

TRAKTÖRLERDE HİDROSTATİK DİREKSİYON SİSTEMİ TASARIMI

Cüneyt DAĞDEVİREN
Ali KULLUKÇU

ÖZET

Bu çalışma çerçevesinde traktörde “Ackerman Dönme Geometrisi” kriterine bağlı olarak direksiyon mekanizması ve buna ait hidrostatik tahrik sisteminin ve yardımcı hidrolik sistemin tasarımı, direksiyon uzuvlarının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mukavemet analizlerinin yapılması, prototip imalatı , şartnamelere uygun olarak kurulan hidrolik bir düzenek yardımıyla test edilmesi ve seri imalatı konularında gerçekleştirilen uygulamaların özeti sunulmaktadır.

Traktörlerin ön iz genişlikleri ayar edilebilir olmalıdır.Bu, ayarlı rot kollarıyla sağlanmaktadır.Rot kollarının her pozisyonu için değişik bir mekanizma olduğundan her iz genişliği için emniyet parametresi de göz önünde bulundurularak mekanizmanın kinematik analizi yapılmalı ve sağlıklı dönüş için yukarıda bahsedilen dönme geometrisi kriterine bağlı kalınmalıdır. Şartnamelerde yer alan direksiyon simidi dönme sayısının da göz önünde bulundurulduğu bu çalışma sonunda kullanılacak, direksiyon ünitesi (orbitrol), direksiyon silindiri, direksiyon pompası gibi hidrolik ekipmanların da büyüklükleri ortaya çıkmaktadır.

Test çalışmaları kapsamında, traktörün direksiyon sisteminin ve ön aksının en fazla zorlandığı durum olan ön yükleyici ile yapılan çalışmalara ilaveten direksiyon mekanizmasının her sapma açısında, değişen kinematik pozisyona rağmen aynı basınç değerinde zorlanmasını sağlayacak şekilde tasarlanan bir hidrolik düzenek oluşturulmuştur.

GİRİŞ

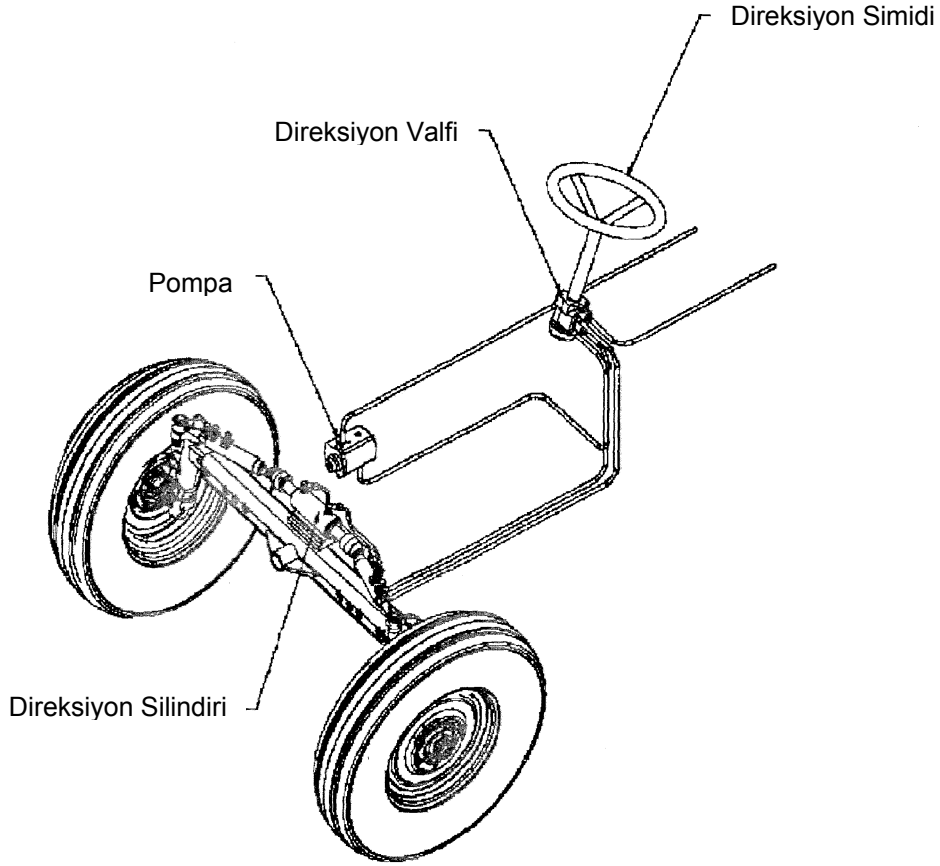
Hidrostatik direksiyon sistemleri, direksiyon simidi ile direksiyon tekerleklerinin doğru yönlendirilmesini sağlayan direksiyon mekanizması arasında mekanik bağlantının olmadığı tamamen hidrolik tahrikli dümenleme sistemleridir. Traktör direksiyon sistemlerinin gelişim süreci içinde, 1910’lu yıllardan başlayarak tamamen mekanik tahrikli direksiyon sistemlerinden, 1950 ve 60’lı yıllarda hidrolik yardımcı direksiyon sistemlerine ve günümüzde hidrostatik tahrikli direksiyon sistemlerine geçilmiştir. Bu gelişim, elektro hidrolik ve tamamen elektrikli dümenleme kontrolüne doğru ilerlemektedir.

