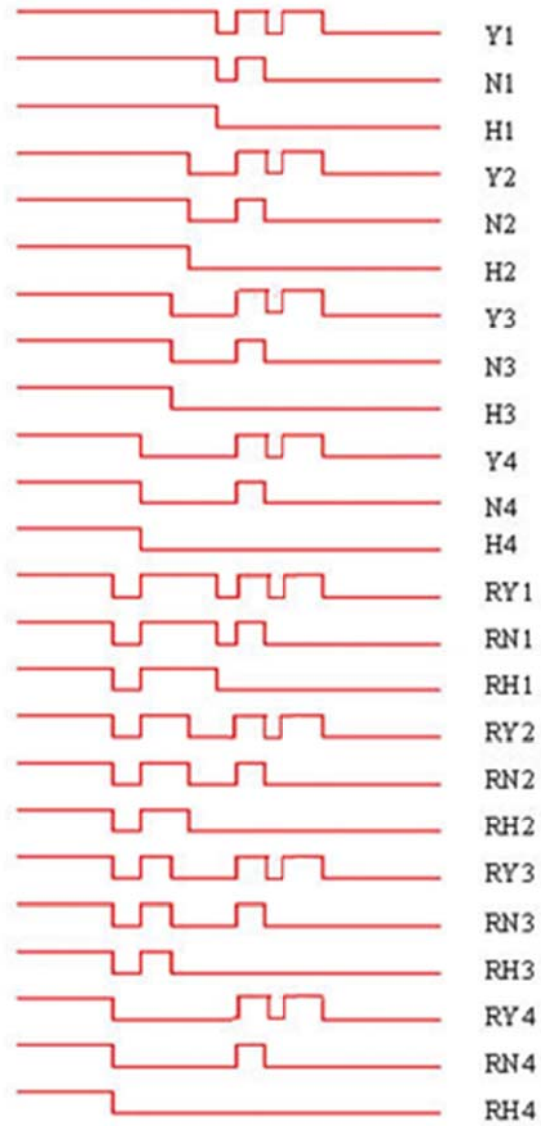
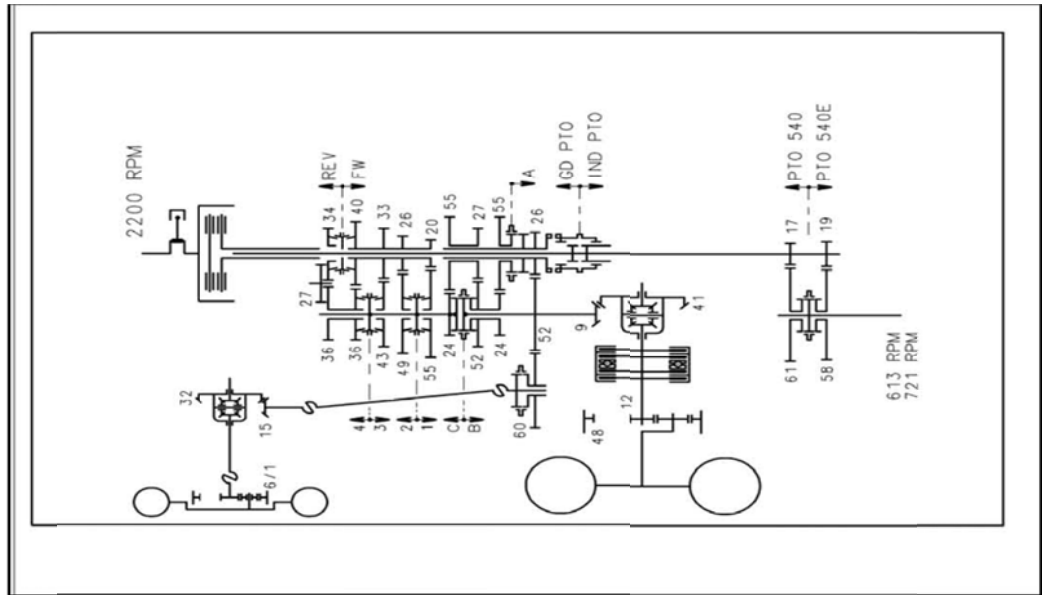
C traktörünün güç akış diyagramı

EK 2 (devamı)



