

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA Y EL ÁNGULO DE ENTRADA EN EL DESEMPEÑO AEROTERMODINÁMICO DE UNA TURBINA RADIAL DE UN SISTEMA DE CICLO RANKINE ORGÁNICO

Uzziel Caldiño Herrera¹, Manuel Alejandro Lira², Alfredo Villanueva³ y Alejandro Garza⁴

^{1,2,3,4} Instituto de Ingeniería y Tecnología,
Universidad Autónoma de Ciudad Juárez,
Av. del Charro no. 450 Nte.
Col. Partido Romero
Ciudad Juárez, Chihuahua, México,
C.P. 32310



¹uzziel.caldino@uacj.mx

Recibido: Mayo 6, 2019.

Recibido en forma revisada: Julio 11, 2019.

Aceptado: Julio 12, 2019.

Resumen: En este trabajo se analizó el comportamiento de la dinámica del flujo en un rotor de turbina radial de un sistema de energético basado en ciclo Rankine orgánico para el aprovechamiento de calor residual. El análisis se llevó a cabo considerando dos parámetros de diseño en la turbina radial: la velocidad específica N_s y el ángulo relativo del flujo a la entrada del rotor β_4 . Primero se llevó a cabo un diseño preliminar de la turbina utilizando estos parámetros como variables para seleccionar un valor adecuado de N_s . Las dimensiones generales de la turbina se calcularon a partir de la ecuación de Euler para turbomáquinas y de la ecuación de continuidad de flujo partiendo de las condiciones termodinámicas a la entrada de la turbina y la relación de presión P_R . Con estos datos se definió la geometría en 3 dimensiones del rotor y se llevó a cabo un análisis numérico del flujo en el dominio definido como modelo geométrico para diferentes direcciones relativas del flujo a la entrada del rotor: -20° , -25° , -30° , -35° y -40° . Finalmente se evaluó el desarrollo del flujo en estado estacionario a través del rotor, observando como para el ángulo de entrada de 25° la dirección del flujo mantiene la menor desviación con respecto a la dirección impuesta por el álabe para valores de span de 0.25, 0.5 y 0.75.

+ Palabras clave: Turbina radial, dinámica de fluidos computacional, generación de flujos secundarios, sistema energético, aprovechamiento de calor residual.

Abstract: In this work the behavior of the flow dynamics in a radial turbine rotor of an energy system based on organic Rankine cycle for the utilization of residual heat was analyzed. The analysis was carried out considering two design parameters in the radial turbine: the specific speed N_s and the relative rotor inflow angle β_4 . A preliminary design of the turbine was carried out using these two parameters. The general dimensions of the turbine were calculated from the Euler equation for turbomachines and from the flow continuity equation starting from the thermodynamic conditions at turbine inlet and the pressure ratio P_R . Three-dimensional geometry of the rotor was defined and a numerical analysis of the flow in the domain defined as geometric model was carried out for different relative directions of the flow at the entrance of the rotor: -20° , -25° , -30° , -35° and -40° . Finally, it evaluated the development of the flow in a steady state through the rotor, observing how for the angle of entry of 25° the direction of the flow maintains the smallest deviation with respect to the direction imposed by the blade for span values of 0.25, 0.5 and 0.75.

+ **Keywords:** Radial turbine, computational fluid dynamics, secondary flow generation, energy system, waste heat utilization.

Introducción

Las turbinas radiales suelen ser usadas en aplicaciones de bajas potencias debido a su mejor desempeño al trabajar con bajos flujos máxicos, además de permitir una relación de expansión mucho mayor que las turbinas axiales [1-4].

Para aplicaciones de recuperación de calor su implementación ha ido en aumento junto con dispositivos de desplazamiento positivo como parte de sistemas de Ciclo Rankine Orgánico (ORC). La preferencia por turbinas radiales radica en la simplicidad de su funcionamiento y mantenimiento, aunque para lograr que una turbina radial sea eficiente se requiere un gran trabajo de diseño ya que por su configuración es muy posible que aparezcan flujos secundarios que disipen la energía cinética que debe ser transferida al rotor [2,3].

Existen diversos grupos de investigación en todo el mundo que estudian la dinámica del flujo en turbinas radiales para su aplicación en sistemas ORC. En general la metodología del diseño consiste en modelar numéricamente el flujo en un dominio previamente calculado, para posteriormente validar el modelo numérico con experimentos [5-12].