Hidrostatik direksiyon sistemi temel olarak, genelde motordan tahrikli bir direksiyon pompası, direksiyon simidine akuple bir direksiyon valfi ve üzerinde direksiyon aktüatörünün (genelde hidrolik silindir ya da silindirler) de yer aldığı direksiyon mekanizmasından oluşur. Yağ rezervuarı olarak, kendinden tanklı bir pompanın tankı ya da traktörün merkez gövdesi diğer hidrolik devrelerle ortak tank olarak kullanılabilir (Şekil-1). Bunlara ilaveten traktörün hidrolik sistem kuruluşuna bağlı olarak, yüke duyarlı direksiyon valfleri, öncelik valfi, akış güçlendiriciler kullanılabilir. Bu bildiri de, uygulaması yapılmış olan, motordan hareketli kendi bağımsız pompasına haiz ve dolayısıyla öncelik ya da yüke duyarlılığı gerektirmeyen, açık merkezli reaksiyonsuz bir direksiyon valfinin kullanıldığı ve ortadan çift etkili ve çift rodlu tek silindirli ön aksa sahip direksiyon sistemi referans alınacaktır (Şekil.1).

Hidrostatik direksiyon sistemlerinin diğer sistemlere göre en genel anlamda en önemli iki avantajından bahsedilebilir [1].

- Traktöre adapte edilmesindeki kolaylık,
- Düşük maliyet.

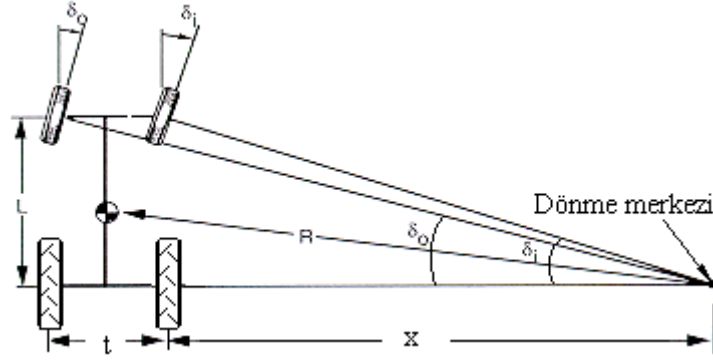
Bunların dışında , bu sistemlerin, direksiyon kontrolü sırasında büyük kas kuvveti gerektirmemeleri de özellikle "ön yükleyici" gibi traktörün tarımsal amaç dışında kullanıldığı ve çok sık manevra gerektiren uygulamalarda önemli bir avantaj olmaktadır.



Şekil 1. Genel olarak hidrostatik direksiyon sistemi elemanları

TASARIM KRİTERLERİ

Lastik tekerlekli traktörlerde ön aks düzeni için geçerli olan geometrik büyüklükler ve bunların aracın dönüş karakterine etkileri, motorlu taşıtlardakine benzer. Motorlu taşıtlarda olduğu gibi traktörler de dönüş sırasında Ackermann geometrisi de denilen ideal dönüş geometrisini sağlamalıdır. Yani dönemece giren bir traktörün dümenleme aksında (bizim için ön aks) dönmeç içinde kalan tekerlek (iç teker), dış tekerlekten daha küçük bir daire üzerinde yuvarlanacaktır. Dolayısıyla, idealde tekerlek düzlemlerinin dönüş dairelerine teğet oldukları düşünülürse, herhangi bir dönme yarıçapı için iç tekerin, dış tekerden daha fazla sapması gerekecektir (Şekil.2). Aksi halde direksiyon sisteminde istenmeyen kuvvet ve momentler ile fazla lastik aşınmaları oluşacaktır.



Şekil 2. Traktör dönüş geometrisi

İç ve dış tekerlekler arasındaki ideal açısal sapma ilişkisi şöyledir (Şekil.2):