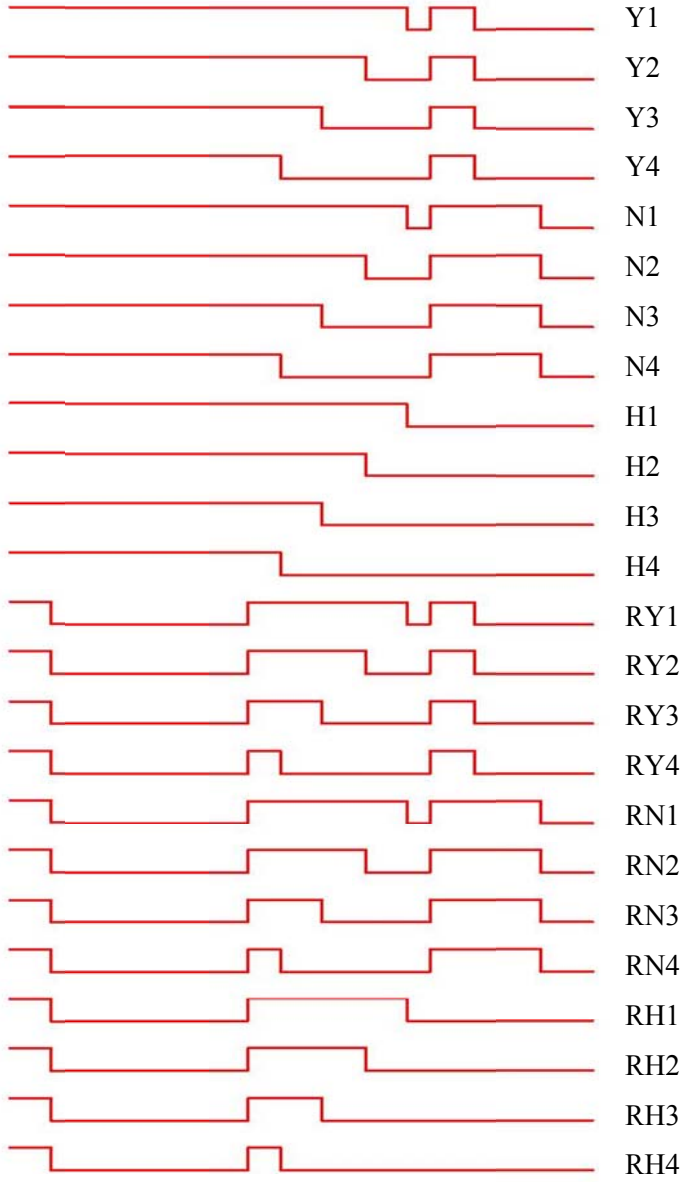
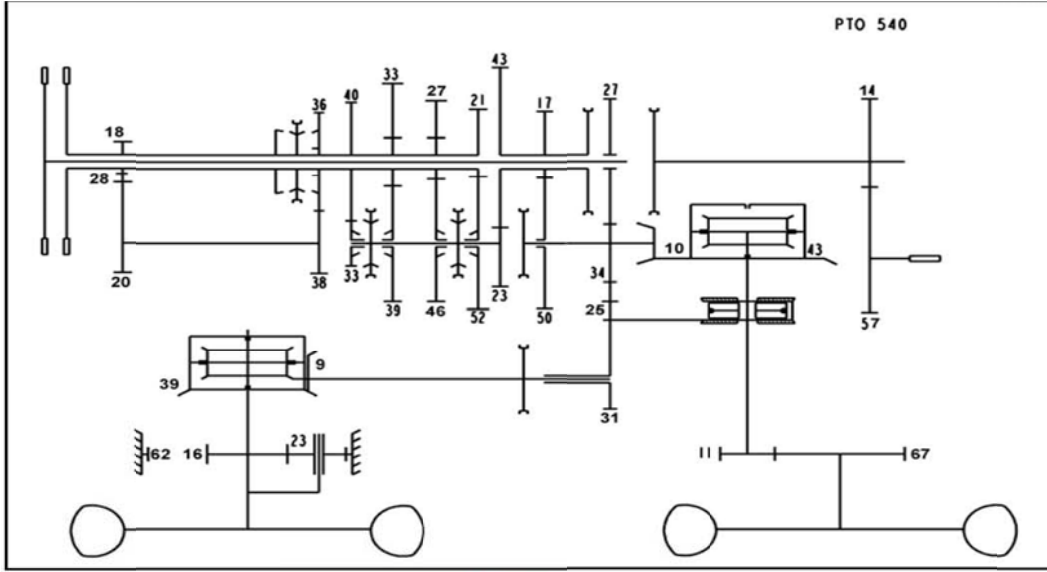
D traktörünün güç akış diyagramı

EK 2 (devamı)



