

ISSN 2531-2189

Volumen 3, Número 10 — Abril — Junio - 2019

Revista de Ingeniería Mecánica



ECORFAN-Spain

Editor en Jefe

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

Directora Ejecutiva

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

Director Editorial

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

Diseñador Web

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

Diagramador Web

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

Asistente Editorial

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

Traductor

DÍAZ-OCAMPO, Javier. BsC

Filóloga

RAMOS-ARANCIBIA, Alejandra. BsC

Revista de Ingeniería Mecánica Volumen 3, Número 10, de Abril a Junio - 2019, es una revista editada trimestralmente por ECORFAN-Spain. Calle Matacerquillas 38, CP: 28411. Morzarzal -Madrid.

WEB: www.ecorfan.org/spain, revista@ecorfan.org. Editora en Jefe: SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC, ISSN: 2531-2189. Responsables de la última actualización de este número de la Unidad de Informática ECORFAN. ESCAMILLA-BOUCHÁN, Imelda. PhD, LUNA-SOTO, Vladimir. PhD, actualizado al 30 de Junio de 2019.

Las opiniones expresadas por los autores no reflejan necesariamente las opiniones del editor de la publicación.

Queda terminantemente prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin permiso del Centro Español de Ciencia y Tecnología.

Revista de Ingeniería Mecánica

Definición del Research Journal

Objetivos Científicos

Apoyar a la Comunidad Científica Internacional en su producción escrita de Ciencia, Tecnología en Innovación en el Área de Ingeniería y Tecnología, en las Subdisciplinas Construcción de puentes, Desarrollo de la ingeniería ambiental, Gestión en construcción de viviendas, Infraestructura hidráulicas Mecánica de suelos, Ingeniería sanitaria, Infraestructura vial

ECORFAN-México S.C es una Empresa Científica y Tecnológica en aporte a la formación del Recurso Humano enfocado a la continuidad en el análisis crítico de Investigación Internacional y está adscrita al RENIECYT de CONACYT con número 1702902, su compromiso es difundir las investigaciones y aportaciones de la Comunidad Científica Internacional, de instituciones académicas, organismos y entidades de los sectores público y privado y contribuir a la vinculación de los investigadores que realizan actividades científicas, desarrollos tecnológicos y de formación de recursos humanos especializados con los gobiernos, empresas y organizaciones sociales.

Alentar la interlocución de la Comunidad Científica Internacional con otros centros de estudio de México y del exterior y promover una amplia incorporación de académicos, especialistas e investigadores a la publicación Seriada en Nichos de Ciencia de Universidades Autónomas - Universidades Públicas Estatales - IES Federales - Universidades Politécnicas - Universidades Tecnológicas - Institutos Tecnológicos Federales - Escuelas Normales - Institutos Tecnológicos Descentralizados - Universidades Interculturales - Consejos de CyT - Centros de Investigación CONACYT.

Alcances, Cobertura y Audiencia

Revista de Ingeniería Mecánica es un Research Journal editado por ECORFAN-México S.C en su Holding con repositorio en Spain, es una publicación científica arbitrada e indizada con periodicidad trimestral. Admite una amplia gama de contenidos que son evaluados por pares académicos por el método de Doble-Ciego, en torno a temas relacionados con la teoría y práctica de Construcción de puentes, Desarrollo de la ingeniería ambiental, Gestión en construcción de viviendas, Infraestructura hidráulicas Mecánica de suelos, Ingeniería sanitaria, Infraestructura vial con enfoques y perspectivas diversos, que contribuyan a la difusión del desarrollo de la Ciencia la Tecnología e Innovación que permitan las argumentaciones relacionadas con la toma de decisiones e incidir en la formulación de las políticas internacionales en el Campo de las Ciencias Ingeniería y Tecnología. El horizonte editorial de ECORFAN-México® se extiende más allá de la academia e integra otros segmentos de investigación y análisis ajenos a ese ámbito, siempre y cuando cumplan con los requisitos de rigor argumentativo y científico, además de abordar temas de interés general y actual de la Sociedad Científica Internacional.