$$\tan \delta_i = L / x \quad (1)$$

$$\tan \delta_o = L / (x + t) \quad (2)$$

$$t / L = (1 / \tan \delta_o) - (1 / \tan \delta_i) \quad (3)$$

$$\Delta \delta = \delta_{oA} - \delta_o \quad (4)$$

δ_i : iç teker sapma açısı

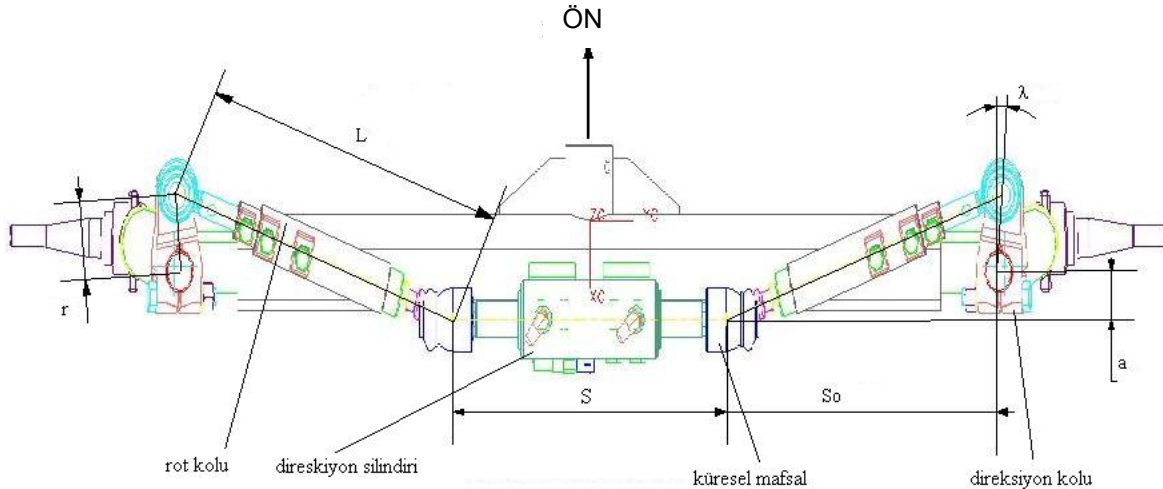
δ_o : gerçek dış teker sapması

δ_{oA} : ideal dış teker sapması (aracın iz genişliği ve aks aralığına bağlı Ackermann koşulu)

$\Delta \delta$: direksiyon hatası.

Buradan iç ve dış teker arasındaki açısal ilişkinin, iz genişliğinin (t) aks aralığına (L) oranına bağlı olduğu görülmektedir.

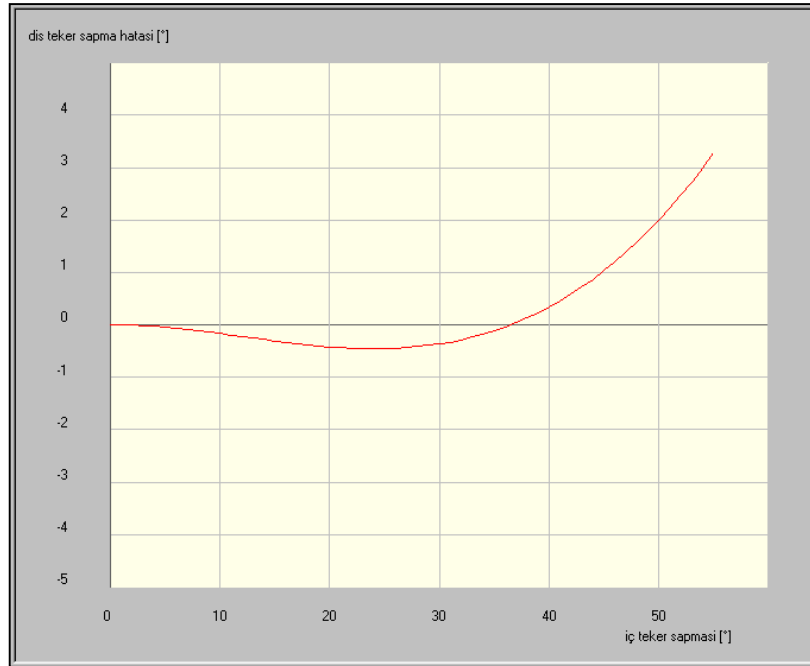
Sağlıklı bir dönüş için bu ideal açıların gerçekleşmesi, tam olarak olmasa da, araçtan beklenen manevra cevabına göre belirlenen bir yaklaşıklıkla, iki tekerlek arasında kurulan mekanizmalar yardımıyla sağlanır (direksiyon mekanizmaları). Direksiyon mekanizması daha önce de söylendiği gibi, Ackermann koşulundan fazla uzaklaşmayacak şekilde iç tekeri, dış tekerden daha fazla saptırmalıdır. Dolayısıyla mekanizmayı oluşturan rod kollarının boyları ve uzaysal konumları önemlidir. Uygulama yapılan traktörün ön aks bölgesindeki hacimsel sınırlamalar da göz önüne alınarak, daha önce de bahsedildiği gibi ortadan tek silindirli, önden direksiyon kolu konfigürasyonuna çalışılmıştır [2] (Şekil.3).



Şekil 3. Dönüş geometrisini etkileyen önemli mekanizma boyutları

Üzerinde çalışılan traktör iki farklı aks aralığı ve dört değişik iz genişliğine sahip bir traktördü. İz genişliği tarımsal uygulamalarda istenilen bir özelliktir. İhtiyaç duyulan ön aks iz genişliği teleskopik rot kolları kullanılarak yapılabilmektedir. Bu özelliğinden dolayı Ackerman koşulunun her iz genişliği ve aks aralığı için belli bir yaklaşıklıkla ($\pm 3^\circ$) sağlanabilmesi gerekmektedir. Bu yakınsama, Şekil-3'de gösterilen boyutsal parametreleri, mekanizmanın kinematik karakterine etkilerinin ağırlığını da düşünerek tekrar tekrar değiştirmekle sağlanabilir. Yapılan çalışmada bunun için hazırlanmış bir bilgisayar programından yararlanılmış ve optimal mekanizma boyut ve pozisyonu yakalanmıştır [3]. Optimizasyon sırasında, oluşturulan her mekanizma için direksiyon hata eğrileri çıkarılmıştır. Ayrıca mekanizma emniyeti açısından iç tekerleğin istenen 55° 'ye sapması sonucu, rot koluyla direksiyon kolu arasında oluşan açı da sürekli kontrol edilmiştir (Şekil.4). Emniyet açısından bu açının 15° 'nin altına düşmemesi gerekmektedir [4]. Standart parçalar olan küresel mafsalların gireceği açı da , mafsalin universal hareket kapasitesinin aşılmadığını anlamak için ve mekanizma verimi açısından gözlenmiştir. Ayrıca direksiyon spesifikasyonları , regülasyonlar [5,6] ve kullanılacak hidrolik komponentlerin (pompa, direksiyon valfi ve direksiyon silindiri) boyutlarının mevcut hacime yerleştirilebilirliği, hidrolik silindirle elde edilecek itme kuvvetlerinin, mekanizma uzunlukları ve ön aks tarafından mukavemet sınırları içinde karşılanıp karşılanamayacağı açısından , silindirin loct-to-lock stroğu da (tam direksiyon turu) optimizasyon süresince izlenmesi gereken çıktılar arasında olmuştur.

