

DETERMINACIÓN DE LA PÉRDIDA ENERGÉTICA EN DISTRIBUIDORES DE SEMILLAS DE SEMBRADORAS

G. Bourges¹; M.Mattara¹; R.Ponso¹; M.Medina²

¹ Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
 Universidad Nacional de Rosario. Berutti 2109. 2000 Rosario. gbourges@fceia.unr.edu.ar
 gemini@fceia.unr.edu.ar

² Consejo de Investigaciones. Escuela de Formación Básica. Fac.de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura.
 Universidad Nacional de Rosario. Pellegrini 250. S2000FKO Rosario. mmedina@fceia.unr.edu.ar

RESUMEN

Las sembradoras air drill se caracterizan por realizar el transporte de las semillas desde el tanque que las contiene, conducidas por una corriente de aire a través de mangueras hasta un distribuidor y de allí a través de otras mangueras a los cuerpos de siembra, y depositadas finalmente en el suelo. Este tipo de sembradoras son utilizadas tanto para granos finos como gruesos. Para lograr un buen rendimiento energético del sistema de distribución de semillas se estudian, en este caso, los valores de pérdida de energía producidos por el componente distribuidor de la mezcla aire-semilla. Se analizan cuatro modelos de distribuidor, tres de ellos existentes en la bibliografía y un cuarto propuesto por los autores. Se realizan pruebas numéricas con aire calculando la pérdida de energía en cada distribuidor. Se concluye que el modelo propuesto, realizado a través del diseño asistido por computadora, presenta los mejores resultados en cuanto a performance energética en comparación con el resto de los modelos estudiados.

Palabras clave: Pérdida energética, distribuidores, sembradoras, simulación numérica.

INTRODUCCIÓN

Las sembradoras air drill (Figura 1) se caracterizan por realizar el transporte de las semillas desde el tanque que las contiene, conducidas por una corriente de aire a través de mangueras hasta un distribuidor y de allí a través de otras mangueras a los cuerpos de siembra, y depositadas finalmente en el suelo (Bragachini, 2005). Este tipo de sembradoras son generalmente utilizadas para granos finos (trigo, arroz, centeno, cebada) y la distribución espacial de las semillas en el surco es del tipo “chorrillo en líneas”.

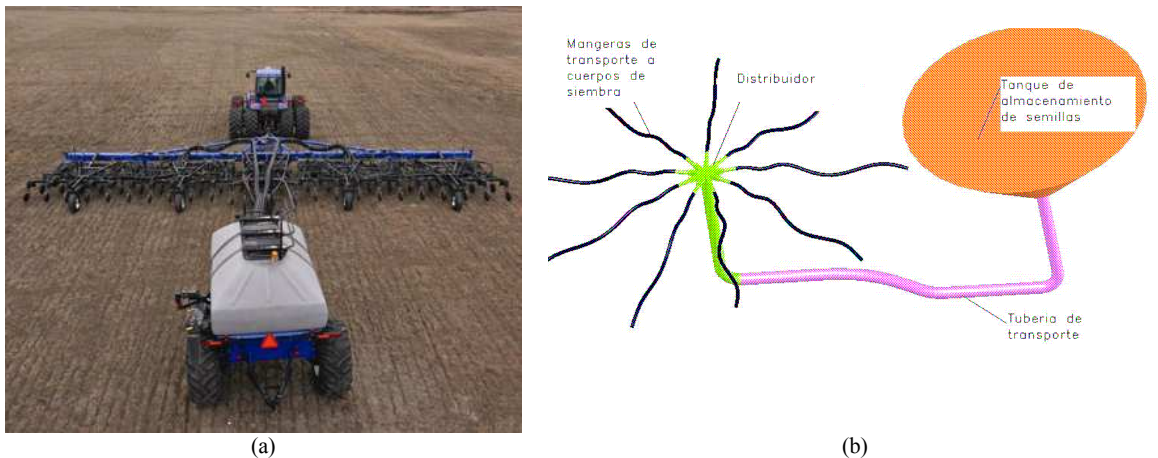


Figura 1. (a) Foto de una sembradora air-drill en acción. (b) Esquema explicativo del sistema de transporte de semillas en sembradoras air-drill.

