

# Desarrollo de un banco de pruebas rotacional para investigar el desgaste de los aperos de labranza

## *Developed of a rotational bank of test to research the wear of farms tools*

Ángel Lázaro Sánchez Iznaga<sup>1</sup>; Miguel Herrera Suárez<sup>2</sup>; Jorge Daniel López Morfa<sup>3</sup>; Elvis López Bravo<sup>4</sup>  
y Carlos Alberto Recarey Morfa<sup>5</sup>

**RESUMEN.** En el presente trabajo se realiza el desarrollo de un banco de pruebas rotacional para investigar el desgaste de los aperos de labranza de suelo. Para cumplimentar el objetivo propuesto se establece la metodología de cálculo de los parámetros constructivos y cinemáticos del banco, así como para el cálculo de las relaciones de transmisión, fijando velocidades de trabajo entre 2 y 7 km/h, para realizar el estudio de desgaste. Los resultados muestran los parámetros constructivos y cinemáticos de un banco de pruebas, así como las dimensiones de las poleas del reductor para obtener las velocidades de trabajo requeridas. Como elemento novedoso se fija la herramienta en el bastidor del banco, con un determinado ángulo de inclinación con respecto a su posición horizontal, de manera tal que se minimicen los efectos de borde causados por el movimiento rotacional del depósito de suelo. Por otra parte, se corroboró que la velocidad de trabajo influye en el incremento del desgaste de los órganos de trabajo de los aperos de labranza.

**Palabras clave:** desgaste, banco rotacional para ensayos de desgaste, desgaste apero de labranza.

**ABSTRACT.** In the present study the assembly of rotational of tests to investigate the erosion of soil tillage implements. To fulfill the proposed objective a calculation methodology for the calculation of the constructive and kinematic parameters of the bank was established, as well as for the calculation of the reducer pulleys to obtain values of work speed between 2 and 7 km/h, required to carry out the wear study. The results show the constructive and kinematic parameters of a test bank, as well as the dimensions of the reducer pulleys to obtain values of work speed required for carry out the study of wear. On the other hand, the test bank after assembly is shown.

**Keywords:** wear, experimental rotational bank to investigate wear, wear of the farm tools.

## INTRODUCCIÓN

El desgaste que sufren los órganos de trabajo de los aperos de labranza es un fenómeno que ha sido ampliamente estudiado a nivel internacional (Bayhan, 2006; Bobobee *et al.*, 2007; Fielke Milton, 1996; Fielke, 1994; Graff *et al.*, 2007; Kushwaha y Shi, 1991; Ulusoy, 1981), aunque en Cuba estos estudios han sido dirigidos principalmente a los elementos mecánicos de la industria.

El desgaste de los aperos de labranza es un fenómeno de gran complejidad que se produce debido a la fricción de las

partículas de suelo sobre la superficie del órgano de trabajo, provocando la variación de la geometría de la herramienta de labranza y las transformaciones de su estructura, además de la consiguiente pérdida de material.

Los estudios más recientes evidencian que el desgaste repercute de forma negativa en la mayoría de los procesos mecanizados que se realizan en la agricultura, causando pérdidas anuales que alcanzan cifras millonarias (Kushwaha *et al.*, 1992), (Fielke, 1990), (Bayhan, 2005). En Cuba, en la actualidad no existe un estudio dirigido a cuantificar estas pérdidas, aunque las investigaciones realizadas el siglo pasado por Martínez

**Recibido** 04/04/09, aprobado 21/06/10, trabajo 19/10, investigación.

<sup>1</sup> Ing., Prof. Asistente, Universidad Central de Las Villas. Dpto. Mecanización Agropecuaria, Villa Clara. CP 54830, E-✉: [angelsi@uclv.edu.cu](mailto:angelsi@uclv.edu.cu)

<sup>2</sup> Dr. C., Prof. Titular, Universidad Central de Las Villas. Dpto. Mecanización Agropecuaria, Villa Clara.

<sup>3</sup> Estudiante de 4to año de Mecanización Agropecuaria, Universidad Central de Las Villas, Villa Clara.

<sup>4</sup> Ms. C., Prof. Auxiliar, Universidad Central de Las Villas. Dpto. Mecanización Agropecuaria, Villa Clara.

<sup>5</sup> Dr., Inv. Titular, Centro de Investigación y Desarrollo de las Estructuras y los Materiales, CIDem. Universidad Central de Las Villas, Villa Clara.