Söz konusu spesifikasyonlarla, örneğin direksiyon turu sayısı ve direksiyon sertliği anlamına da gelen direksiyon turu süresi sınırlanmıştır (min 3 tur ve max 2,5 s). Bu değer, silindir çapı, kullanılacak direksiyon valfinin (orbitrol) deplasmanı ve pompa deplasmanı açısından bağlayıcıdır. Bu değerleri tutturmak için verilen uğraşta elde edilecek küçük stroklar, mühendisi büyük silindir çapı seçilmesine yönlendirecektir. Bu da, büyük direksiyonlama kuvvetleri ve direksiyon uzuvlarının et kalınlıklarının daha büyük olması, neticede hacimsel yer darlığı, imalat zorluğu, maliyet artışı ve görünümde kötülük gibi sonuçları doğuracaktır.



Şekil 4. MF 250 G hidrostatik traktör. Direksiyon hatası @ iz genişliği 1227 mm ve standart aks aralığında

Bu şekilde, direksiyon geometrisi optimizasyon çalışmasının sonuçları, hidrostatik direksiyon sisteminin hidrolik hesaplarına girdi teşkil etmektedir. Bu hesaplar şöyle özetlenebilir: Direksiyon kuvveti hesabı için;

Aşağıdaki eşitlikle (5) belirlenen, “W” yükü altında direksiyon tekerleklerini çevirmek için gerekli King-pin momentini “T” bilinmesi gerekmektedir (Şekil.5) [1].

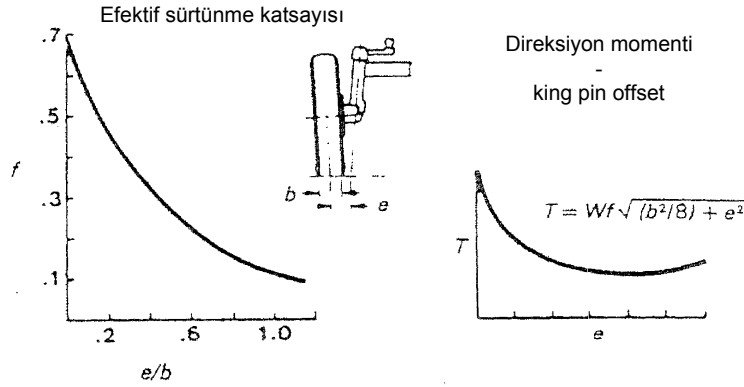
$$T = W f (b^2/8 + e^2)^{1/2} \quad (5)$$

W = max . düşey yük (ön aks yükü)

f = efektif sürtünme katsayısı

b = nominal lastik genişliği

e = king-pin offset



Şekil 5. King-pin momentinin belirlenmesi [1]

Gerekli direksiyon silindir pistonu itme kuvveti:

$$F = T / r_{\min} \quad (6)$$

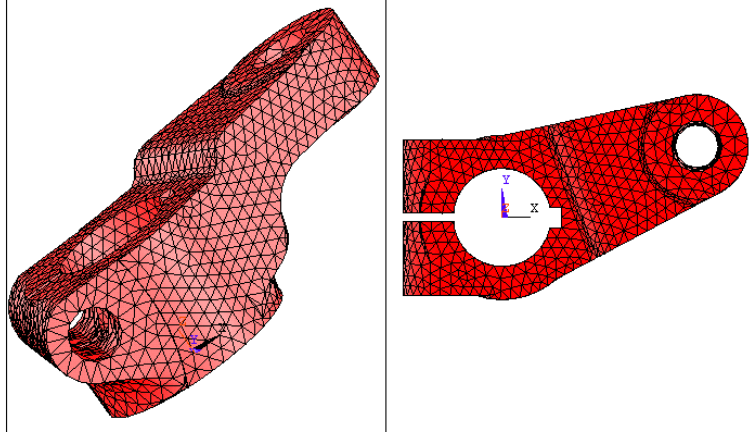
r_{\min} efektif direksiyon kolu uzunluğudur.

Üç olması gereken min direksiyon turu sayısı “n” ve direksiyon valfi deplasmanı “Cu”ya bağlı olarak silindir hacmi:

$$V = Cu . n \quad (7)$$

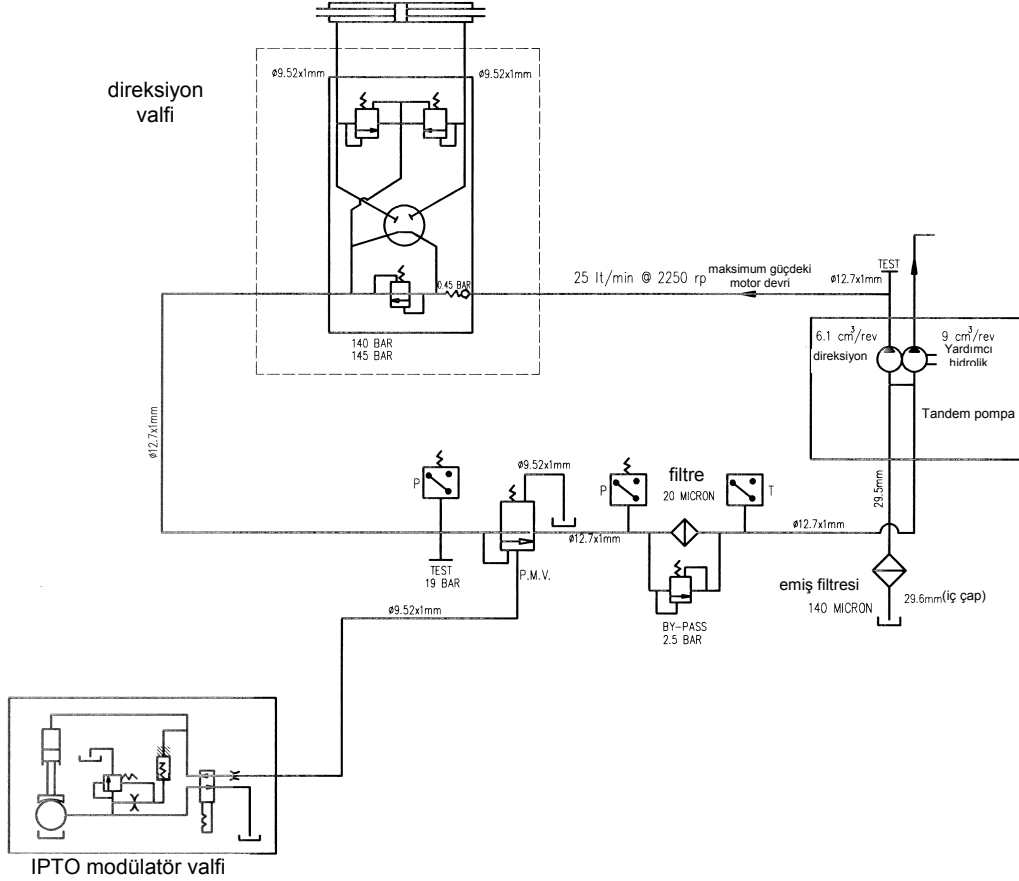
Silindir stroğu “S” optimal direksiyon mekanizmasının kinematik analizinden çıkarılmıştı. Buradan (7) nolu eşitlik yardımıyla “V” hacmi ve sonuçta piston yüzey alanı “A” elde edilebilir. Bu yüzey alanı, direksiyon çalışma basıncında, (6) nolu eşitlikle hesaplanan gerekli direksiyon kuvvetini verebilir. Bu hesaplardan çıkan sonuç ilk etapta kabaca $D=2d$ kabulü ile silindir boyutlandırmasına geçilmesinde yardımcı olur.

Piston yüzey alanı “A” ve hidrostatik direksiyon devresinin emniyet valfi basınç değerleri direksiyon mekanizması ve bazı ön aks uzuvlarının mukavemet analizleri için temel teşkil etmektedir. Maximum direksiyon sapması konumunda, king-pin stopere dayanır. Bu durum emniyet valfinin açıldığı (140 bar) ve dolayısıyla max direksiyon kuvvetinin olduğu konumdur. Benzer durum direksiyon tekerleklerinin örneğin kaldırım taşı gibi bir engele takılması halinde de ortaya çıkar. Bu durumda oluşan kuvvet, bir emniyet faktörü ile çarpılır ve direksiyon uzuvlarının stress analizleri için esas olan değer elde edilir. Yapılan çalışmada mukavemet analizleri sürecini kısaltmak ve test sürecüne daha emin girebilmek için sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapan ANSYS 5.6™’dan yararlanılmıştır (Şekil.6).



Şekil 6. Direksiyon kolunun sonlu eleman modeli [7].

Hesaplamlar sonucu elde edilen sistemin hidrolik devre şeması Şekil.7'de gösterilmiştir. Direksiyon sisteminden geri dönen yağın bir PMV (pressure maintaining valve) üzerinden traktörün kuyruk mili (IPTO) kavrama paketinin sıkıştırılmasında kullanıldığı burada görülebilir.



Şekil 7. Direksiyon sistemi devre şeması

Yapılan bu tasarım çalışmalarından sonra oluşturulan prototip, dizayn onayı alabilmesi için izleyen bölümde bazıları sıralanmış olan testlere tabi tutulur.