Consejo Editorial

CENDEJAS - VALDEZ, José Luis. PhD
Universidad Politécnica de Madrid

FERNANDEZ - ZAYAS, José Luis. PhD
University of Bristol

HERRERA - DIAZ, Israel Enrique. PhD
Center of Research in Mathematics

MEDELLIN - CASTILLO, Hugo Iván. PhD
Heriot-Watt University

RIVAS - PEREA, Pablo. PhD
University of Texas

ROBLEDO - VEGA, Isidro. PhD
University of South Florida

RODRIGUEZ - ROBLEDO, Gricelda. PhD
Universidad Santander

TELOXA - REYES, Julio. PhD
Advanced Technology Center

VAZQUEZ - MARTINEZ, Ernesto. PhD
University of Alberta

VEGA - PINEDA, Javier. PhD
University of Texas

Comité Arbitral

ALVAREZ - SÁNCHEZ, Ervin Jesús. PhD
Centro de Investigación Científica y de Estudios Superiores de Ensenada

CHÁVEZ - GUZMÁN, Carlos Alberto. PhD
Instituto Politécnico Nacional

DURÁN - MEDINA, Pino. PhD
Instituto Politécnico Nacional

ENRÍQUEZ - ZÁRATE, Josué. PhD
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

FERNÁNDEZ - GÓMEZ, Tomás. PhD
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

GUDIÑO - LAU, Jorge. PhD
Universidad Nacional Autónoma de México

GUTIÉRREZ - VILLEGAS, Juan Carlos. PhD
Centro de Tecnología Avanzada

MÉRIDA - RUBIO, Jován Oseas. PhD
Centro de Investigación y Desarrollo de Tecnología Digital

MORENO - RIOS, Marisa. PhD
Instituto Tecnológico de Pachuca

PORTILLO - VÉLEZ, Rogelio de Jesús. PhD
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

SANDOVAL - GUTIÉRREZ, Jacobo. PhD
Instituto Politécnico Nacional

Cesión de Derechos

El envío de un Artículo a Revista de Ingeniería Mecánica emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo.

Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Spain considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra

Declaración de Autoría

Indicar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en la participación del Artículo y señalar en extenso la Afiliación Institucional indicando la Dependencia.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo con el Número de CVU Becario-PNPC o SNI-CONACYT- Indicando el Nivel de Investigador y su Perfil de Google Scholar para verificar su nivel de Citación e índice H.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en los Perfiles de Ciencia y Tecnología ampliamente aceptados por la Comunidad Científica Internacional ORCID - Researcher ID Thomson - arXiv Author ID - PubMed Author ID - Open ID respectivamente

Indicar el contacto para correspondencia al Autor (Correo y Teléfono) e indicar al Investigador que contribuye como primer Autor del Artículo.

Detección de Plagio

Todos los Artículos serán testeados por el software de plagio PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se mandará a arbitraje y se rescindirá de la recepción del Artículo notificando a los Autores responsables, reivindicando que el plagio académico está tipificado como delito en el Código Penal.

Proceso de Arbitraje

Todos los Artículos se evaluarán por pares académicos por el método de Doble Ciego, el arbitraje Aprobatorio es un requisito para que el Consejo Editorial tome una decisión final que será inapelable en todos los casos. MARVID® es una Marca de derivada de ECORFAN® especializada en proveer a los expertos evaluadores todos ellos con grado de Doctorado y distinción de Investigadores Internacionales en los respectivos Consejos de Ciencia y Tecnología el homólogo de CONACYT para los capítulos de América-Europa-Asia-Africa y Oceanía. La identificación de la autoría deberá aparecer únicamente en una primera página eliminable, con el objeto de asegurar que el proceso de Arbitraje sea anónimo y cubra las siguientes etapas: Identificación del Research Journal con su tasa de ocupamiento autoral - Identificación del Autores y Coautores- Detección de Plagio PLAGSCAN - Revisión de Formatos de Autorización y Originalidad-Asignación al Consejo Editorial-Asignación del par de Árbitros Expertos-Notificación de Dictamen-Declaratoria de Observaciones al Autor-Cotejo de Artículo Modificado para Edición-Publicación.