(1984) concluyen que esta cifra alcanzó los 200 000 pesos anuales, por concepto del desgaste de los aperos de labranza. Según (Ochoa Casal, 2004), la causa principal de la sustitución del 85% de los elementos de la maquinaria agrícola en Cuba es el desgaste abrasivo.

Para la investigación del desgaste de los órganos de trabajo de los aperos de labranza, tradicionalmente, se han empleado métodos analíticos y experimentales, siendo estos últimos los más usados. Los métodos experimentales han alcanzado un notable desarrollo que va desde la realización de ensayos en condiciones de campo, hasta la creación de bancos de pruebas que permiten la determinación (cuantitativa y cualitativa) en condiciones controladas del desgaste de los órganos de trabajo de los aperos de labranza. Estos estudios fundamentalmente han estado dirigidos a la búsqueda de materiales más resistentes al desgaste (López (2005; 2007); Pérez y Rodríguez (1985; 1987; 1988); Elvis; Herrera *et al.*, 2007).

Existen múltiples métodos de laboratorio para determinar el desgaste, siendo los más comunes el método de *pin-on-abrasive disk* o la prueba del disco de fricción ASTM, que emplea como abrasivo arena seca o húmeda (Graff *et al.*, 2007), sin embargo según Swanson (1993), debido a la naturaleza de las muestras y el endurecimiento del material es muy difícil aplicar estos métodos al estudio de desgaste a los órganos de trabajo de los aperos de labranza, los resultados obtenidos en laboratorio no correlacionan bien con los estudios realizados en el campo, debido a que las pérdidas de masa y volumen no son comparables, es decir lo modelos de desgaste difieren.

Para simular condiciones de desgaste de los órganos de trabajo de los aperos de labranza en laboratorio lo más cercanas posible a las de campo, la mayoría de autores han utilizado los bancos rotacionales o depósitos circulares de suelos (Bayhan, 2006; Graff *et al.*, 2007; Kushwaha y Shi, 1991; Martínez Pérez y Rodríguez Vilarmona, 1987; Martínez Pérez y Rodríguez Vilarmona, 1988; 1985).

Estos bancos rotacionales no se comercializan, por lo que en su mayoría han sido desarrollados en Centros de Investigaciones y Universidades donde se han llevado a cabo investigaciones relacionadas con el desgaste de los aperos de labranza (Bayhan, 2006; Graff *et al.*, 2007; Martínez Pérez y Rodríguez Vilarmona, 1987; Martínez Pérez y Rodríguez Vilarmona, 1988; 1985).

Tomando en cuenta la importancia que reviste el tema del desgaste de los aperos de labranza, la necesidad de seguir investigando esta problemática en Cuba, y las ventajas que traen consigo la utilización de los bancos de prueba rotacionales para la investigación en laboratorio (condiciones controladas) de esta problemática, se decide la realización del presente trabajo que tiene como objetivo: el desarrollo de un banco de pruebas para la investigación en laboratorio, bajo condiciones controladas, el desgaste de los órganos de trabajo de los aperos de labranza.

## FUNDAMENTACIÓN DE LA PROPUESTA DE DISEÑO DEL BANCO

El banco de pruebas para la determinación de la magnitud del desgaste de las herramientas de labranza (Figura 1), consta de un depósito circular (16) que contiene el suelo o material abrasivo, el mismo gira interactuando con la herramienta de labranza (6), ocasionando el desgaste abrasivo de esta última. La herramienta de labranza se fija a la barra portaherramientas (9) por medio de brazo o soporte (12) que sirve además fijar un transductor ortogonal (11) que se emplea en el censado de los esfuerzos que actúan sobre la herramienta. De igual forma fijado a la barra portaherramientas se coloca el rodillo compactador (4) que tiene como función mantener el grado de densificación del suelo, además del garantizar la uniformidad de la profundidad de labranza.

El banco se caracteriza porque, el depósito de suelos (3) es intercambiable, por lo que puede ser reemplazado para favo-



FIGURA 1. Partes componentes del banco rotacional de pruebas.

recer la preparación, o el cambio de suelo o material abrasivo. La herramienta de labranza (8), que está dispuesta en ángulo con respecto a la dirección de avance del depósito de suelo con el objetivo de minimizar los efectos de desgaste no uniforme que origina el empuje lateral del suelo dada la forma circular del depósito, esta configuración permite minimizar los efectos de borde o empuje lateral de la herramienta de labranza. La colocación del rodillo compactador (13) paralelo al plano horizontal de la superficie del suelo (10), permite reducir el espacio físico y la cantidad de materiales requeridas para la construcción del banco.