DİREKSİYON SİSTEMİ İLE İLGİLİ TESTLER

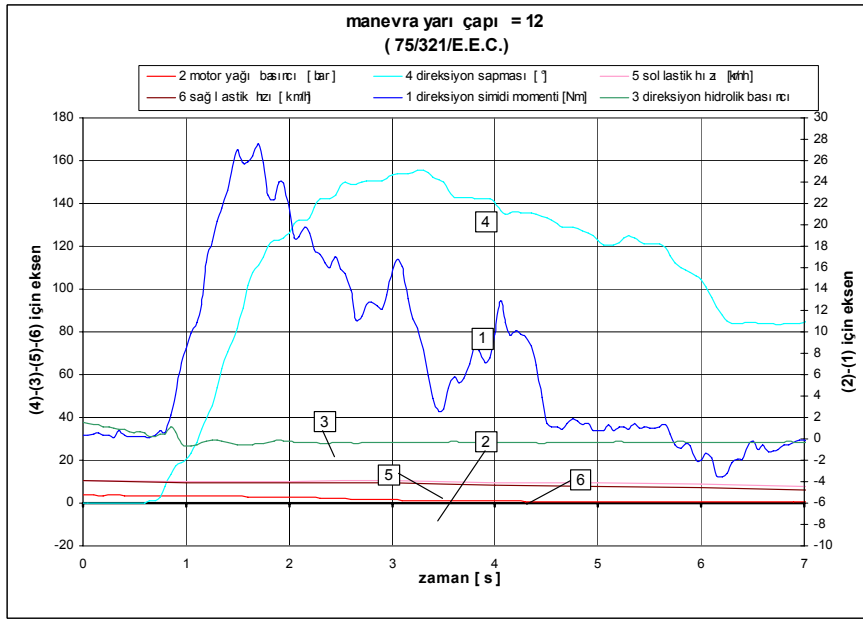
Direksiyon mekanizmasında kullanılan her elemanın kendi test sepsifikasyonlarının karşılanması haricinde bütün direksiyon elemanlarını içeren düzeneklerle de sistemin test edilmesi gerekmektedir.

Direksiyon mekanizmasının ön aksla birlikte komple testinde, dizayn kabul spesifikasyonlarında belirtilen cycle sayısında [8], nominal iz genişliğinde , direksiyon mekanizmasının ara sapma açılarında sürekli sabit olarak max çalışma basıncında (relief valve açma basıncında;140 bar) zorlandığı şartlar yaratılmaya çalışılmıştır. Testin amacı ekstrem çalışma koşullarında direksiyon mekanizması uzuvlarını zorlamaktır. Zorlayıcı direnç olan direksiyon momentini oluşturacak kuvvet king-pin'e, test edilen asıl mekanizmaya karşı çalışan bir başka mekanizma yardımıyla uygulanmaktadır [8]. Bu test düzeneğinin kurulumundaki zorluk, her ara sapma açısında silindir "P" portunda sabit 140 bar basıncı elde etmek olmuştur. Direksiyon mekanizması her sapma açısı için farklı bir kinematik pozisyon aldığından king-pin'den rot kolları yardımıyla direksiyon silindirine iletilen zorlayıcı kuvvetin değeri de sürekli değişmektedir. Dolayısıyla, güç ünitesi tarafından üretilen bu kuvveti karşılayacak silindir basıncı da değişecektir. Farklı pozisyonlarda aynı sabit basıncı elde etmenin değişik yolları üzerinde düşünülmüştür. Düzeneğin kontrolünün mekanik mi, software kontrollü mü yoksa hard kontrol'lü bir sistem mi olması gerektiği üzerinde yapılan çalışmalar hayli zaman almıştır. Burada, farklı boyut ve mekanizmalara sahip iki hidrolik sistemin birbirlerine karşı senkron olarak çalıştırılması problemi ile karşılaşmıştır. Açık kontrol sisteminin kullanılması durumunda, senkronizasyonun nasıl sağlanacağı, kurulum sonrası çok miktarda ayar ve hatta yanlış eleman seçildiğinin anlaşılması gibi ihtimalleri beraberinde getirebilir mi gibi soruları doğuran, birçok kabulü bünyesinde bulunduran , önceden tahmin edilmesi ve davranışları kestirilemeyen bir düzenek olacağına karar verilmiş ve açık kontrolden vazgeçilmiştir. Mekanik olmayacaksa böyle bir kontrol sisteminin geri beslememli kapalı kontrol olması gerektiği düşünülmüştür. Karşıt yükleyici (zorlayıcı) hidrolik sistem, direksiyon sistemine mekanik olarak bağlı olduğundan bir hız yani debi kontrolü (senkronizasyon) sorunu yaşanacağı öngörülmüştür. Bu kontrolün, direksiyon sistemi basıncını (140 bar) sabit tutmaya çalışarak sağlanabileceğinin çok yüksek bir ihtimal olduğuna karar verilmiştir. Yani bir "t" anı için direksiyon sistemi basınç değerinin, yükleyici sistemin kontrol ünitesine input edilmesi ve 140 bar'la karşılaştırılarak farkın yükleyici sistem tarafından kompanse edilmesi ve dolayısıyla direksiyon mekanizmasının 2,5 s'lik lock-to-lock hareketi boyunca sürekli max değerde zorlanarak hareket ettirilmesi mümkün gibi görünmüştür. Yani karşıt sistemin senkron bozukluğu sonucu oluşacak basınç dalgalanması sürekli okunup kompanse edildiğinden ayrıca bir debi kontrolüne gerek kalmayacağı fikri oluşmuştur. Zaten, aynı oransal valfle, aynı anda basınç ve debi kontrolünü istenilen değerlerde yapmak mümkün değil gibi bir yargıya varılmıştır. Belli bir valf açıklığına bağlı basınç ve debi karakteristiği ihtiyaç duyduğumuz değerlerin ikisini birden tatmin edemeyecekti. Ayrık olarak basınç ve debi kontrolü yapmaya kalkışırsak bu sefer de her kontrol valfinin basınç düşüş karakterinden dolayı basınç ve hız kontrolünün birbirini sürekli etkileyeceği kompleks bir fenomen oluşacaktı. Yani böyle bir problemde kurulumla geçmeden simulasyon yapılmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bunlar düşünüldüğünde gerek maliyet ve gerekse zaman kısıtlarından dolayı paragrafın başında da bahsedildiği gibi mekanik yollarla eş çalışma koşullarının yaratılmasına karar verilmiştir. Bunun için test edilecek direksiyon mekanizmasının aynısı, karşıt yükleyici mekanizma olarak kullanılmış ve esas direksiyon mekanizmasıyla aynı king-pin'e bağlanmıştır. Yani aynı kinematik karaktere sahip iki mekanizma birbirine karşı çalıştırılmıştır. Düzenek çalıştırıldığında belli bir yaklaşıklıkla basıncın sabit tutulabildiği gözlenmiştir.