Antecedentes

La geometría del rotor debe satisfacer, de acuerdo con las condiciones de diseño, la conservación de masa y la conservación de momento angular. Estos dos principios físicos quedan restringidos durante el diseño por la potencia requerida y la disponibilidad energética. Se han propuesto distintas metodologías de diseño que buscan lograr una turbina eficiente considerando la geometría del rotor [9-11]. Sin embargo, el rendimiento a lo largo del rotor varía según las variables termodinámicas, los parámetros cinemáticos y las condiciones geométricas. Por lo tanto, una evaluación de la pérdida de eficiencia de la turbina a lo largo

del rotor resulta un parámetro indispensable para identificar las condiciones geométricas, cinemáticas y termodinámicas que causan pérdidas de energía. En este trabajo se analiza la influencia de la condición cinemática a la entrada del rotor. Esto implica ajustar la velocidad de rotación del rotor para lograr que la velocidad relativa del flujo a la entrada del rotor satisfaga un ángulo definido entre -20° y -40° . La velocidad de rotación y el radio de la turbina definen la velocidad tangencial a la que gira la punta del álabe en la entrada, por lo tanto, la velocidad absoluta (que se establece con los álabes fijos en el estator) debe ajustarse a las condiciones cinemáticas del rotor. Todos estos parámetros son calculados a partir de números adimensionales propios de turbinas radiales, los cuales deben ubicarse dentro de un rango específico para asegurar un eficiente funcionamiento de la turbina [13].

El estudio del flujo en turbinas radiales para aplicaciones de ORC es de suma importancia debido a los bajos rangos de temperaturas en los que operan este tipo de sistemas. Esta condición resulta en una baja eficiencia térmica del ciclo, si a esto se le suma una baja eficiencia de la turbina, su implementación comercial deja de ser atractiva, sin embargo, una turbina eficiente resulta factible para su utilización en la recuperación de calor de desecho ya que podría incluso superar la eficiencia de las celdas fotovoltaicas.

Metodología

Partiendo de las condiciones de operación de la turbina mostradas en la Tabla 1, se definen las condiciones termodinámicas y cinemáticas en la entrada y salida de la turbina.

Tabla 1. Dimensiones generales del rotor.

Ubicación	Dimensión	Unidades
Radio de entrada	35.12	mm
Altura del álabe a la entrada	5.34	mm
Radio de salida (raíz)	8.4	mm
Radio de salida (punta)	25.46	mm
Longitud axial	25.59	mm
Dirección del flujo a la salida	52.06	$^\circ$
Velocidad de rotación	36 326.52	rpm
Número de álabes	12	[-]

El comportamiento de α_1 con respecto a β_1 se es independiente de las condiciones de operación de la turbina y se muestra en la Figura 1. Aquí se observa como para ángulos relativos a la entrada del rotor de -30° que resulten en velocidades absolutas con ángulos menores a 70° (alejados de la condición tangencial), se requieren valores de $N_s \geq 0.6666$. Dadas las recomendaciones de la literatura, se decidió utilizar este valor para el cálculo de la geometría del rotor.

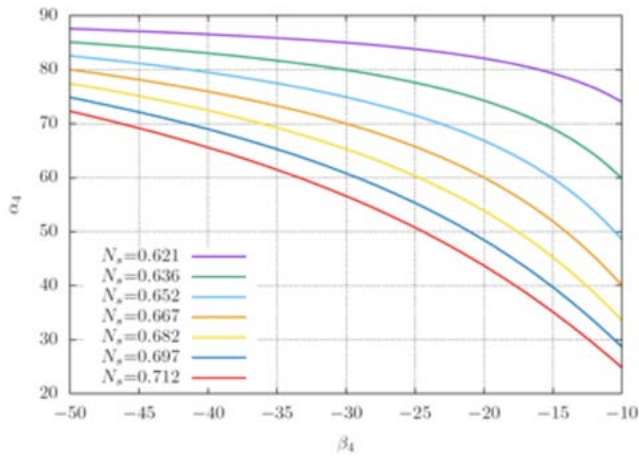


Figura 1. Variación de α_4 con respecto a β_4 para diferentes valores de N_s .