Instrucciones para Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

Área del Conocimiento

Los trabajos deberán ser inéditos y referirse a temas de Bombas y equipos para manipulación de líquidos, cojinetes, compresores de aire, engranajes, equipo de refrigeración, equipo mecánico de transmisión de potencia, equipo neumático, equipó y maquinaria industrial, maquinaria agropecuaria, maquinaria de extracción de petróleo, maquinaria de impresión y reproducción, maquinaria de minería, maquinaria hidráulica, maquinaria industrial especializada, maquinaria nuclear, maquinaria para fabricar papel, maquinaria para la industria de la alimentación, maquinaria para manejo de materiales, maquinaria textil, maquinarias de vapor, máquinas expendedoras y distribuidoras, máquinas, herramientas y accesorios, material de calefacción, material de construcción, matrices, plantillas y calibres, motores de combustión interna(general), motores de gas, operaciones mecanizadas y a otros temas vinculados a las Ciencias de Ingeniería y Tecnología.

Presentación del Contenido

Como primer artículo presentamos, *Integración de Actuadores Hidráulicos para los Sistemas Secundarios de Moldeo y Liberación en Moldes de Inyección de Plástico*, por REYES-CASTREJON, Daniel Enrique, BONILLA-BLANCAS, Angélica Elizabeth, FIGUEROA-ESTRADA, Eduardo y SALAZAR-PEREYRA, Martín, con adscripción en el Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, como segundo artículo presentamos, *Análisis termodinámico de las condiciones de operación de los ciclos combinados turbina de gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión*, por MÉNDEZ-CRUZ, Ladislao Eduardo, SALAZAR-PEREYRA, Martín, LUGO-LEYTE, Raúl y PÉREZ-BEDOLLA, Rafael, con adscripción en el Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec y la Universidad Autónoma Metropolitana, como siguiente artículo presentamos, *Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta*, por MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isaí y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier, con adscripción en la Universidad de Guanajuato, como último artículo presentamos, *Análisis termodinámico del intercambiador de calor de un sistema ORC para el aprovechamiento de calor residual en procesos industriales*, por CALDIÑO-HERRERA, Uzziel, CORNEJO-MONROY, Delfino, TILVALDYEV, Shehret y DÁVALOS-RAMÍREZ, José Omar, con adscripción en la Universidad Autónoma de Ciudad Juárez.

Contenido

Artículo	Página
Integración de Actuadores Hidráulicos para los Sistemas Secundarios de Moldeo y Liberación en Moldes de Inyección de Plástico REYES-CASTREJON, Daniel Enrique, BONILLA-BLANCAS, Angélica Elizabeth, FIGUEROA-ESTRADA, Eduardo y SALAZAR-PEREYRA, Martín <i>Centro de Tecnología Avanzada Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec</i>	1-6
Análisis termodinámico de las condiciones de operación de los ciclos combinados turbina de gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión MÉNDEZ-CRUZ, Ladislao Eduardo, SALAZAR-PEREYRA, Martín, LUGO-LEYTE, Raúl y PÉREZ-BEDOLLA, Rafael <i>Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec Universidad Autónoma Metropolitana</i>	7-18
Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isaí y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier <i>Universidad de Guanajuato</i>	19-26
Análisis termodinámico del intercambiador de calor de un sistema ORC para el aprovechamiento de calor residual en procesos industriales CALDIÑO-HERRERA, Uzziel, CORNEJO-MONROY, Delfino, TILVALDYEV, Shehret y DÁVALOS-RAMÍREZ, José Omar <i>Universidad Autónoma de Ciudad Juárez</i>	27-33

Integración de Actuadores Hidráulicos para los Sistemas Secundarios de Moldeo y Liberación en Moldes de Inyección de Plástico

Integration of Hydraulic Actuators to Ejection Secondary Systems in Plastic Injection Molds

REYES-CASTREJON, Daniel Enrique^{1†}, BONILLA-BLANCAS, Angélica Elizabeth^{*1}, FIGUEROA-ESTRADA, Eduardo¹ y SALAZAR-PEREYRA, Martín²

¹Centro de Tecnología Avanzada. Circuito de la industria poniente No. 11, lt. 11, Parque Industrial ex Hacienda Doña Rosa, Lerma, Estado de México, México

²Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec. División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial. Av. Tecnológico Esq. Av. Hank González. Col. Valle de Anáhuac, 55210, Ecatepec, Estado de México, México

ID 1^{er} Autor: Daniel Enrique, Reyes-Castrejon / ORC ID: 0000-0002-9923-8224, CVU CONACYT ID: 747950

ID 1^{er} Coautor: Angélica Elizabeth, Bonilla-Blancas / ORC ID: 0000-0003-0534-5932, CVU CONACYT ID: 100836