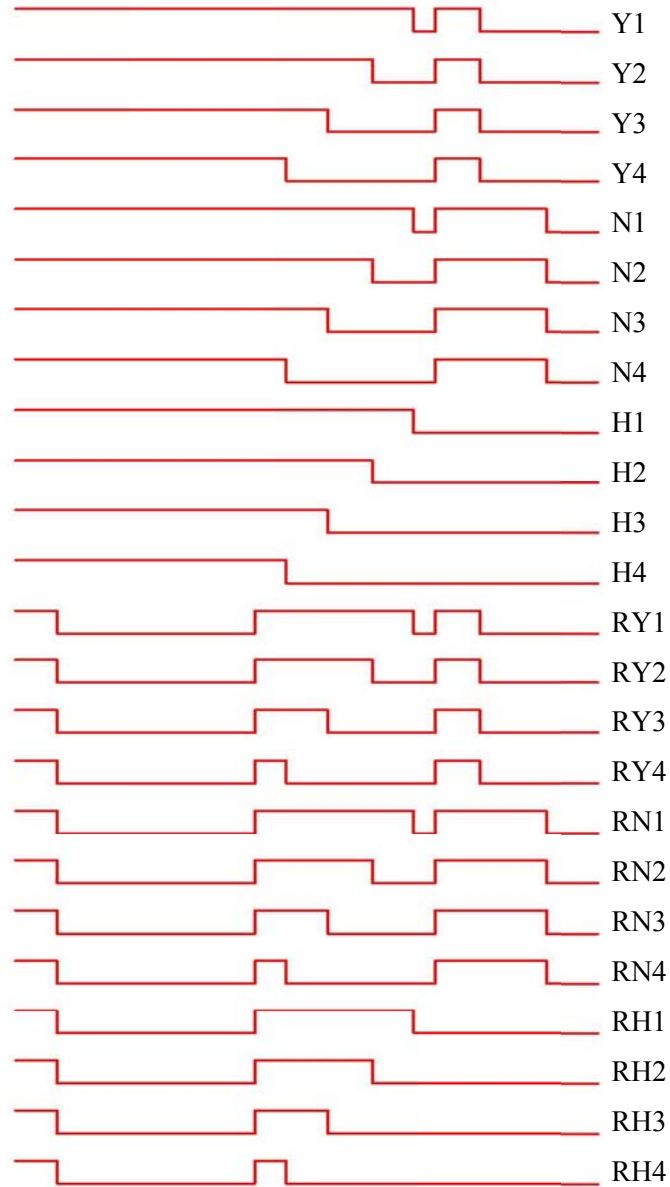
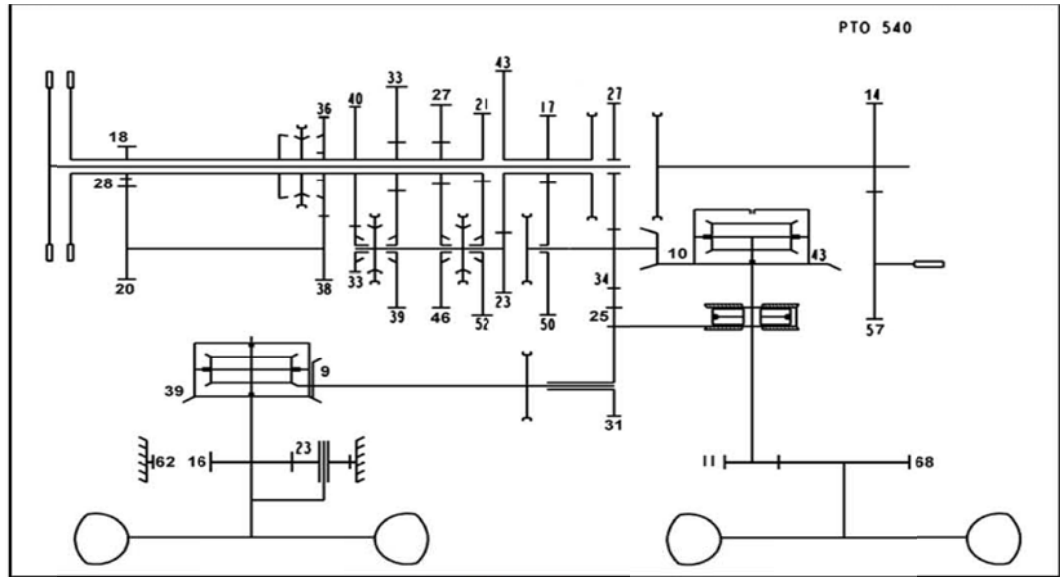
E traktörlerinin güç akış diyagramı

EK 2 (devamı)

