




Validación del diseño de bombas centrífugas mediante métodos numéricos

Design validation of centrifugal pumps using numerical methods

René Misael Arias Hidalgo, Máster en Ciencias, Instructor. Universidad de Granma. Bayamo. Granma, email: rariash@udg.co.cu 

José Eduardo Márquez Delgado, Doctor en Ciencias. Profesor Titular. Universidad de Granma. Bayamo. Granma, email: rariash@udg.co.cu 

Santiago Amaury Santana Reyes, Máster en Ciencias. Profesor Asistente. Universidad de Granma. Bayamo. Granma, email: ssantanar@udg.co.cu. *Cuba.* 

Yoan Manuel Ramos Botello, Máster en Ciencias. Asistente. Universidad de Granma. Bayamo. Granma, email: yramosb@udg.co.cu. 

Recibido: 12 de diciembre 2020 | **Aceptado:** 19 de mayo 2021

Resumen

El empleo de simulaciones numéricas ha desarrollado los métodos para la evaluación del funcionamiento de turbomáquinas, siendo esto posible desde la etapa de diseño. El caso de estudio analizado corresponde a una bomba centrífuga radial de simple succión de una etapa. En la simulación se analizan los campos de flujo correspondientes al rodete y la voluta, para los que se establecen como condiciones de contorno: la presión de entrada, el caudal trasegado y la frecuencia de rotación del impelente. Los resultados muestran la fluctuación de los valores de las presiones y las velocidades del fluido de salida de la carcasa producto al impacto del fluido con la lengüeta. La diferencia entre los resultados analíticos y las simulaciones es de 4,6 m.c.a.

Palabras clave: bombas centrífugas; diseño; dinámica de fluidos computacional.

Abstract

The use of numerical simulations has developed the methods for the evaluation of turbomachinery performance, that's has been possible from the phase of design. The study case analyzed corresponds to a radial centrifugal pump of simple suction of one stage. On the simulation are analyzed the impeller and volute fluid domain, for this are established as contour condition: the inlet pressure, the caudal and the impeller rotation frequency. Results shows the

pressure and velocity fluctuation values in the carcass due to the fluid impact with the cut water. The difference between analytics and simulation result is 4.6 m.c.a.

Keywords: centrifugal pumps; design; computational fluid dynamics

Introducción

Las bombas centrífugas son turbomáquinas que transforman la energía mecánica procedente de una fuente de potencia, generalmente de un motor eléctrico o de combustión interna, en energía hidráulica. Según lo expuesto por Mataix (1984), el intercambio de energía se verifica únicamente en el rodete porque los restantes órganos por donde circula el fluido son solo conductos. Este intercambio se puede calcular mediante el principio de la cantidad de movimiento, acción mutua (acción- reacción) entre las paredes de los álabes y el fluido.

Diferentes autores han investigado sobre la relación entre los parámetros geométricos y las curvas características que describen el funcionamiento de una bomba centrífuga. Bacharoudis, Filios, Mentzos, and Margaris (2008) plantean que los parámetros más críticos son: el diámetro exterior del rodete, los ángulos de curvatura de los álabes y la cantidad de álabes. Por otra parte, Shojaeefard, Tahani, Ehghaghi, Fallahian, and Beglari (2012) y Elyamin, Bassily, Khalil, and Gomaa (2019) hacen referencia al espesor de los álabes y el espacio entre discos.

Grapsas, Stamatelos, Anagnostopoulos, and Papantonis (2008) proponen la optimización de un impelente radial teniendo en cuenta la longitud del álabe y su altura e inclinación a la entrada del rodete, demostrando su incidencia en la eficiencia. En estudios realizados por Burneo and Avilés (2013) se analizaron impelentes de seis y ocho álabes a la misma frecuencia de rotación y se determinó que con el incremento del número de álabes disminuye el caudal, pero aumenta la altura entregada por la bomba, así como el peso del impelente. Elyamin et al. (2019) analizaron tres rodetes diferentes (cinco, siete y nueve álabes), y obtuvieron los mayores valores de eficiencia en el caso del de siete álabes. Se llegó a la conclusión de que las pérdidas decrecen hasta cierto punto con el incremento de la cantidad de álabes.