Bu teste ilaveten, direksiyon sistemi Türkiye'de de yürürlüğe girmiş olan EEC 75/321'e göre direksiyon simidine uygulanan kas kuvvetinin mertebelerinin (steering effort test) testlerle , sınırlar içinde olduğu görülmüştür [6] . Bu yönetmeliğe göre, düz, ileri konumdan başlayarak ,10 km/h hızla, 12m yarıçaplı bir dönüş dairesini sağlamak için gereken direksiyon kuvveti, pompa çalışmadığı halde 25 daN'u geçmemelidir. Bu manevranın süresi 8 s. ile sınırlandırılmıştır (Şekil.8,9). Aynı anda diğer sistemlerle muhtemel karşılıklı etkileşimleri yakalamak açısından motor çalışma ve rejim koşullarını temsil eden motor yağı sıcaklığı da izlenmiştir.



Şekil 8. Direksiyon simidine uygulanan momentin ölçümü



Traktör koşulları	
traktör	traktör ağırlığı max.
ön ağırlık	200 kg
arka ağırlık	80 kg
ön lastik basıncı	3.6 [kg/cm ²]
direksiyon simidi çapı	0.345 m
direksiyon pompası	24.6 ltr/min 2250 rpm
Test koşulları	
MOTOR	çalışıyor
test parkuru	asfalt
parkur eğri	0 (sıfır)
vites/hız	(N/ 11 km/h'den)
max direksiyon kuvveti hesabı	1/2*(moment / yarı çap)
max kuvvet [yaklaşık t=4s' de]	75 N

Şekil 9. EEC 75/321'e göre "Steering Effort Test" sonuçları

Ayrıca traktör hareketsizken direksiyon sistemi basıç değişimleri de öngörülen değerler içinde kalıncı kalınmadığının kontrolü açısından direksiyon simidi sapmasına bağılı olarak izlenmiştir (Şekil.10).

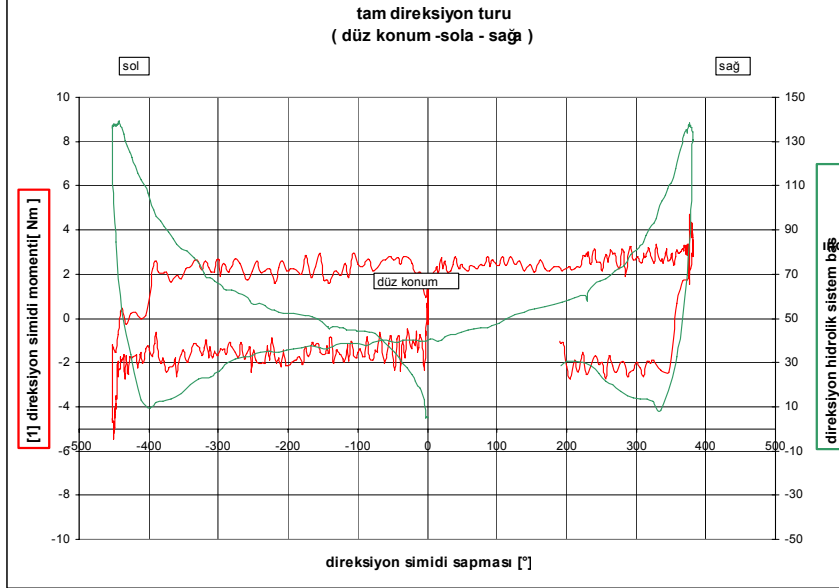
Bu testlerin haricinde , traktörlerin tarımsal uygulamalar dışında , ön yükleyici (front loader) olarak da kullanıldığı gerçeğı göz önünde bulundurularak , ön yükleyiciyle birlikte dizaynı yapılan direksiyon sistemine sahip bir traktör spesifikasyonlarda belirtilen süre dahilinde test edilmiştir [5].

Ayrıca, manevra performansının gözlemlendiğı 8 hareket testi de araçlar açısından standart hale gelmiş testlerdendir (Şekil 11.).

Tarımsal uygulamaları temsil eden arazi testleri de sistemin genel kullanım ortamındaki performansını gözlemlmek açısından zorunlu testler arasındadır [8].