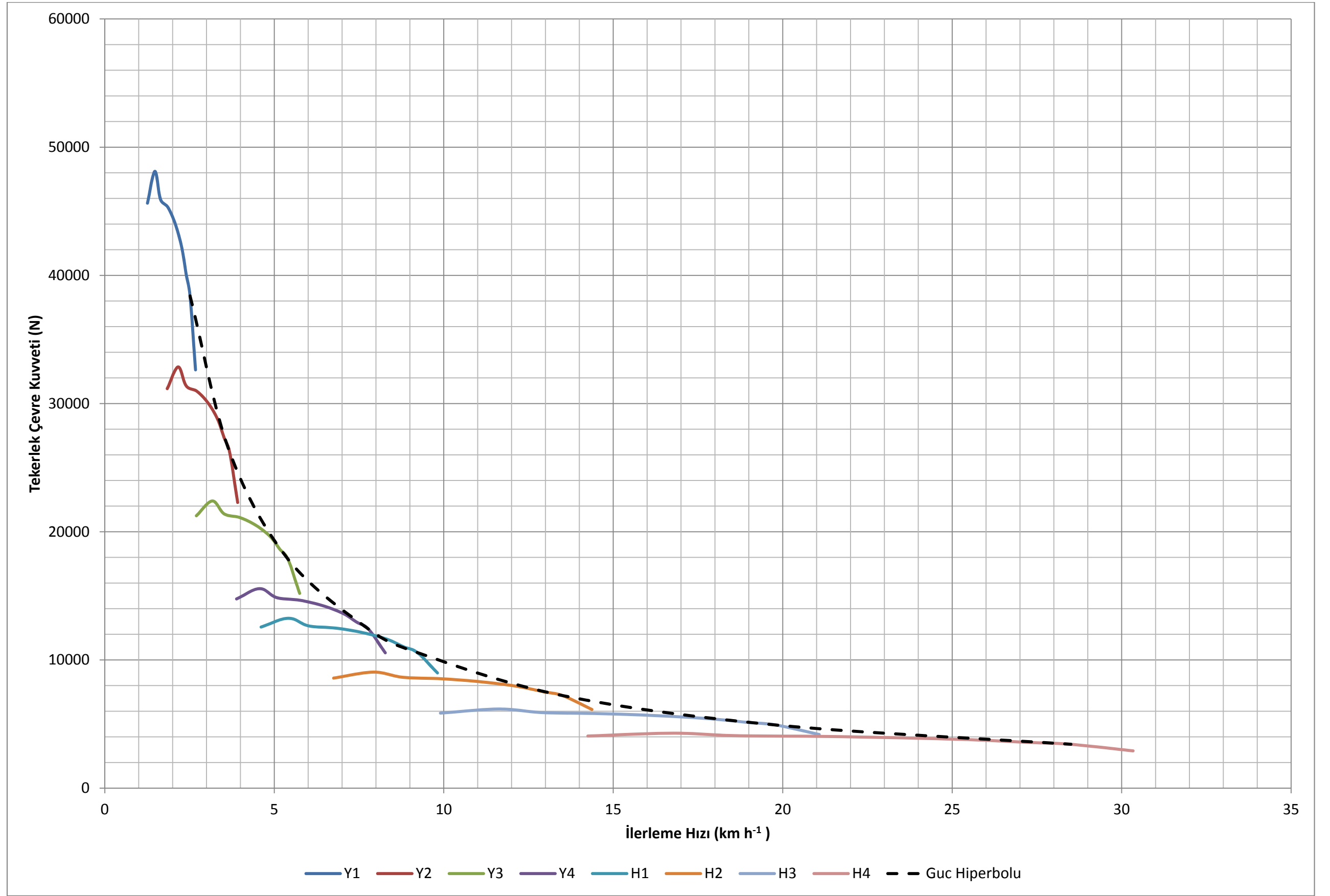


F traktörünün güç akış diyagramı

EK 2 (devamı)