El espesor del álabe depende del material empleado para fabricar el rodete, pues este debe resistir a la fatiga producto de las cargas fluctuantes, la corrosión, la abrasión y la cavitación. Para hierro fundido se recomienda de cuatro a 11 mm y para los de bronce, de 3 a 6 mm. En gran medida, este espesor depende de las posibilidades del proceso tecnológico de fundición (Subicaray, 2000).

En la investigación realizada por Ding, Zikang Li, and Li (2019) se denomina al ángulo β_2 como parámetro clave en el diseño de bombas centrífugas; por su importancia durante el funcionamiento de esta, analizan impulsores con valores de $\beta_1 = 23^\circ$ y β_2 igual a 23° , 25° , 27° , 29° y 31° . Como principales resultados se obtuvo que las fuerzas radiales en el impelente aumentan cuando se incrementa β_2 ; alcanzando los mejores resultados para 31° . Shojaeefard et al. (2012) realizaron simulaciones de impelentes con β_2 igual a $27,5^\circ$, 30° y $32,5^\circ$, demostrando que el de mayor eficiencia es para el de 30° .

Producto al elevado número de variables (geométricas y de funcionamiento) es difícil evaluar el funcionamiento mediante métodos tradicionales. En la actualidad, aparejado al desarrollo de medios de cómputo potentes, ha evolucionado una rama de la Dinámica de Fluidos: la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Al comparar los resultados de las simulaciones numéricas con los experimentales, dichos resultados demuestran una elevada fiabilidad, tal es el caso del estudio realizado por Ding et al. (2019).

Como cada caso de estudio tiene comportamientos particulares, esta investigación tiene como objetivo validar el diseño de la bomba centrífuga modelo BSC 80 200 mediante métodos CFD.

Materiales y métodos

La metodología a seguir para la simulación del funcionamiento de una bomba centrífuga es similar en cada uno de los softwares comerciales empleados con este fin. La primera información de la geometría de la carcasa (Figura 1) así como las dimensiones del rodete (Figura 2) se obtuvieron mediante la aplicación DPROBOMBA. En dicha aplicación, de acuerdo con los cálculos analíticos, la presión de impulsión se asumió como 65 m.c.a.

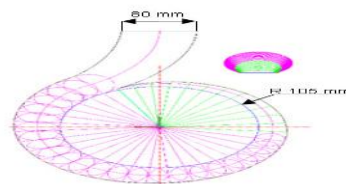


Figura 1. Dimensiones principales de la carcasa.

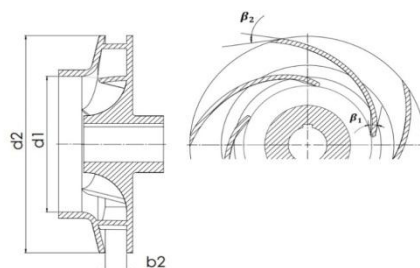


Figura 2. Dimensiones principales del rodete.

Diseño de bombas centrífugas

En la tabla 1 se relacionan las dimensiones principales del rodete. De este modo, fue posible conocer las dimensiones de los discos (trasero y delantero) y la curvatura del álabe.

Dimensiones principales				
b_2 (mm)	d_2 (mm)	β_1 (°)	β_2 (°)	z
18,22	200	10	20	5

Tabla 1. Configuración geométrica para el rodete.

Para obtener el modelo tridimensional del campo de flujo de la carcasa (Figura 3) y el rodete (Figura 4) se utilizó SolidWorks 2014. Para este último se utilizó la operación booleana de sustracción (Figura 2), cumpliendo así con la filosofía de trabajo de ANSYS WorkBench, donde solo se analiza el volumen correspondiente al fluido.



Figura 3. Campo de flujo correspondiente a la carcasa.