Antecedentes

Como antecedentes en el desarrollo de sembradoras air drill se pueden nombrar, entre otros, los estudios realizados en el cabezal distribuidor. Kumar et al. (1999) desarrolló una maquina sembradora tipo air drill para granos finos. En sus experimentos determinó la influencia de la velocidad de avance de la máquina y la orientación del tubo de salida para los granos ensayados que fueron sésamo, mijo y sorgo. Kumar estudió también la influencia de la geometría del cabezal en la performance distributiva de estas sembradoras (Kumar y Durairaj, 2000). Las configuraciones de cabezales distribuidores estudiadas fueron las siguientes: *Parallel disc*, *Closed-funnel* y el distribuidor *Streamlined*. De los tres cabezales distribuidores estudiados el aerodinámico resultó ser el de mejor performance de distribución para los tres tipos de semillas probadas. En todos los casos se utilizó aire para el transporte de las semillas. La relación m entre masa de semillas y masa de aire se mantuvo entre 0.08 (57 grm/min para el sésamo) y 0.385 (273 grm/min para el sorgo). Otro estudio de Kumar se centró en la influencia del cabezal distribuidor y el tubo de alimentación del cabezal en la trayectoria de las semillas en las sembradoras air drill (Kumar y Durairaj, 2001). En este trabajo, Kumar muestra la importancia de la performance neumática del tubo alimentador vertical de semillas respecto a su capacidad de transportar las semillas desde el dosificador hacia la cabeza del distribuidor.

Por otra parte, dentro del transporte de partículas podemos mencionar el trabajo experimental de Tashiro et al (2001). Allí se muestra que el gradiente de velocidades no presenta variaciones considerables por la presencia de partículas transportadas. En dicho trabajo, la relación m entre masa de partículas y masa de aire está comprendida entre 0.05 y 0.2. Algunos autores consideran este tipo de aproximación como acople simple, donde se calcula el flujo de aire sin tener en cuenta las partículas. En otra etapa se calculan las trayectorias de las partículas utilizando el campo de velocidades y presiones anterior.

Los autores (Bourges, 2006 a y b) analizaron la distribución de flujo de aire en los tres cabezales distribuidores de semillas propuestos por Kumar y Durairaj (2000). Se realizó un análisis por medio del método de elementos finitos. Se determinaron los de mejor performance en la distribución de semillas, de acuerdo a la menor cantidad y dimensiones de zonas muertas y recirculaciones. Las simulaciones fueron realizadas sobre modelos bidimensionales y tridimensionales. Posteriormente (Bourges y Medina, 2007) los autores estudiaron la influencia de la longitud del tubo de alimentación en la distribución de flujo en un modelo de distribuidor. Se propuso un nuevo diseño desarrollado en base a los modelos de Kumar y Durairaj (2000) realizado a través del diseño asistido por computadora. Se utilizó como criterio de diseño velocidades uniformes y líneas de flujo suaves, sin recirculaciones teniendo, además, como objetivo la factibilidad y simplicidad constructiva del mismo.

Objetivo:

El objetivo del presente trabajo es calcular numéricamente la pérdida energética del flujo del aire producida en los distribuidores. Se analizan los modelos presentes en la bibliografía y el modelo propuesto. Para ello se realizan simulaciones numéricas, obteniendo la pérdida de energía en cada modelo. Se busca el modelo que presente la mejor performance.