ID 2^{do} Coautor: Eduardo, Figueroa-Estrada / ORC ID: 0000-0002-3079-9293, CVU CONACYT ID: 577955

ID 3^{er} Coautor: Martín, Salazar-Pereyra / ORC ID: 0000-0001-6487-3087, CVU CONACYT ID: 63833

DOI: 10.35429/JME.2019.10.3.1.6

Recibido 08 Marzo, 2019; Aceptado 30 Junio, 2019

Resumen

La fabricación de productos plásticos en los mercados actuales demanda el uso de tecnologías que permitan el moldeo de componentes con geometrías cada vez más complejas con tiempos de fabricación menores. La presencia de subsistemas para el moldeo y liberación de estructuras negativas incrementa la complejidad del molde, así como el tiempo necesario para la manufactura y liberación del molde, pues tradicionalmente se emplean mecanismos accionados con pernos angulares. En este trabajo se realiza el diseño de un molde de inyección para un componente con negativos, que emplea un sistema con actuador para el moldeo secundario y liberación de la estructura negativa según la línea de partición del molde. También se realiza el diseño del molde para el mismo componente con el uso de un sistema secundario de moldeo totalmente mecánico y de uso convencional. El análisis comparativo del diseño y funcionamiento entre un sistema secundario de moldeo mecánico y un sistema con actuador para el moldeo y liberación de estructuras negativas en moldes de inyección de plásticos, alternativa para la reducir los costos y tiempos de fabricación.

Moldes de inyección, Perno angular, Sistemas secundarios de moldeo

Abstract

The manufacture of plastic products in the current markets demands the use of technologies that allow the molding of components with highly complex geometries and every time the time to manufacture is reduced. The presence of subsystems for the molding and release of negative structures increases the complexity of the mould, as well as the time required for the manufacture and adjust of the mould, since it is traditionally used mechanisms with angular pins. In this work the design of an injection mould is made for a component with negatives, which uses a system with actuator for the secondary molding and release of the negative structure according to the mould partition line. The mold is also design for the same component with the use of a secondary system of moulding totally mechanical and of conventional use. The analysis of the design and operation between a secondary mechanical molding system and a system with actuator for molding and releasing negative structures in plastic injection molds, alternative for reducing costs and times of Manufacturing.

Injection mold, Angle lift, Secondary molding system

Citación: REYES-CASTREJON, Daniel Enrique, BONILLA-BLANCAS, Angélica Elizabeth, FIGUEROA-ESTRADA, Eduardo y SALAZAR-PEREYRA, Martín. Integración de Actuadores Hidráulicos para los Sistemas Secundarios de Moldeo y Liberación en Moldes de Inyección de Plástico. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-10: 1-6.

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: angelica.bonilla@ciateq.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

El moldeo por inyección es el principal proceso de manufactura a nivel mundial en la fabricación de componentes plásticos. Además, este proceso se caracteriza por su capacidad para fabricar componentes con geometrías complejas y variación en los espesores de pared. Las exigencias actuales de los consumidores, aunado a la competencia de las marcas por ubicarse dentro de las preferencias de consumo, han generado la necesidad de superar las limitaciones de los medios de producción, desde los tiempos de respuesta hasta la complejidad y calidad de los productos, mismos que además tienen un tiempo de vida relativamente corto.

La manufactura de moldes de inyección de plásticos es un área que demanda conocimientos altamente especializados, así como amplia experiencia práctica desde el diseño hasta al ajuste de la herramienta. A pesar de la importancia de este sector, el diseño, manufactura y ajuste de los moldes de inyección se basan principalmente en la experiencia adquirida por los grupos de trabajo.

La integración de nuevas tecnologías disponibles en el mercado en conjunto con las herramientas CAD/CAE en el proceso de manufactura de moldes, tienen el potencial para reducir los tiempos de ajuste y mejorar la vida útil del mismo, además de superar algunas limitantes de moldeo en la geometría de la pieza mediante la inclusión de mecanismos secundarios de desmoldeo.

Las herramientas CAE como Plastics de SolidWorks han sido empleadas para el estudio y mejora de componentes básicos del molde como la geometría del runner, sistema de alimentación entre el sprue y el gate, para reducir el desperdicio de material y defectos de molde como “disparos cortos” mediante la optimización de la forma de la sección transversal, diámetro y ubicación [1].