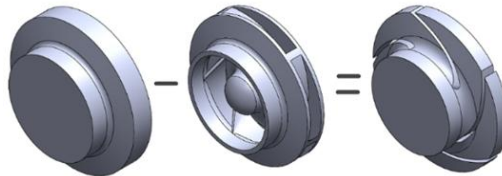


Figura 4. Operación booleana para obtener el campo de flujo del rodete.

Para el mallado de elementos geoméricamente complejos, como el impelente y la voluta (Figura 5), se utilizó una malla tetraédrica no estructurada. Como uno de estos elementos rota con respecto al otro, fue necesario establecer una configuración de malla no estacionaria que permita deslizamientos (*sliding mesh*). El tamaño del elemento utilizado para el refinamiento del mallado fue de 2 mm. De este modo, se generó un número de elementos adecuados, que permitió el ahorro del tiempo computacional, sin afectar los resultados (Guardo, Fontanals, & Coussirat, 2013; Montevideo, Duarte, & Caraballo, 2013).

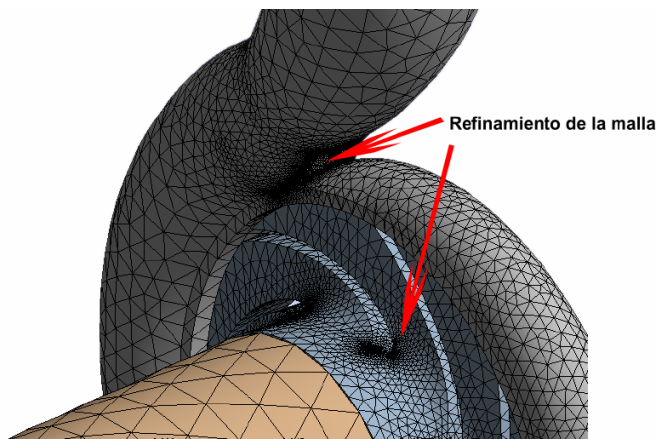


Figura 5. Mallado del modelo correspondiente al campo de flujo.

Para ubicar las condiciones de contorno especificadas en la tabla 2, es necesario prolongar las dimensiones del modelo a la entrada y la salida, de forma análoga a una sección de tubería, como se muestra en la figura 6.

Ubicación	Clasificación	Valor
Succión	entrada	36,1 kg/s
Descarga	salida	101325 Pa
Rodete	pared rotativa	3480 min ⁻¹
Carcasa	pared estacionaria	-

Tabla. 2. Condiciones de contorno.

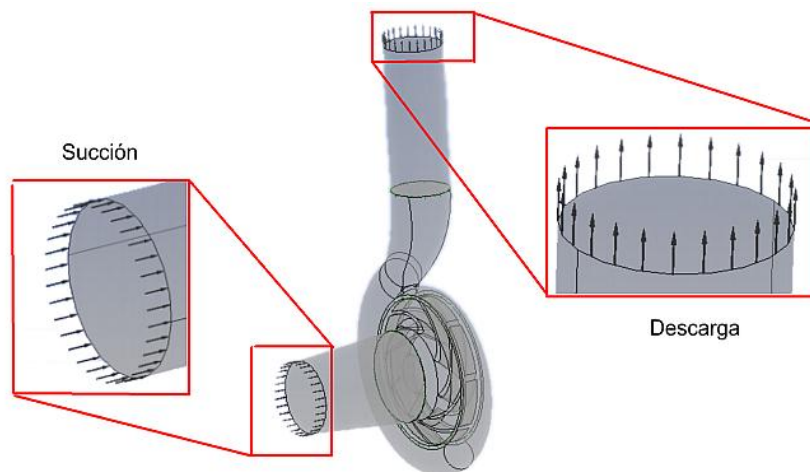


Figura 6. Ubicación de las condiciones de contorno.