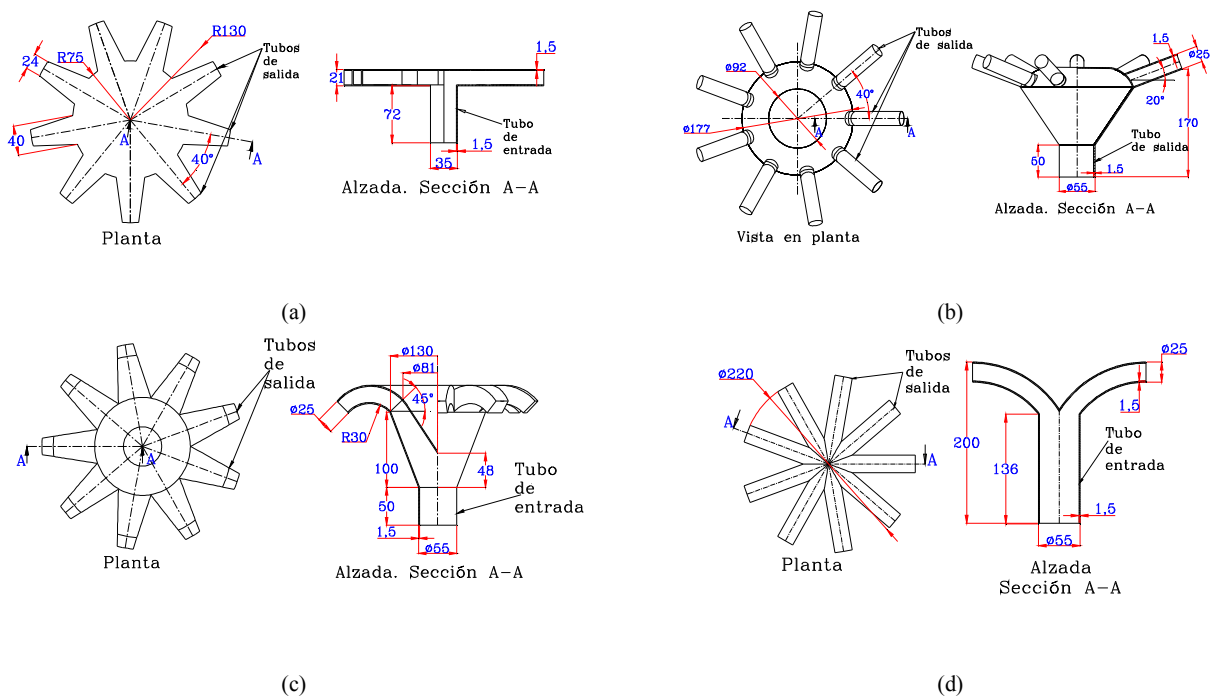


Figura 2. Planos descriptivos de los modelos de distribuidores estudiados: (a) *Parallel disk*, (b) *Closed Funnel*, (c) *Streamlined* y (d) *Modelo propuesto*

Descripción de los modelos considerados

En la Figura 2 se muestra una descripción gráfica de los modelos estudiados. Se observa, en cada una de ellas una vista en planta y una alzada, con un corte parcial. En todos los modelos considerados, el ingreso de aire se produce por el tubo de entrada, y su egreso por los tubos de salida.

CONSIDERACIONES TEÓRICAS

Se utilizaron para la simulación del flujo de aire dentro de los distribuidores modelos tridimensionales. Las ecuaciones de Navier-Stokes corresponden al caso de flujo viscoso turbulento e incompresible. Las mismas son resueltas con la técnica estándar de Reynolds Average Navier-Stokes (RANS), con un modelo de turbulencia k-ε (Wilcox, 1998). El algoritmo utilizado es estacionario, y se resuelve con el software de Elementos Finitos COMSOL Multiphysics 3.5a®. El modelado de la geometría, la generación de malla, la resolución numérica de las ecuaciones y el post-proceso, son resueltos también con COMSOL Multiphysics 3.5a®.