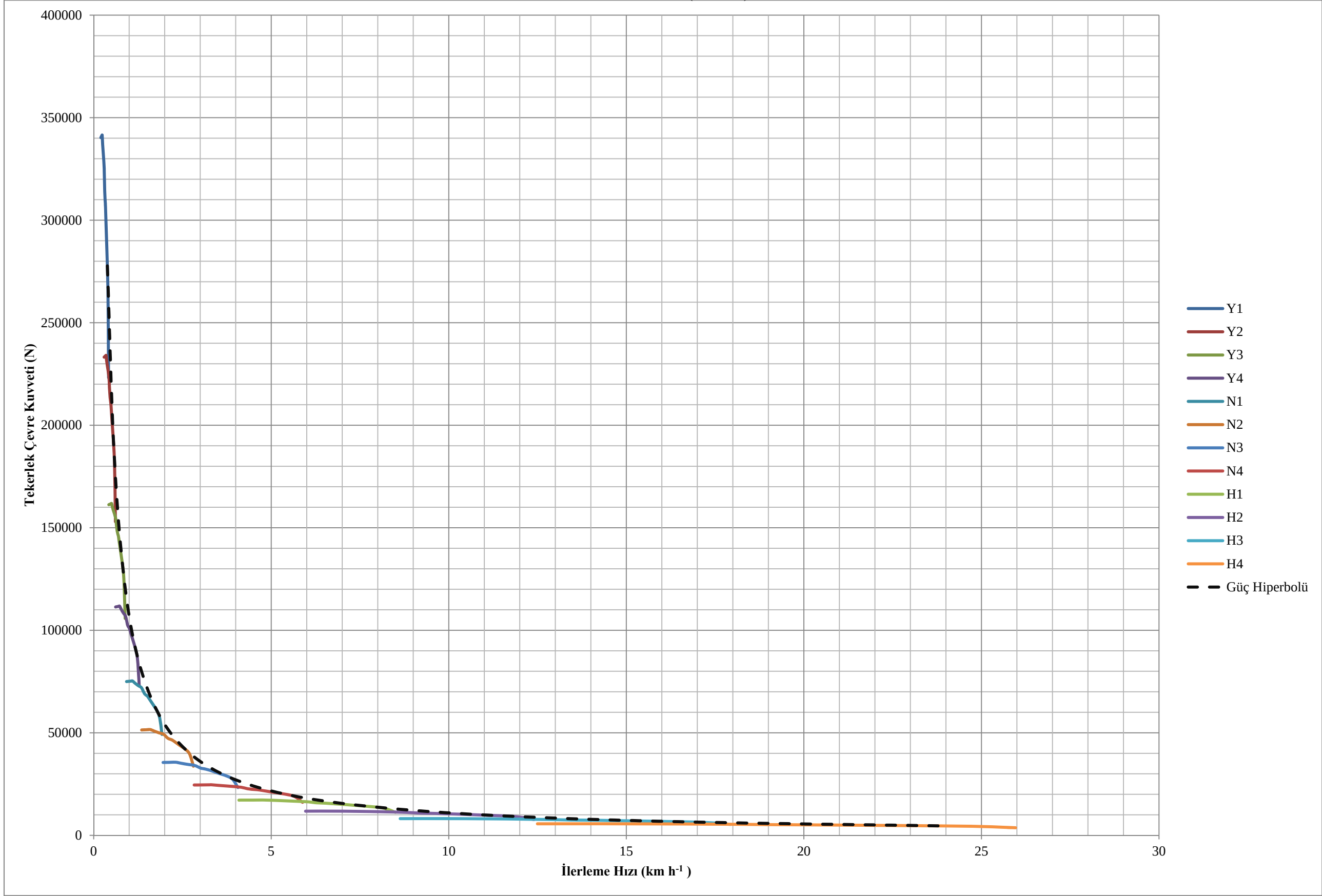


G traktörünün güç akış diyagramı



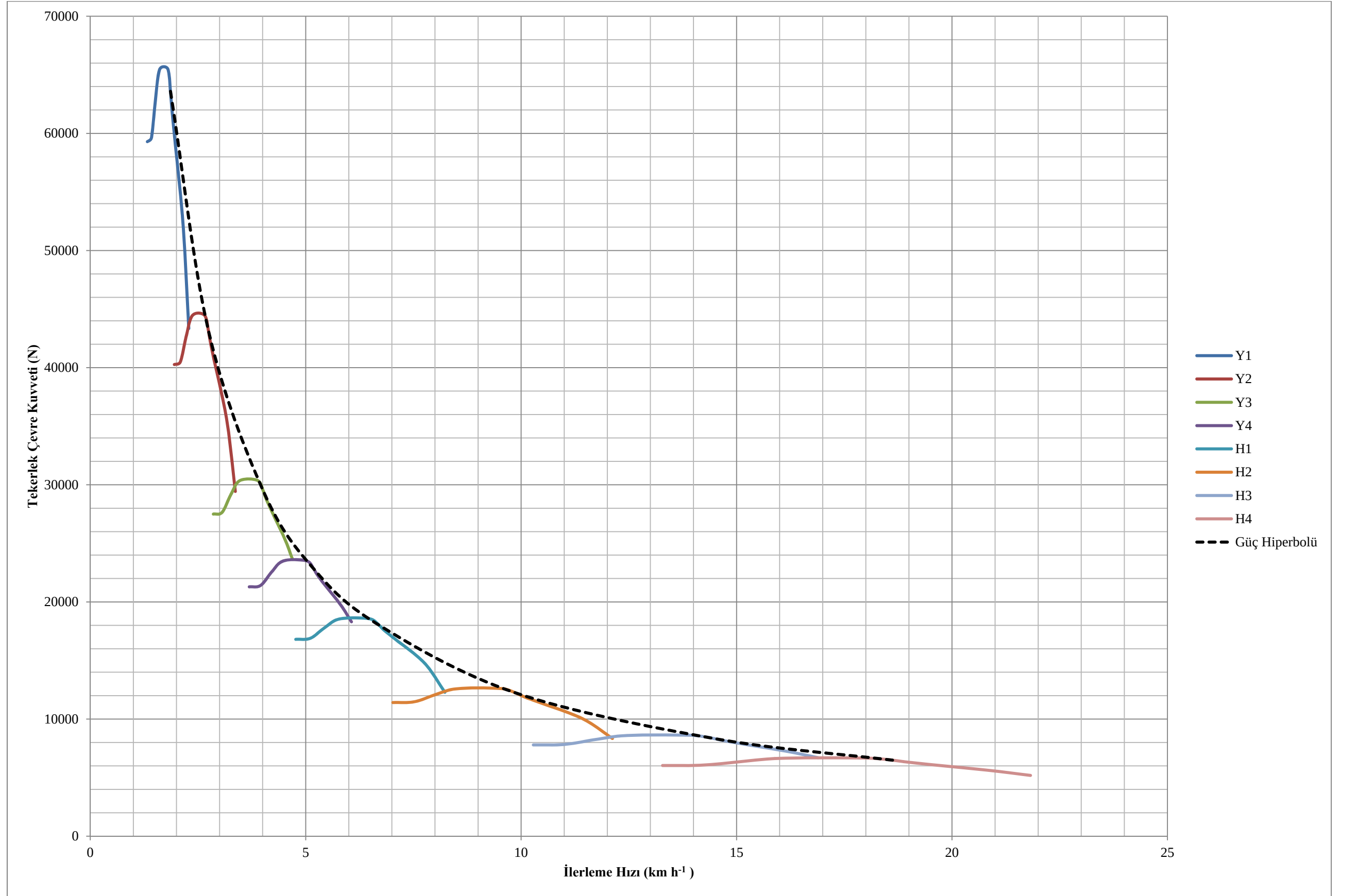
A traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