Diseño de bombas centrífugas

El modelo de turbulencia influye directamente sobre el tiempo computacional y la exactitud de los cálculos. Coincidiendo con Ding et al. (2019), se utilizó el modelo Standart $k-\varepsilon$ (Ecuaciones 1 y 2).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho\varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{e2} \frac{e^2}{k} \quad (2)$$

donde:

μ_t : coeficiente de viscosidad molecular

ρ : la densidad

k : la energía de turbulencia

G_k : la energía cinética de turbulencia por gradiente de velocidad

ε : tasa de disipación de turbulencia

Los demás términos son coeficientes:

$$C_\mu = 0,09, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0 \text{ y } \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Al conocer el comportamiento de los valores de las presiones en la entrada (P_{int}) y la salida (P_{out}) de la bomba, se utiliza la metodología utilizada por Lai, Zhu, Li, Zhu, and Wang (2019) y Lorusso et al. (2017) para determinar la altura de impulsión (H) (Ecuación 3). La densidad del fluido (ρ) corresponde a la del agua a 25 °C, con un valor de 1000 kg/m³ y la aceleración de la gravedad (g) de 9,8 m/s².

$$H = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g} \quad (3)$$

Análisis de los resultados

Para el desarrollo de la simulación se estableció un máximo de 1200 iteraciones y de este modo, lograr la convergencia de los resultados, aunque en algunos modelos esto se logró con 947 iteraciones. Además, se estableció un valor de 10^{-4} para la raíz cuadrada media de los residuos (RMS). El error porcentual permisible para las ecuaciones de continuidad y momento no es superior al 1 %, lo que garantiza el cumplimiento de lo establecido para cálculos ingenieriles (Wang, Long, Wang, Han, & Li, 2020).

Con el objetivo de determinar la incidencia de los parámetros geométricos sobre el funcionamiento de la bomba centrífuga, se tomaron los valores de las presiones a la entrada del rodete y la salida de la carcasa. De este modo, fue posible determinar la altura del fluido generada por la bomba, que según la ecuación 3 es de 60,4 m.c.a. La distribución de los valores de presión en la tubería de succión es más homogénea que en la de descarga, porque el fluido que sale del rodete a altas velocidades impacta con la lengüeta, cambia de dirección bruscamente y provoca turbulencias, recirculaciones, como se muestra en la figura 7. Los menores valores se encuentran a la entrada del rodete (Figura 8). Estos resultados coinciden con los obtenidos por Chakraborty, Pandey and Roy (2012).

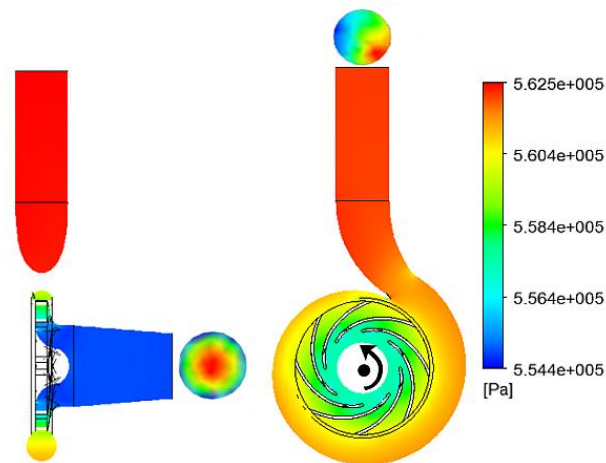
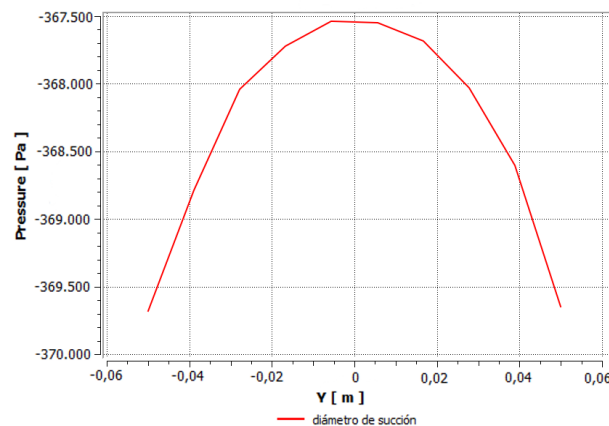
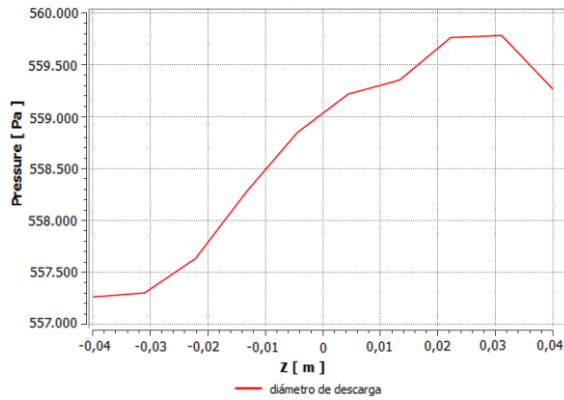