El análisis del desmoldeo de componentes ha sido objeto de estudios recientes, desde el diseño conceptual del molde hasta la inclusión de herramientas secundarias de moldeo, como el diseño de un algoritmo para el análisis de expulsión para geometría de piezas de plástico, que tiene la capacidad de detectar contra salidas que se pueden resolver a través de un sistema de extracción de negativos.

Además, brinda información acerca de la manufactura para ayudar al diseñador a implementar los cambios de forma rápida durante las primeras etapas de diseño [2]. También se encuentran metodologías para el diseño automático de la distribución y dimensionamiento de botadores para un molde de inyección de plástico según la geometría de la pieza. Este algoritmo consta de dos fases; en la primera se realiza un reconocimiento geométrico de la superficie de la pieza de plástico para ubicar los puntos de expulsión cerca de áreas rígidas de la pieza a fin de evitar zonas de deformación. Mientras que la segunda, realiza el dimensionamiento del botador implementando algoritmos de optimización, y de esta forma garantizar que el sistema de fuerzas en los botadores esté equilibrado.

Las soluciones obtenidas por el sistema están dimensionadas en tres condiciones: un balance de fuerzas apropiado, una fuerza de expulsión total ejercida por los botadores mayor a la fuerza necesaria para garantizar la expulsión, y una tensión de expulsión máxima que no excede el límite de compresión del material a la temperatura de expulsión. El método propuesto además de ayudar a los diseñadores al diseño sistemático del sistema de botado, minimiza la deformación y deterioro de la pieza de plástico [3].

Jian-Ming H., en su análisis sobre el diseño de un molde de inyección de plástico para un componente con nueve estructuras con áreas negativas, además no se permiten marcas de expulsión, flujo o líneas de partición. El autor propone el diseño de subsistemas de moldeo con pernos angulares y doble botado para el moldeo y correcta expulsión de la pieza.

El mecanismo convencional está constituido por un perno angular, eje de rotación del perno angular y soporte del eje de rotación del perno angular, así como los componentes para asegurar y proteger el desplazamiento guiado del sistema de moldeo durante la apertura y cierre del molde. El caso de estudio, también analiza el sistema de expulsión del componente y proponen un sistema de extracción en dos etapas para asegurar la estética e integridad de la pieza, la cual es trasladada por un robot al final del ciclo de inyección [4].

Por otro lado, los actuadores se han empleado en diversas aplicaciones en disciplinas asociadas con la manufactura de moldes con resultados técnicos y económicos favorables, como en la fabricación de herramientas de pulido para piezas de alta dureza con geometría compleja. Así mismo, una herramienta de corte se aplica con presión constante contra la superficie de la pieza de trabajo y la velocidad de barrido se controla de acuerdo a la medición del perfil de desviación a través de un proceso de compensación. El equipo de pulido propuesto es un sistema de dos ejes con vibración de baja frecuencia accionado con actuadores piezoeléctricos para el control de la presión aplicada y la velocidad de avance [5].

La manufactura de moldes de inyección de plásticos para componentes con áreas negativas de moldeo, en referencia a la dirección de apertura y cierre principal, se consideran como herramientas de diseño avanzado que generalmente se resuelven con sistemas secundarios de moldeo de accionamiento mecánico, aunque estos sistemas se han empleados con éxito, su fabricación, ajuste y ensamble demandan tiempos prolongados, así como la disposición de personal técnico con varios años de experiencia práctica.

La integración de sistemas servoactuados representa la oportunidad de reducir los tiempos de fabricación y ajuste de los moldes de inyección de plásticos, además de ofrecer herramientas de mayor robustez durante su funcionamiento, pues contienen un menor número de ensamblajes y a su construcción simplificada.

El objetivo de este trabajo es realizar el diseño de un molde para la inyección de un componente con negativos con la integración de sistemas secundarios de moldeo accionados por actuadores, además de realizar el diseño con un sistema de moldeo secundario mecánico convencional, para analizar las ventajas en el proceso de fabricación y ensamble de los dos sistemas. A continuación, se presenta la metodología de trabajo empleada que muestra el análisis de desmoldeo del componente, el diseño del molde con accionamiento por actuadores y con sistema mecánico de desmoldeo para el sistema secundario de moldeo. Así como, un análisis comparativo de los diseños del molde presentados.