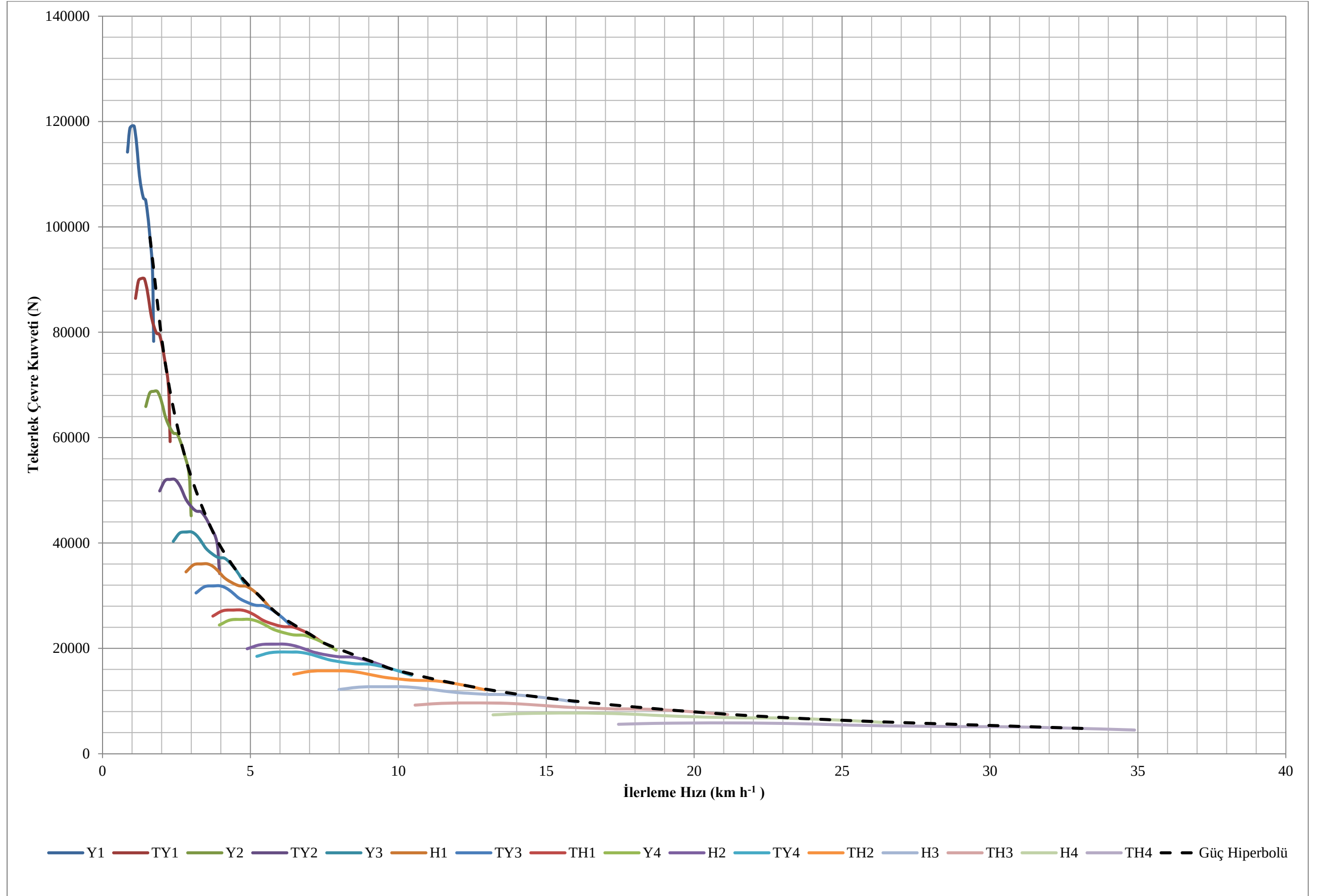
B traktörünün tekerlek çevre kuvveti ilerleme-hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