Figura. 7. Comportamiento de las presiones en el interior de la bomba.



a)

Diseño de bombas centrífugas



b)

Figura. 8. Comportamiento de las presiones en la brida de a) succión y b) descarga.

Para el análisis del comportamiento de las velocidades, se significa que, en consonancia con el principio de funcionamiento de las bombas centrífugas, convertir la energía cinética del fluido en energía de presión, los valores de velocidad a la salida del rodete son mayores que los de la tubería de descarga (Figura 9). Producto de las diferencias de diámetros la velocidad del fluido en la tubería de succión y descarga es de 4,69 y 10,83 m/s respectivamente. La acción de la fricción del fluido con las paredes se muestra en la gráfica de la figura 10, lo que constituye uno de los factores de las pérdidas hidráulicas (Ding et al. (2019)).

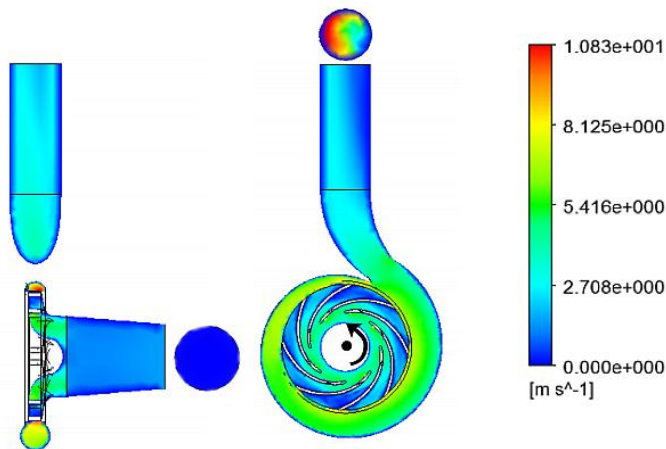
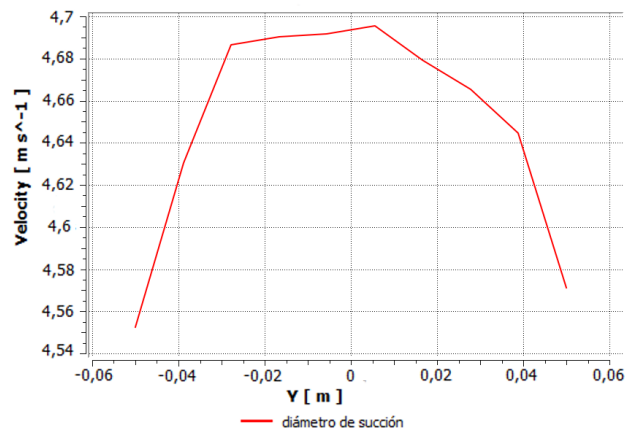
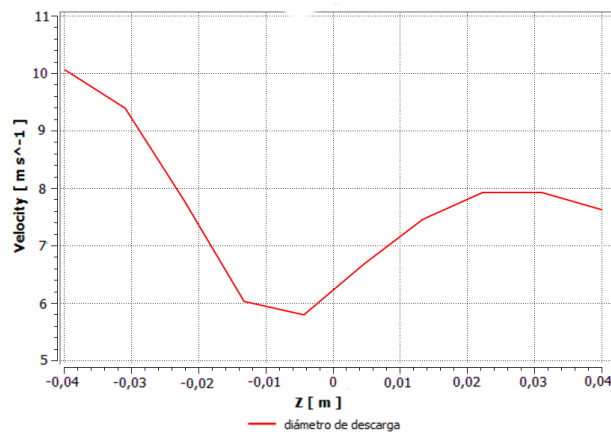


Figura. 9. Comportamiento de las velocidades en el interior de la bomba.



a)



b)

Figura. 10. Comportamiento de las velocidades en las bridas de a) succión, b) impulsión.