En las siguientes ecuaciones se utiliza notación indicial:

Ecuación de continuidad,

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Ecuación promediada de Reynolds - Navier Stokes,

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [2\mu S_{ij} - \tau_{ij}] \quad (2)$$

Tensor de tensiones medio,

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Tensor de tensiones de Reynolds,

$$\tau_{ij} = 2\mu_T S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

Viscosidad turbulenta,

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

Ecuación para la energía cinética turbulenta k,

$$\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

Ecuación para la tasa de disipación de energía ε,

$$\rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

Las relaciones auxiliares son,

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad \text{y} \quad l = \frac{C_\mu k^{3/2}}{\varepsilon}$$

Donde

- U_i velocidad media en la dirección de x_i
- ρ densidad
- P presión media
- μ viscosidad dinámica
- l escala de longitud turbulenta; tamaño de vértice característico

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

La condición de borde en las cercanías de las paredes se toma como la variación de las velocidades en sentido normal con una ley logarítmica. La condición de borde impuesta en la sección entrada del aire en el tubo inferior es una velocidad de 15 m/s para el *Closed Funnel*, *Streamlined* y el modelo propuesto, que poseen un diámetro de entrada de 0,052m, y un caudal de aire resultante de 0,0319 m³/seg. En el caso del modelo *Parallel disk*, como la sección de entrada es inferior a la del resto de los modelos (0,032m de diámetro), se optó por mantener el mismo caudal, lo que resulta en una velocidad de entrada de 40,21 m/seg. La otra condición de borde impuesta es la presión en los tubos de salida. Las características del aire utilizadas para el cálculo son: densidad $\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad cinemática $\nu = 1,983 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.

Los elementos utilizados para la discretización del continuo son los elementos tetraédricos lagrangianos de segundo orden en velocidades, y de primer orden en presiones. El número de elementos y grados de libertad de cada modelo simulado son, respectivamente, los siguientes: en el *Parallel disk*, 1328 y 13535; en el *Closed Funnel*, 6403 y 61282; en el *Streamlined*, 8630 y 73208; y en el *Modelo propuesto*, 3100 y 33028. Las diferencias entre cantidades de elementos se deben a que en el *Closed Funnel* y en el *Streamlined* se tuvo que afinar la malla en lugares conflictivos de cambio de sección para lograr la convergencia. En todos los casos, el solver utilizado para la resolución de las ecuaciones fue de tipo estacionario no lineal.

Partiendo de la ecuación de Bernoulli, la pérdida de energía por unidad de tiempo en la cañería viene dada por la diferencia entre la potencia al ingreso del distribuidor y la salida del mismo. Se realiza el cálculo de la energía por unidad de tiempo de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\Delta N = Q \left[\underbrace{\frac{\rho}{2}(v_e^2 - v_s^2)}_A + \underbrace{(p_e - p_s)}_B + \underbrace{\rho g(z_e - z_s)}_C \right] \quad (8)$$

Donde,

ΔN	[W]	Es la pérdida de energía por unidad de tiempo
Q	[m ³ /seg]	Es el caudal de aire que circula por cada distribuidor
ρ	[Kg/ m ³]	Es la densidad del aire
g	[m/seg ²]	Es la aceleración de la gravedad
$v_{e,s}$	[m/seg]	Son las velocidades de entrada y salida, respectivamente.
$P_{e,s}$	[Pa]	Son las presiones estáticas a la entrada y salida del distribuidor, respectivamente.
$Z_{e,s}$	[m]	Son los niveles entrada y salida del distribuidor, respectivamente.

El término $C = \rho g(Z_e - Z_s)$ se desprecia respecto a los términos A y B , debido a que la diferencia de niveles entre la entrada y la salida ($Z_e - Z_s$) es pequeña (inferior al 0,5m en todos los casos). Los términos A y B representan las diferencias de presión dinámica y estática, respectivamente.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Dada la complejidad del flujo de aire en la cabeza del distribuidor y alrededor de las semillas, y la naturaleza estocástica de la distribución de las mismas a través de las salidas, cualquier especulación sobre como la cabeza debería ser diseñada es difícil. Sin embargo desde los resultados experimentales se podría concluir que los cabezales que ofrecen flujos más aerodinámicos, podrían mejorar la uniformidad en la distribución de semillas. En el trabajo de Kumar (et al., 2000) se muestra claramente que la mejor distribución de semillas se produce en el cabezal *Streamlined*. Por lo tanto para comprender los efectos de la forma de la cabeza sobre el patrón de flujo, es útil utilizar un paquete de elementos finitos para determinar la velocidad del aire dentro del distribuidor y las líneas de flujo.