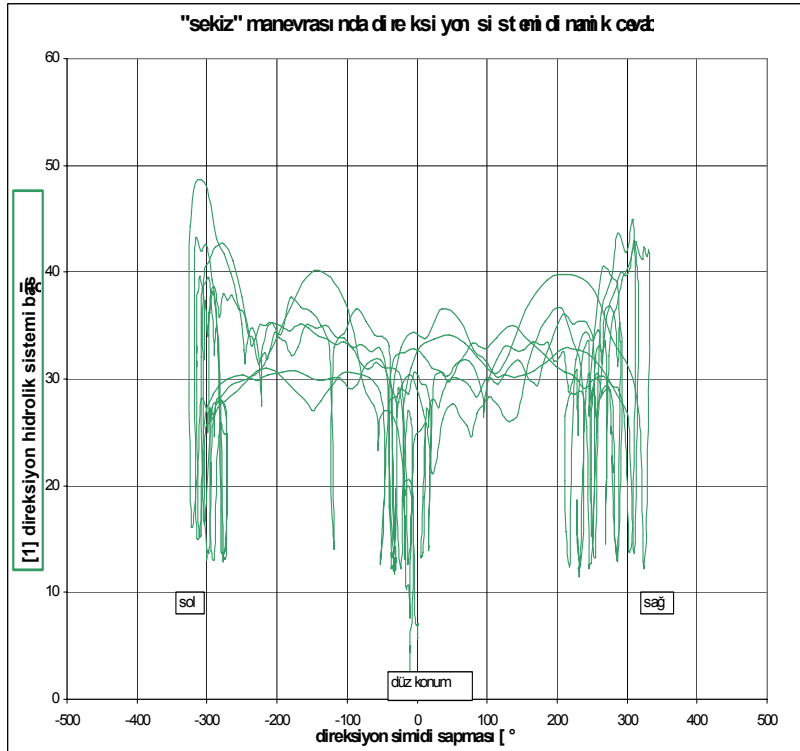
SONUÇ

Emniyet parçalarından oluşan direksiyon sistemi, tasarım ve prototip imalatı aşamalarından sonra, yukarıda en genel anlamda bahsedilen testlerden, spesifikasyonlarda belirtilen olumsuzlukları göstermeden geçince dizayn onayı alabilecek ve pilot üretimi yapılabilecek performanstadır.



Traktör koşulları	
traktör	traktör ağırlığı max
ön ağırlık	200 kg
arka ağırlık	80 kg
ön lastik basıncı	3.6 [kg/cm ²]
direksiyon simidi çapı	0.345 m
direksiyon pompası	24.6 ltr/min 2250 rpm
Test koşulları	
MOTOR	ÇALIŞI YOR (relatif)
test parkuru	asfalt
parkur eğri	15° (arka önden daha yüksek)
max direksiyon kuvveti hesabı	1/2*(moment / yarı çap)
max kuvvet [düz konumdan sola]	8 N
max kuvvet [soldan sağa]	9 N

Şekil 10. Traktör hareketsizken, direksiyon hidrolik sistemindeki basınç değişimleri ve direksiyon kuvveti ölçümü



Traktör koşulları	
traktör	traktör ağırlığı max
ön ağırlık	200 kg
arka ağırlık	80 kg
ön lastik basıncı	3.6 [kg/cm ²]
direksiyon simidi çapı	0.345 m
direksiyon pompası	24.6 ltr/min 2250 rpm
Test koşulları	
MOTOR	2000 rpm
vitese hız	14/10 [km/h]
test parkuru	asfalt
parkur eğri	15° (arka önden daha yüksek)
max direksiyon kuvveti hesabı	1/2*(moment / yarı çap)
max kuvvet	48 bar
max kuvvet [soldan sağa]	12 bar

Şekil 11. Sekiz manevrası testine ait ölçümler.

KAYNAKLAR

- [1] LILJEDAHL J., TANQUIST P., SMITH D., HOKI M., "Tractors and Their Power Units", ASAE, 1996
- [2] GILLESPIE, T.D. , "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1999
- [3] DAĞDEVİREN, C., "Direksiyon Mekanizmalarının Kinematik Analizi", İTÜ Y.Lisans Tezi, 1999
- [4] REIMPELL, J., "Fahrwerktechnik: Lenkung", Vogel, 1984
- [5] Massey Ferguson TM "Complete Tractor Specification CTS 7000001"
- [6] EEC 75/321 "Directive Relating to the Steering Equipment of Wheeled Agricultural or Forestry Tractors", 2000
- [7] KULLUKÇU A., ÇORBACI F.K., DAĞDEVİREN C., "Üç Silindirli Traktörlerde Emniyet Çerçevesi ve Direksiyon Sistemi Geliştirilmesi – Gelişme Raporu", TTGV-034/T4 nolu Proje, 2000-2001-09-12
- [8] Massey Ferguson TM "Corporate Test Specification CTS 3020707"

ÖZGEÇMİŞLER

Cüneyt DAĞDEVİREN

1971 yılında İstanbul'da doğdu. Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nden 1992 yılında "Makina Mühendisi" olarak mezun oldu, 1999 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Programı'ndan "Yüksek Lisans" derecesini aldı. 1998 yılından beri Uzel Makina San. A.Ş.'de Ürün Geliştirme Bölümünde çalışmaktadır.

Ali KULLUKÇU

1961 yılında İstanbul'da doğdu. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nden 1984 yılında "Makina Mühendisi" olarak mezun oldu. 1987 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden "Yüksek Lisans", 1998 yılında "Doktora" derecelerini aldı. 1985-1989 yılları arasında İTÜ Makina Fakültesi'nde "Araştırma Görevlisi" olarak çalıştı. 1991 yılında girdiği Uzel Makina San. A.Ş.'de halen Ürün Geliştirme Bölüm Müdürü olarak çalışmaktadır.