Conclusiones

1. Con el empleo de simulaciones numéricas se obtuvieron los valores de presión y velocidades para la bomba caso de estudio; con los cuales fue posible obtener la altura de impulsión.
2. La diferencia entre los valores obtenidos en la simulación y el método analítico es de 4,6 m.c.a, lo cual se debe a la existencia de recirculaciones producto al brusco cambio de dirección del fluido al impactar con la lengüeta.
3. Los resultados obtenidos permiten evaluar el funcionamiento de la bomba desde la etapa, reduciendo los costes en ensayos experimentales.

Referencias bibliográficas

- Bacharoudis, E. C., Filios, A. E., Mentzos, M. D., & Margaris, D. P. (2008). Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2, 75-83.
- Burneo, J., & Avilés, D. (2013). *Modernización de un set de bombas centrífugas marca Gilbet Gilkes y diseño construcción de los dos impulsores intercambiables para las prácticas experimentales del laboratorio de turbomáquinas del DECEM*. 1.
- Chakraborty, S., Pandey, K. M., & Roy, B. (2012). Numerical analysis on effects of blade number variations on performance of centrifugal pumps with various rotational speeds *International Journal of Current Engineering and Technology*.
- Ding, H., Zikang Li, X. G., & Li, M. (2019). The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed. *Vacuum*, 239-246. doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.10.049>
- Elyamin, G. R. H. A., Bassily, M. A., Khalil, K. Y., & Gomaa, M. S. (2019). Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump. *Alexandria Engineering Journal*, 30. doi: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2019.02.004>
- Grapsas, V., Stamatelos, F., Anagnostopoulos, J., & Papantonis, D. (2008). Numerical Study and Optimal Blade Design of a Centrifugal Pump by Evolutionary Algorithms. 26-33.
- Guardo, A., Fontanals, A., & Coussirat, M. G. (2013). Estudio numérico de la interacción rotor estator en el difusor de una bomba. *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*, XXXII, 1155-1168.
- Lai, F., Zhu, X., Li, G., Zhu, L., & Wang, F. (2019). Numerical Research on the Energy Loss of a Single-Stage Centrifugal Pump with Different Vaned Diffuser Outlet Diameters. *Energy Procedia*, 158, 5523-5528. doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.592>
- Lorussoa, M., Capursoa, T., Torresia, M., Fortunatoa, B., Fornarellia, F., Camporealea, S. M., & Monteriso, R. (2017). Efficient CFD evaluation of the NPSH for centrifugal pumps. *Energy Procedia*, 126, 778-785.
- Mataix, C. (1984). *Turbomáquinas Hidráulicas* (Tercera Edición ed.). Madrid.
- Montevideo, N., Duarte, A., & Caraballo, G. (2013). Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga. *Revista Ingeniería UC*, 20, 39-51.

- Shojaeefard, M. H., Tahani, M., Ehghaghi, M. B., Fallahian, M. A., & Beglari, M. (2012). Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid. *Computers & Fluids*, 60, 61-70. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.02.028>
- Subicaray, M. V. (2000). *Bombas, teoría, diseño y aplicaciones* (E. Limusa Ed.). 968-18-0509-7.
- Wang, H., Long, B., Wang, C., Han, C., & Li, L. (2020). Effects of the Impeller Blade with a Slot Structure on the Centrifugal Pump Performance. *Energies*, 13(1628). doi: [doi:10.3390/en13071628](https://doi.org/10.3390/en13071628)