Una vez construido el dominio geométrico (solo un canal de flujo) se definieron las condiciones de frontera y los modelos numéricos para su análisis. En las Figuras 2-6 se muestran las líneas de corriente en diferentes spans para los 5 casos analizados: ángulos relativos de entrada de -20° , -25° , -30° , -35° y -40° .

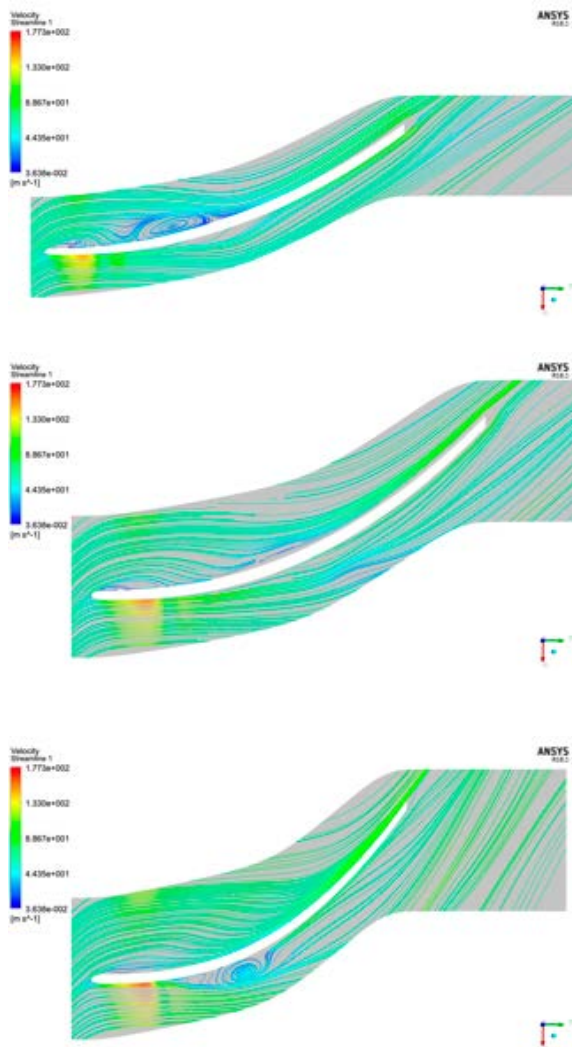


Figura 2. Líneas de corriente para un ángulo de entrada de -20° en span 0.25, 0.5 y 0.75 respectivamente.

Se observa como para el ángulo de entrada de -20° (Figura 2) existe la formación de dos recirculaciones en el lado presión en el span de 0.25. Estas recirculaciones aparecen en la primera mitad del recorrido del flujo en dirección meridional. En el span de 0.5 también existe una recirculación en el lado presión muy cercana al borde de entrada y de menor magnitud. Para el span de 0.75 la recirculación disminuye en magnitud, sin embargo, se forma una región de estancamiento en la primera mitad del recorrido meridional del flujo, lo que causa que el flujo no se apegue al álabe, y además se forma ahora una recirculación en el lado succión a la mitad de la distancia meridional.