El banco está conformado por un chasis o contenedor circular (15) que se fija al suelo por tres patas o soportes (1), y es accionado por un conjunto moto-reductor (5 y 7) que transmite al reductor cónico (3), que acciona el árbol que hace girar al depósito de suelo, posibilitando la interacción del suelo con la herramienta de labranza y de esta forma el desgaste de la herramienta.

**Cálculo de los parámetros de diseño del banco rotacional**

El diseño del banco en su fase inicial comprendió el establecimiento de las metodologías requeridas para el cálculo de los parámetros constructivos y cinemáticos del banco. Los cálculos se realizaron con el empleo del software MathCad 14, mientras que para la confección de los planos de taller se empleó el SolidWorks 2006.

**Cálculo de la resistencia a la tracción del órgano de trabajo.**

La resistencia a la tracción de un órgano de trabajo se determina según Silveira (1980), como:

$$Px = B \times q + \mu \times Qz \tag{1}$$

donde:

- Px-resistencia a la tracción del apero, N;
- B-ancho de trabajo, m; q-resistencia específica de tracción, N/m;
- q-resistencia específica de tracción, kg/m;
- μ-coeficiente de resistencia a la rodadura, adimensional;
- Qz-carga vertical en la rueda del apero, N.

El término que refiere la resistencia a la rodadura del órgano se hace necesario tener en cuenta por la presencia en el banco de pruebas de un rodillo compactador para incrementar el grado de compactación o densificación del suelo.

Tomando como base para el cálculo las condiciones de trabajo más difíciles (a=0,20 m; q=480 kg/m) y un ancho de trabajo de 0,15 m.

**Selección de la fuente energética requerida para accionar el banco de pruebas**

La selección de la fuente energética parte del cálculo de la potencia necesaria para transmitir el movimiento de rotación al depósito de suelo.

$$Nd = Mtd \times n_{s\_diferencial} \tag{2}$$

$$Mdt = P \cdot \frac{D}{2} \tag{3}$$

$$P = Gs + Gd \tag{4}$$

$$Gs = \gamma_s + Vs \tag{5}$$

$$Gd = \gamma_d + Vd \tag{6}$$

$$Nm = \frac{Mtr \cdot n_{e\_red}}{9750} \tag{7}$$

donde:

- Nd-Potencia requerida para accionar el depósito de suelo, kW;
- Mtd-Momento torsor requerido para transmitir el movimiento rotatorio al banco, Nm;
- n<sub>s</sub>-diferencial- revoluciones del diferencial, rpm;
- P-fuerza actuante sobre el árbol que el depósito de suelo, N;
- D-diámetro del árbol que acciona el depósito de suelo, m.
- Gs-Peso del suelo o material abrasivo, N;
- Gd-Peso del depósito de suelo, N.
- γ<sub>s</sub>-densidad del suelo o abrasivo, N/m<sup>3</sup>;
- γ<sub>d</sub>-densidad del material del depósito, N/m<sup>3</sup>.
- Vs-volumen del suelo, m<sup>3</sup>; Vd-volumen del suelo, m<sup>3</sup>.
- Mtr-Momento requerido a la entrada del reductor, Nm;
- n<sub>e<sub>red</sub></sub>- revoluciones requeridas a la entrada del reductor, rpm.

**Cálculo de la velocidad de trabajo del banco rotacional de pruebas**

Esta tarea parte de la necesidad de determinar la velocidad de trabajo del banco rotacional para realizar los ensayos de desgaste planificados. Los cálculos correspondientes se realizaron a partir del esquema cinemático del banco que se presenta en la Figura 1.

En la Tabla 1 se muestran los datos iniciales para realizar los cálculos correspondientes.