Geometría del Componente y Análisis de Moldeo

El componente para el análisis de este trabajo tiene dimensiones generales de diámetro exterior máximo 200 mm, altura 136 mm, espesor de pared máximo 19.5 mm, espesor de pared mínimo 3 mm, Figura 1.

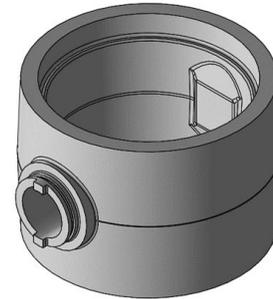


Figura 1 Geometría de la pieza a moldear
Fuente: *Elaboración Propia*

El componente tiene una estructura con un negativo, el análisis CAE de ángulos de desmoldeo muestra en color rojo la zona crítica de extracción de acuerdo a la dirección de apertura y cierre del molde, Figura 2.

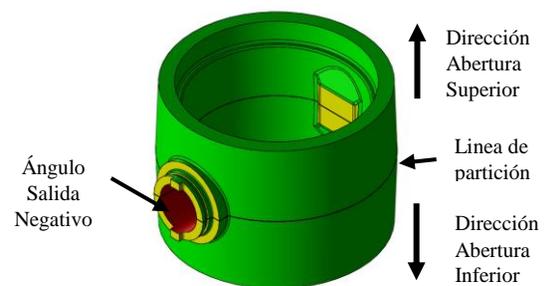


Figura 2 Análisis de desmoldeo
Fuente: *Elaboración Propia*

Configuración de Color de Angulo de Desmoldeo	
Ángulo de Salida Positivo	
Ángulo de Salida Necesario	
Ángulo de Salida Negativo	

Tabla 1 Análisis de desmoldeo

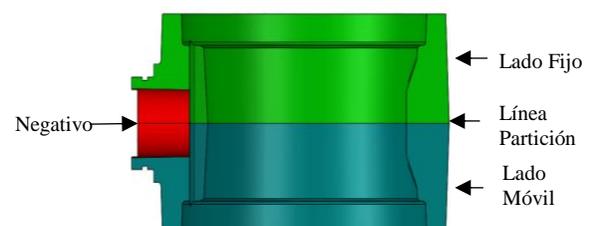


Figura 3 Línea de partición
Fuente: *Elaboración Propia*

En la Figura 3, línea de partición en la pieza; el molde libera el componente al separar el lado móvil del lado fijo, este accionamiento del molde genera un negativo en la superficie indicada en color rojo, consecuentemente es necesario integrar una herramienta secundaria para el moldeo y liberación del componente en la zona del negativo.

Diseño del Molde con Sistema Secundario de Moldeo Mecánico

El diseño del molde de inyección de plástico se realiza según la línea de partición definida para el moldeo del componente, Figura 3, tiene como base un molde con estructura de dos placas sólido con gate de inyección tipo membrana, sistema de expulsión con ocho pernos de botado, para la expulsión de la pieza retenida en el lado móvil.

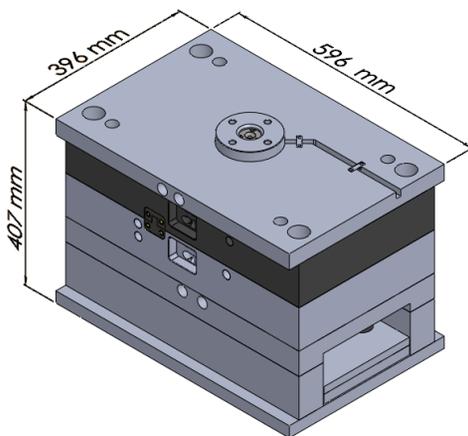


Figura 4 Diseño de molde con sistema mecánico de moldeo y liberación
Fuente: Elaboración Propia

El sistema de moldeo y liberación del negativo, Figura 5-A, está compuesto por un inserto móvil o carro, que forma la sección negativa del componente.