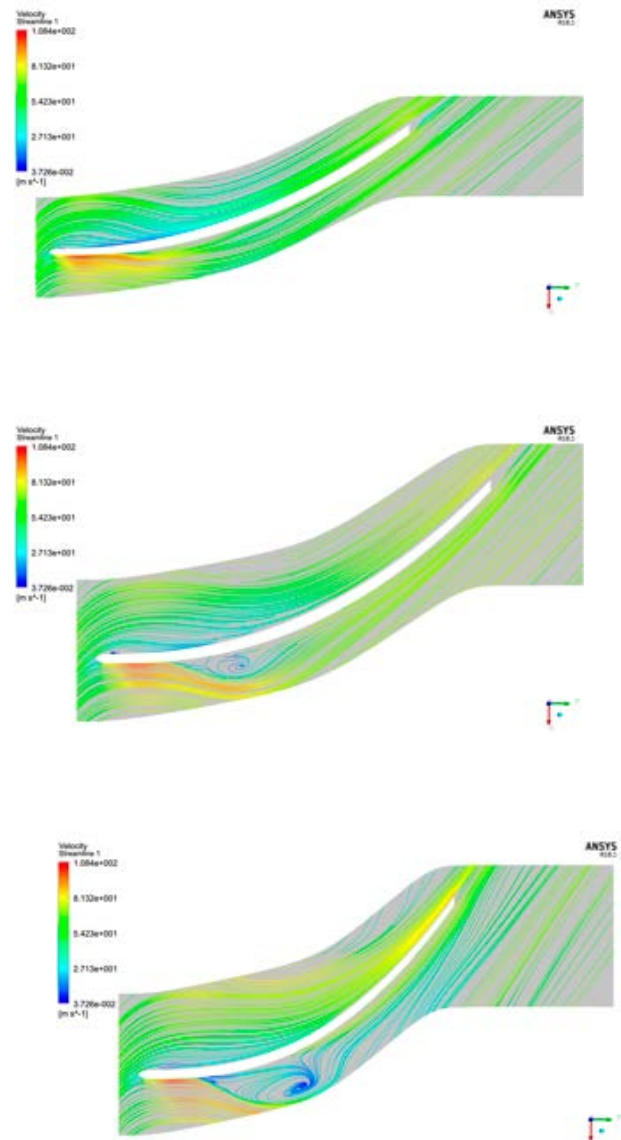


Figura 3. Líneas de corriente para un ángulo de entrada de -25° en span 0.25, 0.5 y 0.75 respectivamente.

Para el caso de un ángulo de entrada de -25° (Figura 3) en el span de 0.25 existe un flujo apegado a la dirección de diseño. sin embargo, para el span de 0.5 y 0.75 existe la formación de una recirculación en el lado succión de álabe que aumenta conforme el span crece.

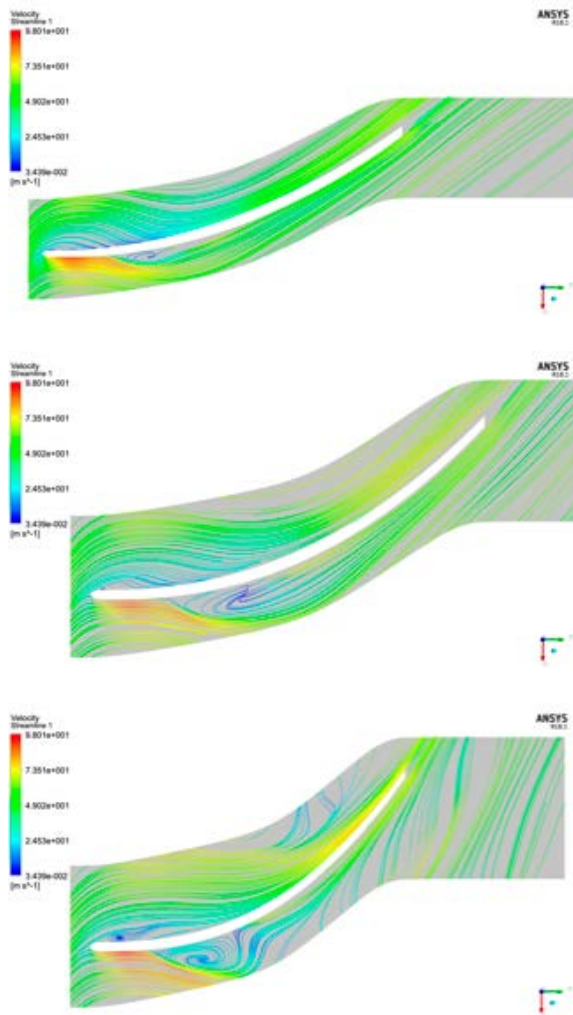


Figura4. Líneas de corriente para un ángulo de entrada de -30° en span 0.25, 0.5 y 0.75 respectivamente.

Para el caso de un ángulo de entrada de -30° (Figura 4) en el span de 0.25 existe una pequeña recirculación en el lado succión del álabe. Para el span de 0.5 esta recirculación en el lado succión se presenta en una posición meridional mayor, y en la cercanía del borde de entrada, se observa la formación de una recirculación en el lado presión del álabe. Ya en el span de 0.75 las recirculaciones del span 0.5 se ven incrementadas, afectando en gran medida la dirección del flujo a la salida del rotor.