**TABLA 1. Datos empleados para determinar las velocidades de trabajo de los ensayos**

Variables	D1 (mm)	D2 (mm)	n <sub>s</sub> (rpm)	Dd (mm)
Valores	204,7	78,1	1054	91,6

**Cálculo de la relación de transmisión entre el motor y el reductor:**

$$Uco = \frac{D1}{D2} \tag{8}$$

$$n_{e\_red} = n_{s\_m} \cdot U_{co} \tag{9}$$

$$U_{red} = \frac{N_{Vueltas\_E}}{N_{Vueltas\_S}} \tag{10}$$

$$U_{diferencial} = \frac{N_{Vueltas\_E}}{N_{Vueltas\_S}} \tag{11}$$

$$n_{s\_red} = \frac{n_{e\_red}}{U_{red}} \tag{12}$$

$$n_{s\_diferencial} = \frac{n_{e\_diferencial}}{U_{diferencial}} \tag{13}$$

$$w = 2\pi \cdot f \tag{14}$$

$$f = \frac{n_{e\_diferencial}}{60} \tag{15}$$

$$V1 = w \cdot r \tag{16}$$

$N_{Vueltas\_E}$  - cantidad de vueltas del árbol de entrada del reductor;

$N_{Vueltas\_S}$  - cantidad de vueltas del árbol de salida del reductor.

$U_{diferencial}$  - es la relación de transmisión que posee el diferencial;

$N_{Vueltas\_E}$  - cantidad de vueltas del árbol de entrada del diferencial;

$N_{Vueltas\_s}$  - cantidad de vueltas del árbol de salida del diferencial.

$n_{s\_red}$  - revoluciones del árbol de salida del reductor, rpm;

$n_{e\_red}$  - revoluciones del árbol de entrada del reductor, rpm.

$n_{s\_diferencial}$  - revoluciones del árbol de salida del diferencial, rpm;

$n_{e\_diferencial}$  - revoluciones del árbol de entrada del diferencial, rpm.

$w$  - velocidad angular del banco,  $s^{-1}$ ;

$\pi$  - constante 3.14, radianes;

$f$  - frecuencia de rotación,  $s^{-1}$ .

$V1$  - velocidad periférica del banco rotacional, m/s;

$r$  - radio del depósito de suelo del banco rotacional, m.

donde:

$U_{co}$  - relación de transmisión de la transmisión por correa (motor y reductor);

$D1$  - diámetro de la polea del motor, mm;

$D2$  - diámetro de la polea del reductor, mm.

$n_{e\_red}$  - revoluciones del árbol de entrada del reductor, rpm;

$n_{s\_m}$  - revoluciones del motor, rpm;

$U_{co}$  - relación de transmisión de la transmisión por correa.

$U_{red}$  - relación de transmisión que posee el reductor;

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Calculo de la resistencia a la tracción del órgano de trabajo

Tomando en cuenta las condiciones de trabajo establecidas, la resistencia máxima tomará valores de 94,14 N.

### Cálculo de los parámetros de la transmisión

**TABLA 2. Parámetros de la transmisión**

Escalón	$n_e$ ; rpm	$n_s$ ; rpm	$\eta_t$	$N_e$ ; kW	$N_s$ ; kW
Depósito	14,07	-	-	2,33	-
Diferencial	35,99	14,07	0,94	2,47	2,33
Reductor	2762	35,99	0,92	2,63	2,47
Transmisión por correa	1054	2762	0,94	2,80	2,63
Motor		1054			2,80

### Cálculo de la velocidad de trabajo y los diámetros de las poleas del primer reductor

En la tabla 3 se muestran los rangos de valores de los diámetros de las poleas y la velocidad de trabajo obtenidos mediante la metodología de cálculo seguida.

La velocidad de trabajo del banco ( $V1 = 2$  km/h) se calculó para los diámetros de la polea del motor ( $D1 = 204,7$  mm) y la polea del reductor ( $D2 = 78,1$  mm), y la velocidad ( $V2 = 4$  km/h) para los diámetros de la polea del motor ( $D1 = 204,7$  mm) y la polea del reductor ( $D3 = 46$  mm).

**TABLA 3. Rangos de valores del diámetro de las poleas y velocidad de trabajo del banco**

Escalones de velocidad	Parámetros						
	D1 (mm.)	D2 (mm.)	D3 (mm.)	D4 (mm.)	V1 (km/h)	V2 (km/h)	V3 (km/h)
1	204,7	78,1	---	---	2	---	---
2	204,7	---	46	---	---	4	---

### Diseño de las poleas del reductor

Las poleas del reductor se diseñaron mediante el empleo del Software profesional SolidWorks 2006 (versión SP0.0) a partir de los cálculos realizados anteriormente.