De acuerdo con los resultados de las simulaciones, en el *Streamlined*, los valores en módulo de velocidad calculados son los más uniformes de los tres casos (Figura 5 b) y no se observan regiones de recirculación de flujo (Figura 5 a). En el distribuidor *Closed funnel* se pueden observar zonas de baja velocidad (Figura 4 b) cerca de las paredes justo donde el amontonamiento de las semillas se observa experimentalmente, además de presentar zonas de recirculación de flujo (Figura 4 b). Este distribuidor presenta los peores rendimientos en cuanto a la uniformidad de distribución de semillas. En el distribuidor *Parallel disk*, el cambio de dirección abrupto causa una zona de alta velocidad a la vez que zonas muertas y recirculaciones (Figura 3 a y b), lo que implica impactos sobre la corona, como se observa experimentalmente. El rendimiento en uniformidad de distribución del *Parallel disk* supera al *Closed funnel*, pero es inferior al *Streamlined* que posee la mejor uniformidad de distribución, de acuerdo con los experimentos realizados por Kumar.

La utilización de las simulaciones por elementos finitos puede emplearse para lograr otros modelos que presenten un flujo aerodinámico. Por medio de iteraciones se ha llegado a otro modelo de distribuidor de semillas, el *Modelo propuesto*, basado en los anteriores, modificado con dos criterios; uno que sea factible y sencillo de construir y el otro que sea aerodinámico. Por aerodinámico entendemos que las líneas de flujo sean suaves, sin recirculaciones, y se adapten a las formas de los distribuidores sin generar zonas muertas, con una velocidad mínima de transporte de 4 m/s. El *Modelo Propuesto* presenta las mejores condiciones de circulación de flujo, con velocidades promedio superiores a 10 m/s en la mayor parte del dominio como se puede ver en la Figura 6 a y b.

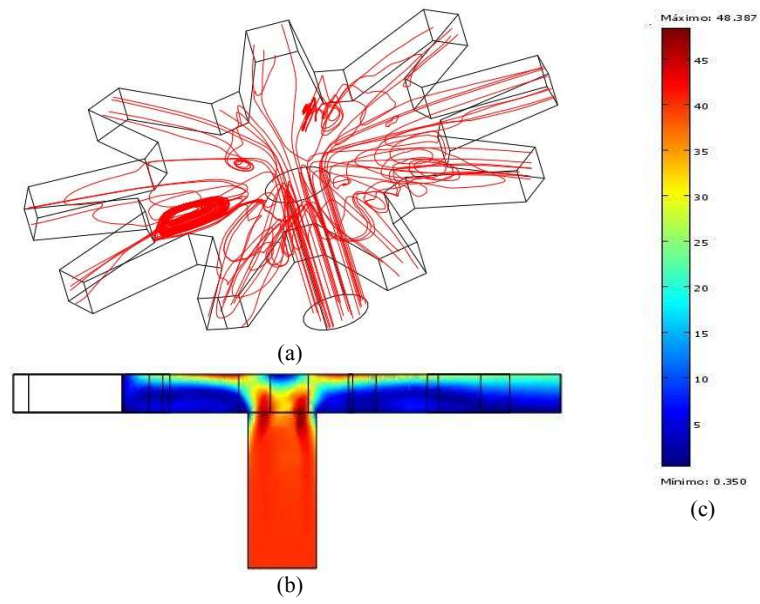


Figura 3. Parallel disk. (a) Líneas de flujo, (b) Campo de velocidades es sección transversal, (c) Escala de campo de velocidades.