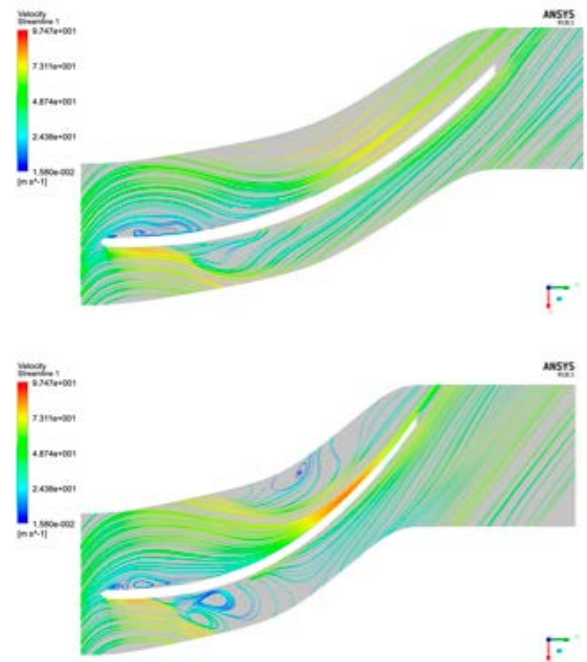
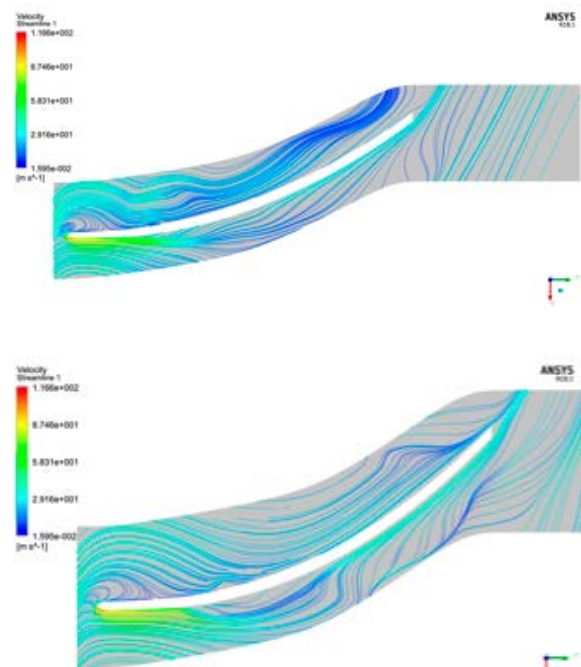


Figura 5. Líneas de corriente para un ángulo de entrada de -35° en span 0.25, 0.5 y 0.75 respectivamente.

Para el caso de un ángulo de entrada de -35° (Figura 5) en el span de 0.25 se observan recirculaciones en el lado presión y succión del álabe cerca del borde de entrada. En el span de 0.5 estas recirculaciones se mantienen en posición y magnitud, permitiendo que el flujo retome la dirección de diseño para el borde de salida. Sin embargo, para el span de 0.75 las recirculaciones aumentan en magnitud y además aparece una tercera recirculación cerca del borde de salida, afectando principalmente al lado succión del álabe.



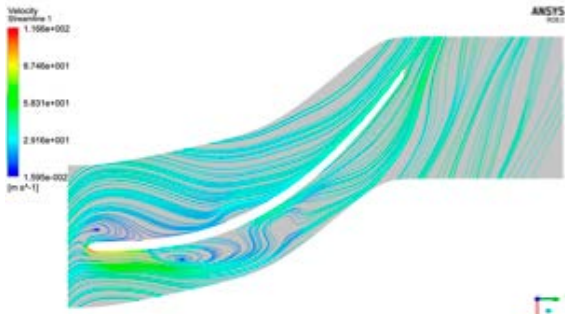


Figura 6. Líneas de corriente para un ángulo de entrada de -40° en span 0.25, 0.5 y 0.75 respectivamente.