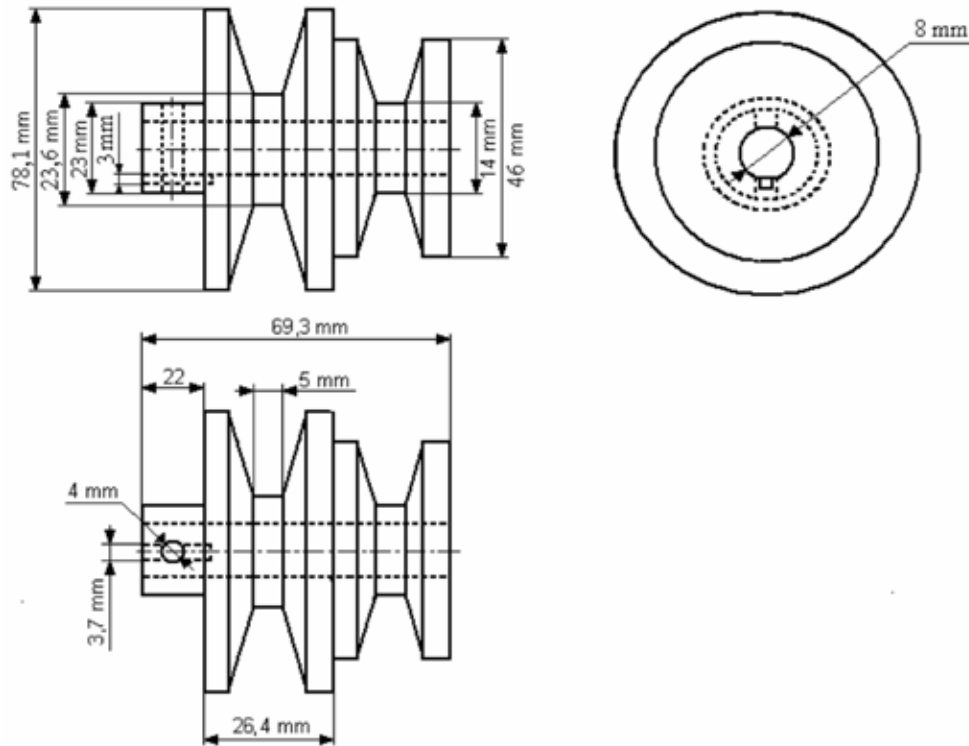


FIGURA 2. Diseño de las poleas del reductor.

### Determinación del desgaste en las condiciones controladas del banco de pruebas.

En la Figura 3 se muestran los resultados de la pérdida de peso en gramos de las rejas estudiadas, en función de la distancia recorrida en km. para los dos escalones de velocidad estudiados (2,6 y 4 km/h). La pérdida de peso de las rejas muestra una tendencia a incrementar su valor a medida que aumenta la velocidad de trabajo.

Por otra parte, a medida que se incrementa la distancia recorrida por la reja, tomando en cuenta los dos valores de velocidades estudiados, la pérdida de peso de las rejas tiende a decrecer.

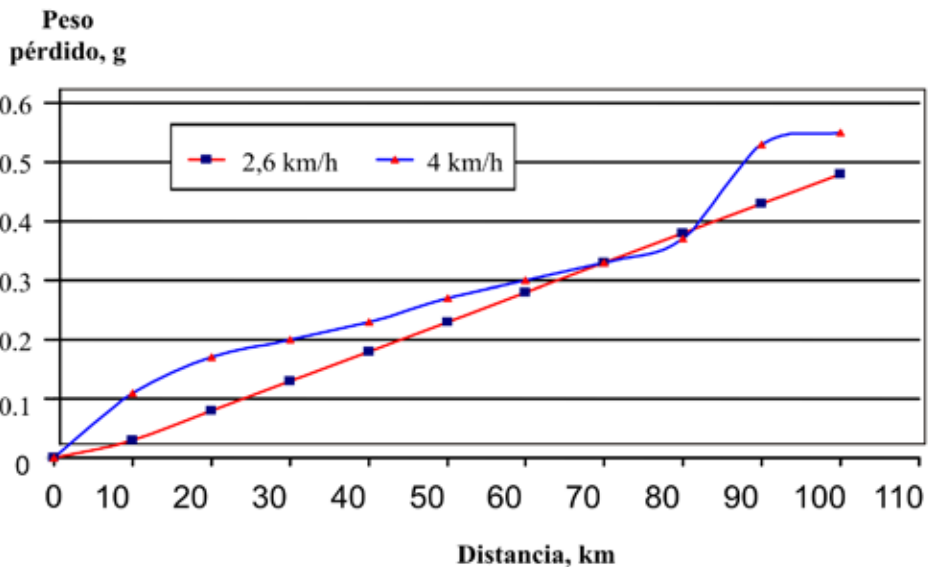


FIGURA 3. Comparación de la pérdida de peso en gramos, en función de la distancia recorrida en metros para los dos escalones de velocidad estudiados.