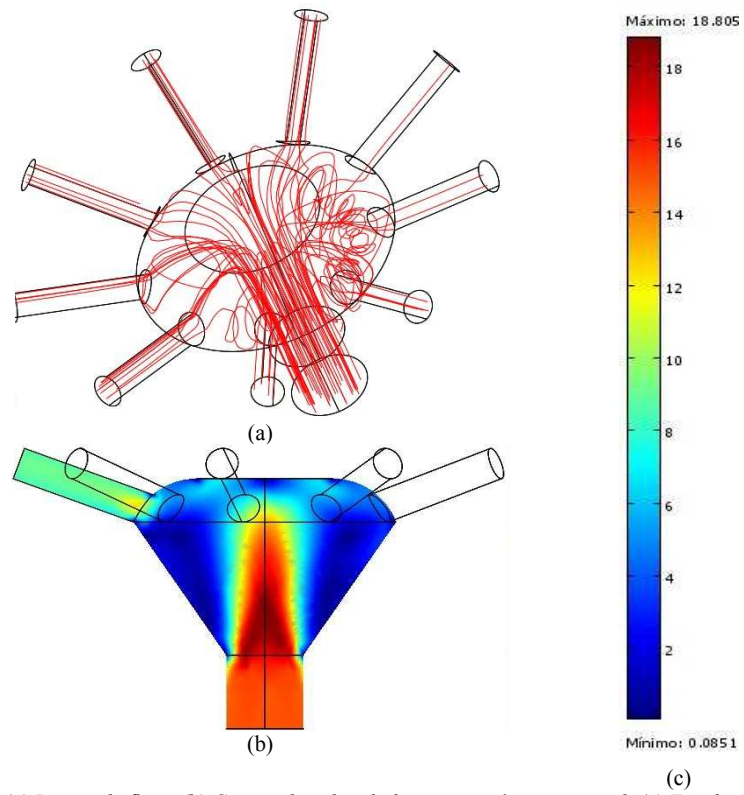


Figura 4. Closed funnel. (a) Líneas de flujo, (b) Campo de velocidades es sección transversal, (c) Escala de campo de velocidades.

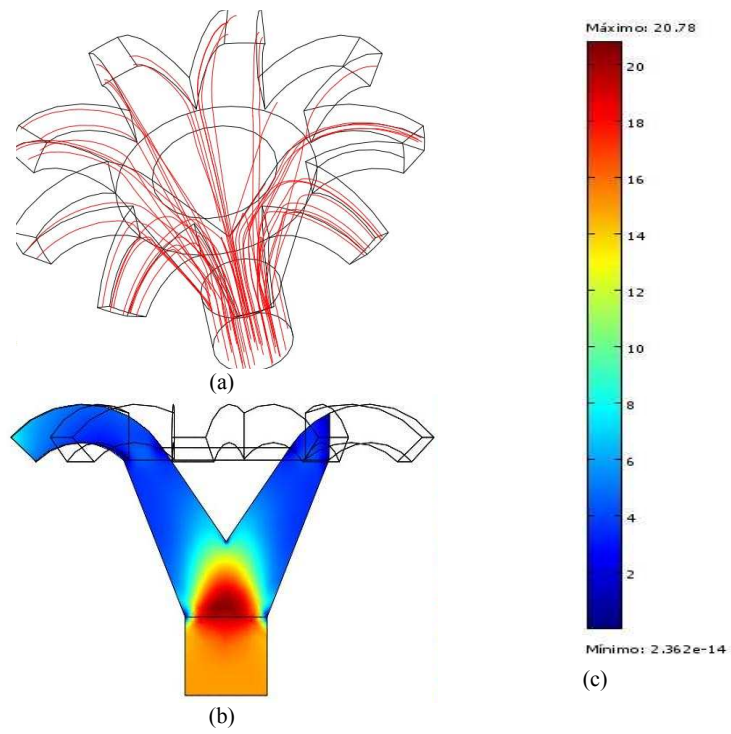


Figura 5. Streamlined. (a) Líneas de flujo, (b) Campo de velocidades es sección transversal, (c) Escala de campo de velocidades.