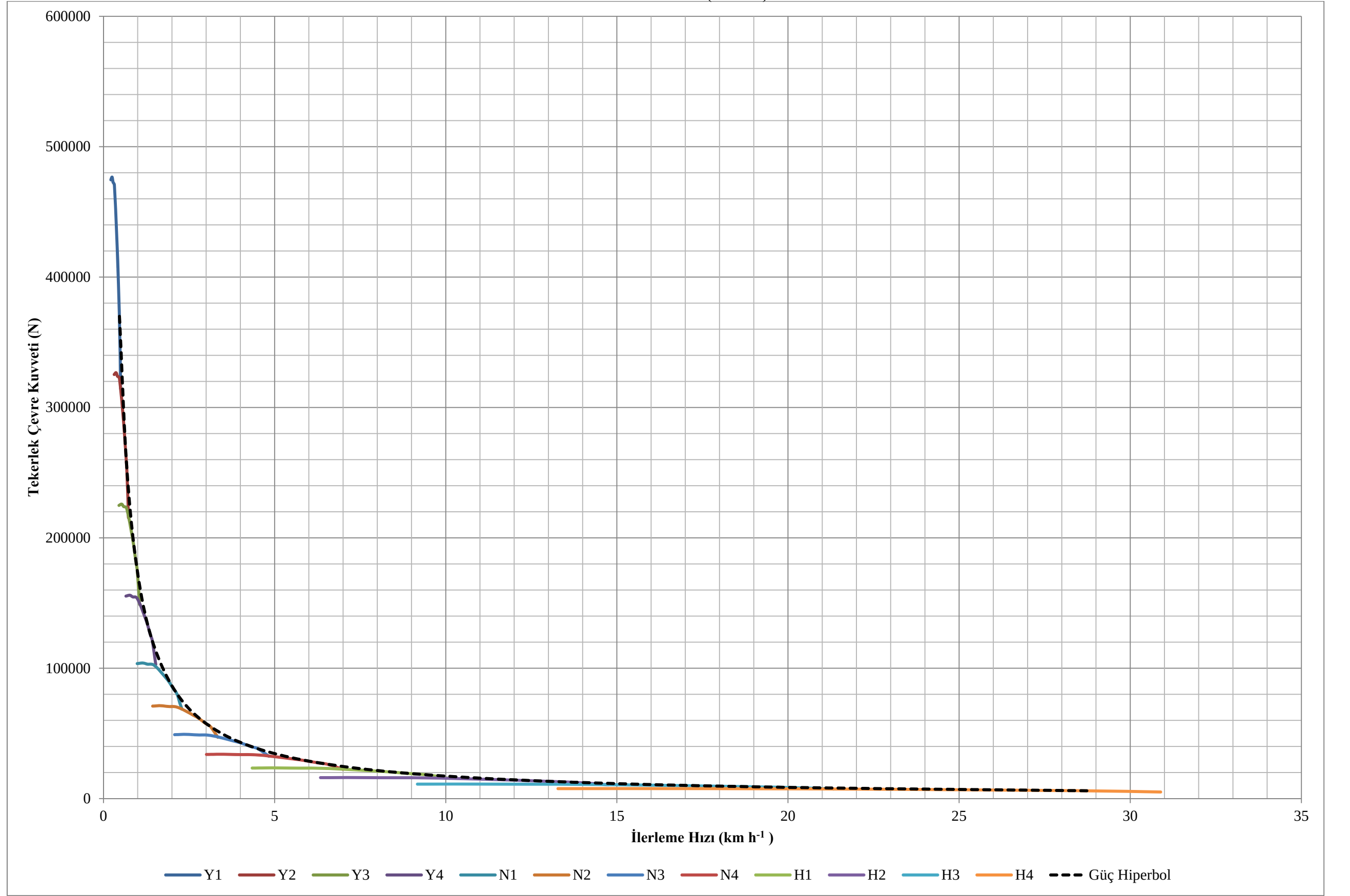
C traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



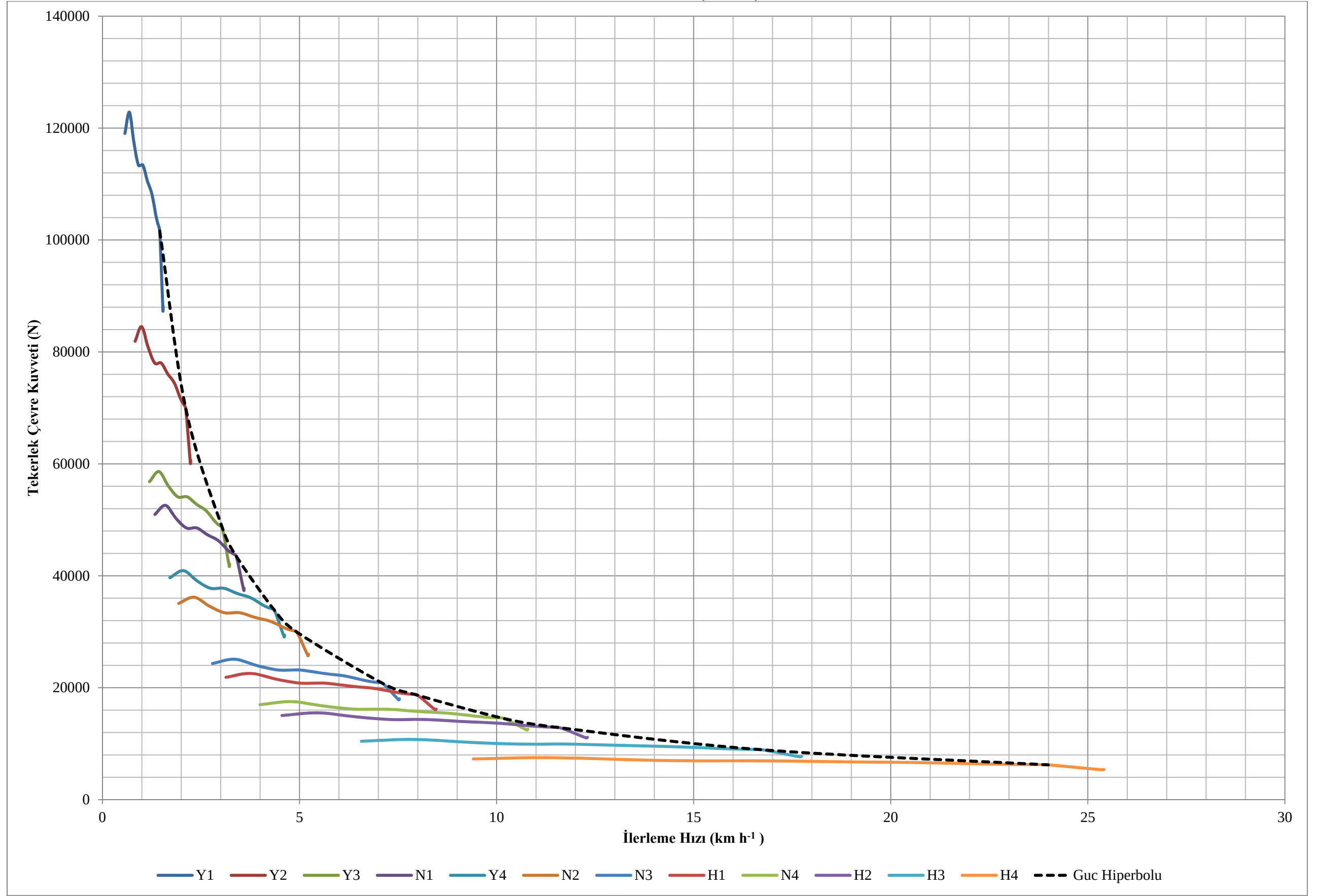
D traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