## CONCLUSIONES

Después de analizados los resultados se arriba a las siguientes conclusiones:

- Los cálculos realizados permitieron la determinación de los diferentes parámetros constructivos y cinemáticos de un banco de pruebas; así como, de las dimensiones de las poleas del reductor;
- Los resultados obtenidos a partir de los cálculos realiza-

dos permitieron el montaje de un banco de pruebas para estudiar el desgaste de los aperos de labranza de suelo.

- La pérdida de peso de las rejas mostró una tendencia a incrementar su valor a medida que aumentó la velocidad de trabajo.
- A medida que se incrementa la distancia recorrida por la reja y la velocidad de trabajo, la pérdida de peso de la misma tiende a decrecer.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BAYHAN, Y.: "Reduction of wear vía hardfacing of chiesel ploughshare", *Tribology International*, 39: 570-. 2006.
- BOBOBEE, E. Y. H.; SRAKU-LARTEY, K.; FIALOR, S. C.; CANACOO, E. A.; AGODZO, S. K.; YAWSON, A. Y GEBRESENBET, G.: "Wear rate of animal-drawn ploughshares in selected ghanaian soils", *Soil & Tillage Research*, 93: 299-308, 2007
- CASAL, O.R.R.: *Aspectos teóricos sobre el desgaste abrasivo en los elementos de trabajo de las maquinas agrícolas en Cuba. [en línea] 1997 Disponible en: <http://www.monografia.com> [Consulta: mayo 18 2009]*
- FIELKE, M. J.: "Interaction of the cutting edge of tillage implements whit soil", *J. Agric. Eng. Res.*, , 63: 61-72, 1996.
- FIELKE, M. J.: *Interactions of the cutting edge of tillage implements with soi, Tesis (en opción al grado científico de Doctor en Ciencias Filosóficas)*, Universidad de Adelaide, USA, 1994.
- GRAFF, L. J.; ROBERGE, R. C. and CROWE, T. G. Wear of ripper point hardsurfacing, In: *2007 ASABE/CSBE North Central Intersectional Conference*. North Dakota State University. Fargo, North Dakota, USA. October 12-13.2007.
- KUSHWAHA, R. L. and SHI, J.: "Investigation of wear of agricultural tillage tools". *J. Soc. Tribol. Lubr. Eng*, 47(3): 219–222, 1991.
- MARTÍNEZ, P. F. Y G. RODRÍGUEZ: "Vías para incrementar la vida útil de los elementos de máquinas agrícolas". *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, , 1(1): 10-16, 1987
- MARTÍNEZ, P. F. Y G. RODRÍGUEZ: *El desgaste abrasivo de los suelo*, 36 pp., Editado por: ISPJAE, Ciudad de La Habana, (monografía), 1988.
- MARTÍNEZ, P. F. Y G. RODRÍGUEZ: *Sobre la selección de materiales para el trabajo de suelos*, 17 pp., Editado por: ISPJAE, Ciudad de la Habana: (monografía), 1985.
- OCHOA, C. R.: *Aspectos teóricos sobre el desgaste abrasivo en los elementos de trabajo de las máquinas agrícolas en cuba [en línea] enero 2004 Disponible en: <http://www.monografias.com/trabajos14/maquinasagricolas/maquinasagricolas.html> [Consulta: enero, 21 de 2006]*
- SILVEIRA, R. J.: *Máquinas Agrícolas*, pp. 1-45, primera parte. 2da edición, Editorial Pueblo y Educación, La Habana, 1980.
- ULUSOY, E.: *A research on determination of wearing of some tillage tool shares*, 390.pp., Ege university. J. Agric. Fac: *J. Agric. Eng. Res.*, Indiana, USA, 1981.

*Todos nuestros servicios  
a su disposición*

**BIBLIOTECA ANTONIO MACHADO RUIZ**

**UNIVERSIDAD DE GRANMA (UGR)**