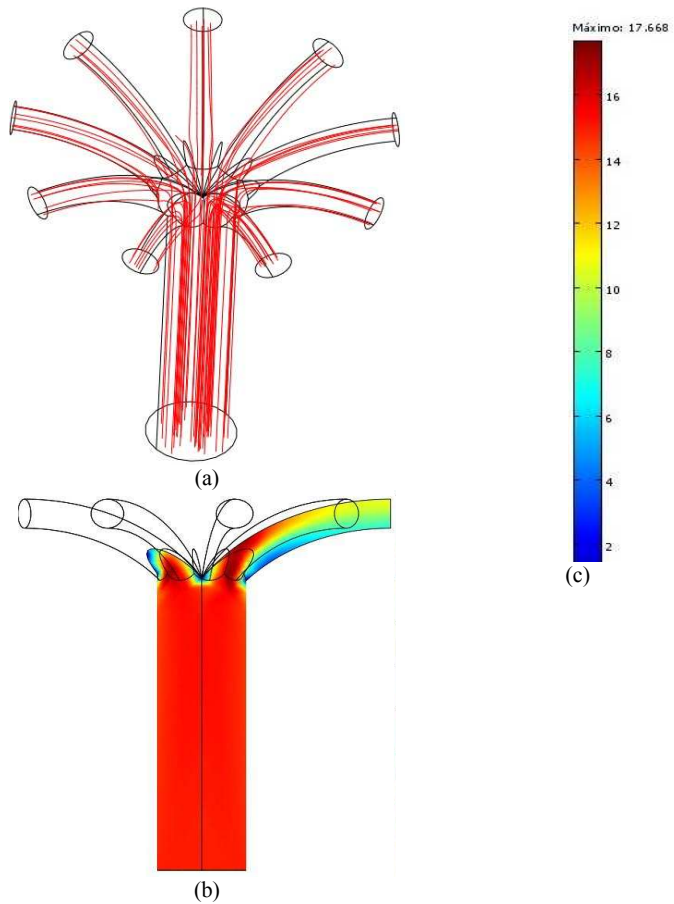


Figura 6. Modelo propuesto. (a) Líneas de flujo, (b) Campo de velocidades es sección transversal, (c) Escala de campo de velocidades.

Con los datos de las simulaciones numéricas de cada uno de los modelos, se calculan las velocidades promedio a la entrada y salida de cada uno de ellos. Las diferencias de presiones de entrada y salida también son obtenidas en cada modelo, partiendo de los valores promedios en cada sección. Aplicando la fórmula (8) se obtienen los valores de la Tabla 1, donde se observa que el distribuidor *Parallel disk* presenta la mayor pérdida de energía debido al cambio brusco de sección entre la entrada y la salida, que genera turbulencia en ese sector (Figura 3 (a)). El distribuidor *Closed Funnel* posee menor pérdida de energía que el anterior. No se observan sectores de recirculación como en el primer caso. El *Streamlined* y el *Modelo propuesto* presentan las menores pérdidas de carga debido a su diseño aerodinámico de líneas de flujo suaves. De la Tabla 1 se desprende que el *Modelo propuesto* presenta la menor resistencia al desplazamiento del aire.

Distribuidor	Tipo de sección	Área [m ²]	Velocidad promedio [m/s]	Diferencia Presión estática [Pa]	Diferencia de Presión dinámica [Pa]	Diferencia de Energía [watts]
Parallel disk	Entrada	7,93E-4	40,21	307,8	783,6	34,1
	Salida	3,41E-3	9,55			
Closed Funnel	Entrada	2,10E-3	15	228,8	71,4	9,4
	Salida	3,40E-3	9,4			
Streamlined	Entrada	2,10E-3	15	182,9	93,5	8,7
	Salida	9,66E-3	6,64			
Modelo propuesto	Entrada	2,10E-3	15	98,8	71,0	5,3
	Salida	3,37E-3	9,43			

Tabla 1. Valores de sección de entrada y salida en cada distribuidor, velocidad promedio de ingreso y egreso de aire, diferencias de presión estática y dinámica, y diferencia de energía entre cada entrada y salida de los distribuidores.