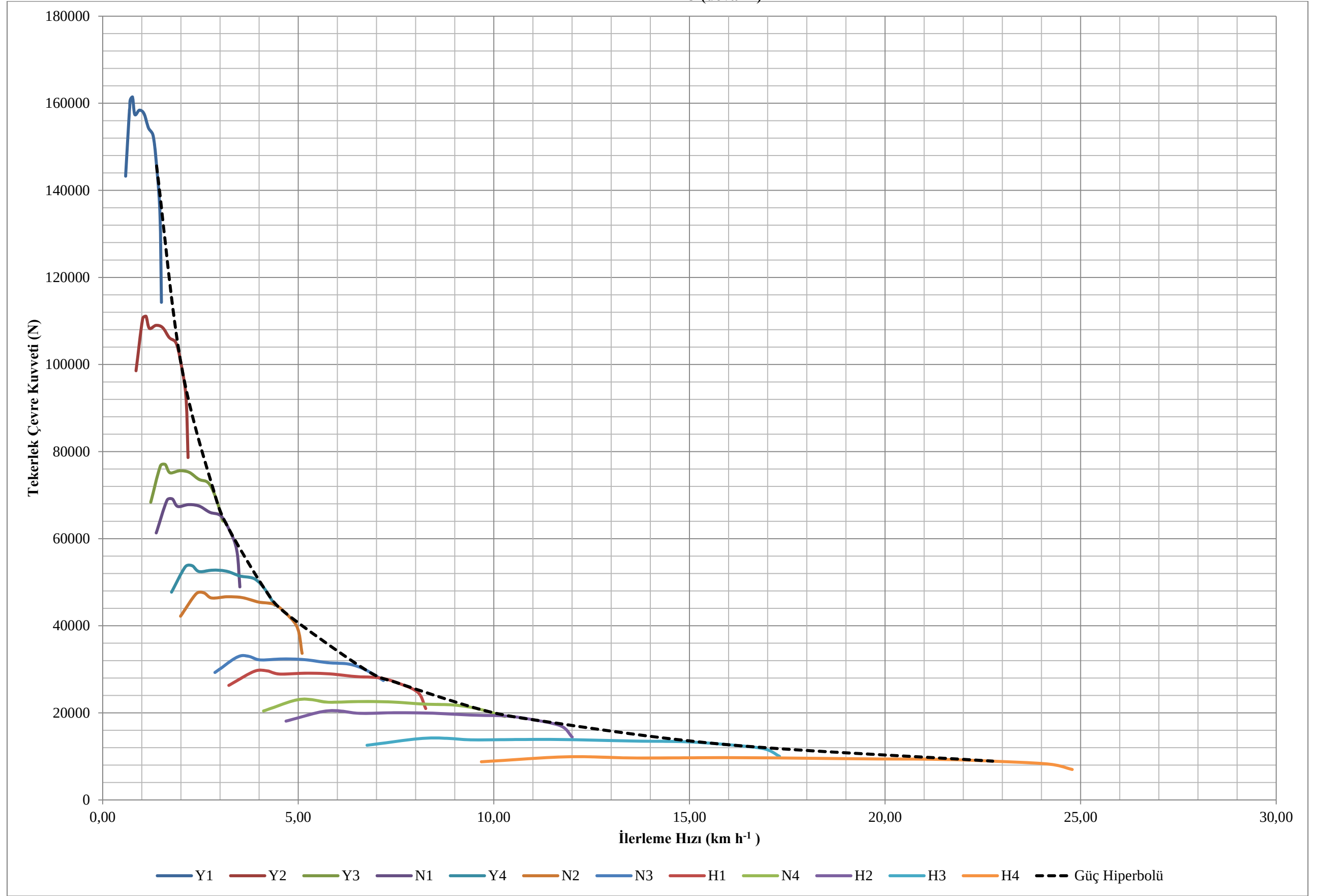
E traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



F traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı

EK 3 (devamı)



G traktörünün tekerlek çevre kuvveti-ilerleme hızı diyagramı