Para el caso de un ángulo de -40° (Figura 6) se observa para el span de 0.25 una recirculación en el borde de entrada, el cual afecta al flujo a lo largo de todo el lado presión del álabe. En el span de 0.5 esta recirculación sigue presente, con menor afectación en el desarrollo del flujo, sin embargo, existe una recirculación en el lado succión en una posición meridional de 0.5. Finalmente, para el span de 0.75 las recirculaciones aumentan en las mismas posiciones afectando al flujo a lo largo de la posición meridional tanto para el lado succión como para el lado presión.

Conclusión

De análisis realizado en este trabajo se observa la influencia de la velocidad específica N_s en la dirección del flujo en el marco de referencia absoluto para una dirección relativa, siendo ésta de importancia por la configuración geométrica del estator. Además, la velocidad relativa tiene un impacto importante en la dinámica del flujo durante la operación del rotor de turbina radial.

Se observa que, para los casos analizados, la dirección de -25° presenta el mejor desempeño del flujo, manteniendo el flujo con mayor apego a la dirección impuesta por el álabe. Esto considerando que para todos los casos estudiados, en la cercanía de la punta del álabe (span cercano a 1) existe la formación de una recirculación en el lado succión del álabe, la cual debe estar asociada a la geometría del perfil meridional correspondiente al span de 1.

Como recomendación se propone realizar análisis con diferentes configuraciones de perfil meridional tanto en la raíz como en la punta. Además de validar los resultados numéricos con modelos experimentales.

El desarrollo de turbinas eficientes para este tipo de aplicaciones es de suma importancia para la implementación de tecnologías que permitan aprovechar las fuentes con bajo contenido energético, que de otra manera son consideradas como calor de desecho.

Símbolos

h	entalpía	(kJ/kg)
ρ	densidad	(kg/m ³)
ω	velocidad angular	(rad/s)
P	presión	(bar)
N_s	velocidad específica	(m/s)
U	velocidad del álabe	(m/s)
C_θ	velocidad tangencial	(m/s)
α	ángulo absoluto	($^\circ$)
β	ángulo relativo	($^\circ$)
b	altura del álabe	(mm)
t	espesor del álabe	(mm)
N_R	número de álabes	(-)

Bibliografía

+ Baskharone, Erian (2006). *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*. Estados Unidos de América: Cambridge University Press. ISBN # 139780521858106.

+ Schobeiri, M. (2005). *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*. Alemania: Springer. ISBN # 3540223681.

+ Aungier, Ronald H. (2005). *Turbine Aerodynamics*. Estados Unidos de América: ASME Press. ISBN # 0791802418.

+ Dixon, S. L. y Hall, C. A. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Estados Unidos de América: Elsevier. ISBN # 978185617793-1.

+ Pini, M.; y De Servi, C.; Burigana, M.; Bahamonde, S.; Rubino, A.; Vitale, S. y Colonna, P. (2017). *Fluid-dynamic design and characterization of a mini-ORC turbine for laboratory experiments*. *Energy Procedia*, 129, 1141-1148. ISSN # 8766102.

+ Meroni, Andrea; Robertson, Miles; Martinez-Botas, Ricardo y Haglind, Fredrik (2018). *A methodology for the preliminary design and performance prediction of high-pressure ratio radial-inflow turbines*. *Energy*, 164, 1062-1078. ISSN # 0306-5442.

+ Li, Yan y Ren, Xiao-dong (2016). *Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design*. *Applied Thermal Engineering*, 96, 541-554. ISSN # 1359-4311.

+ Kim, Yeop-Do y Kim, You-Taek (2017). *Preliminary design analysis of a radial inflow turbine for organic Rankine cycles*. *Applied Thermal Engineering*, 120, 549-559. ISSN # 1359-4311.

+ Saueret, Emile y Gu, Yuantong (2014). *Three-dimensional off design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine*. *Applied Energy*, 135, 202-211. ISSN # 0306-2619.

+ Fiaschi, D.; Manfreda, G. y Maraschiello, F. (2012). *Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles*. *Applied Energy*, 97, 601-608, ISSN # 0306-2619.

+ Lv, G.; Yang, J.; Shao, W. y Wang, X. (2018). *Aerodynamic design optimization of radial-inflow turbine in supercritical CO2 cycles using a one-dimensional model*. *Energy Conversion and Management*, 165, 827-839, ISSN # 0196-8904.

+ Bajle, O.E. (1981). *Turbomachines: A Guide to Design Selection and Theory*, John Wiley and Sons.