CONCLUSIONES

De los cálculos realizados se concluye que el distribuidor de mejor performance energética es el modelo propuesto por los autores. En trabajos anteriores se mostró que este distribuidor posee la mejor distribución de flujo respecto a otros modelos estudiados. Este trabajo refuerza las ventajas del diseño asistido por computadora y su testeo numérico, aunque queda por verificar empíricamente los resultados obtenidos sobre el Modelo propuesto, ya que los otros modelos han sido verificados en la bibliografía. La construcción de un modelo a escala real permitirá realizar mediciones de velocidades y presiones en la entrada y las salidas. Además para un modelo realizado en material transparente se podrá observar la trayectoria de las semillas si se cuenta con una cámara rápida.

AGRADECIMIENTOS:

Este trabajo ha sido realizado dentro del marco del proyecto PID SECYT UNR ING144, al cual pertenecen los autores.

REFERENCIAS

- Bourges G; Eliach J; Balbastro E; Medina M. (2006, a) Evaluación numérica del distribuidor de semillas por medio de flujo de aire en sembradoras air-drill. XXVII Cilamce. Proceedings. Septiembre 2006. Belém, Brazil. P.C.: 04-525.
- Bourges G; Eliach J; Medina M. Diseño utilizando CAE (Computer Aided Design) (2006,b) del distribuidor neumático en el sistema de transporte de semillas en sembradoras air-drill. XV Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones - ENIEF 2006. Mecánica Computacional. Noviembre 2006, Santa Fe, Argentina. Vol. XXV, pp 1297-1312. ISSN 1666-6070.
- Bourges G.; Medina M. (2007) Evaluación de la performance neumática del sistema de transporte de semillas en sembradoras "air-drill". XVI Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones - ENIEF 2007. Mecánica Computacional. Octubre 2007, Córdoba, Argentina. Vol. XXVI, pp 1131-1142, 1297-1312. ISSN 1666-6070
- Bragachini M (2005). Sembradoras de Grano Fino / Soja (Small grain / soybean seeder). Tendencias. INTA Manfredi. <http://www.agriculturadeprecision.org/>.
- Kumar, V J F; Durairaj C D; Balasubramanian M (1999). Air assisted drill for small seeds. Journal of Agricultural and Engineering Research. 8(4), 259-265.
- Kumar, V J F; Durairaj C D (2000). Influence of Head Geometry on the Distributive Performance of Air-assisted Seed Drills. Journal of Agricultural and Engineering Research. 75, 81-95.
- Kumar, V J F; Durairaj C D (2001). Influence of distributor head on the seed trajectory within the feeder plenum of an air drill. International Agricultural Engineering Journal. 10 (3y4), 255-267.
- Tashiro H; Watanabe E; Shinano H; Funatsu K; Tomita Y (2001). Effect of mixing gas fine particle suspension flow with small amount of coarse ones in horizontal pipe. International Journal of Multiphase Flow. 27 (10), 2001-2013.
- Wilcox D C (1998). Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries Inc.

ABSTRACT

Air drill seeders are characterized by the transport of seeds from the tank that contains them, driven by an air stream through hoses to a distributor and from there through other hoses to the bodies of planting, and finally deposited in the soil. This kind of seeders are used for both fine and coarse grains. To achieve a good energy performance of the seed distribution system, the values of energy loss produced by the component provider of the air-seed are studied in this case. Four distributors head models are analyzed, three of them existing in the literature and a fourth proposed by the authors. Numerical tests are performed with air, and the energy loss is calculated in each distributor. It is concluded that the proposed model, realized through computer-aided design, presents the best results in terms of energy performance compared to the rest of the studied models.

Keywords: Energy loss, distributor head, seeders, numerical simulation.