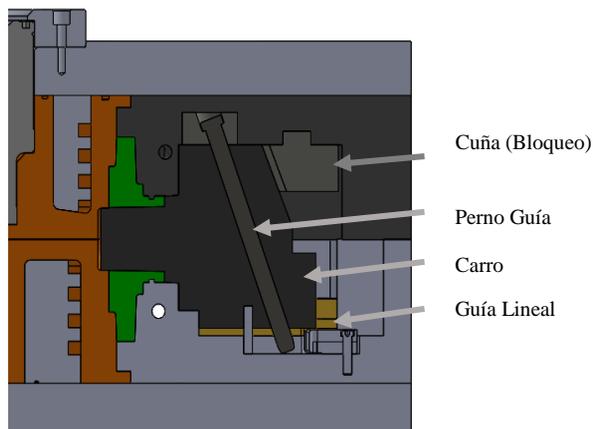


Figura 1-A Sistema de moldeo y liberación mecánico, molde cerrado
Fuente: Elaboración Propia

El accionamiento del carro se realiza mediante un perno angular alojado en el lado fijo, una cuña de bloqueo que impide la retracción del corazón por la presión de inyección. Del lado móvil se localiza la guía lineal que asiste el movimiento del carro en el sentido transversal a la apertura del molde, Figura 5-B.

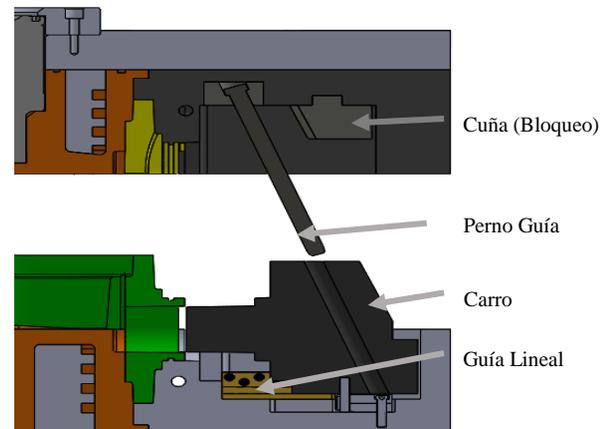


Figura 5-B Sistema de moldeo y liberación mecánico, molde abierto
Fuente: Elaboración Propia

Diseño de Molde con Sistema Secundario de Moldeo Servoactuado

En este diseño se integra un actuador hidráulico para el movimiento del sistema de moldeo y liberación del componente en el área del negativo, Figura 6.

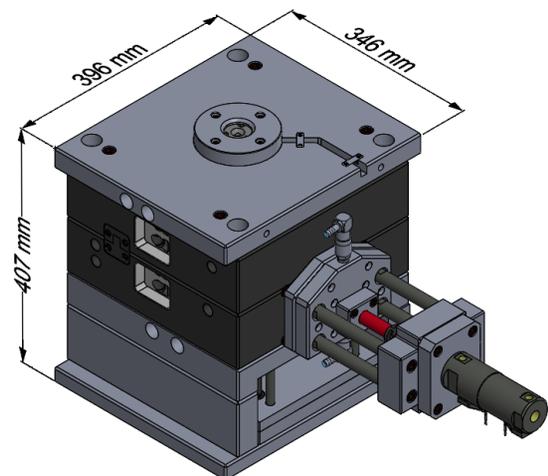


Figura 6 Diseño de molde con actuador
Fuente: Elaboración Propia

En el diseño de molde con actuador, el sistema de moldeo y liberación estructura negativa se ubicada en la parte superior del portamoldes, Figura 7.

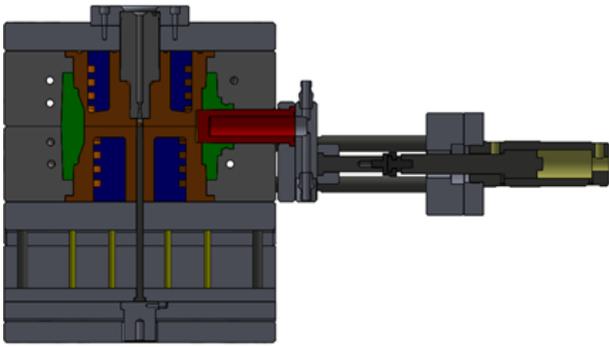


Figura 7 Sección del diseño de molde con actuador
Fuente: *Elaboración Propia*

El sistema de moldeo y liberación del negativo se integra por un corazón de moldeo, placas de acoplamiento y soporte, un pistón y actuador, Figura 7. El corazón se ensambla con las placas de soporte y acoplamiento, para transmitir el movimiento del cilindro hidráulico

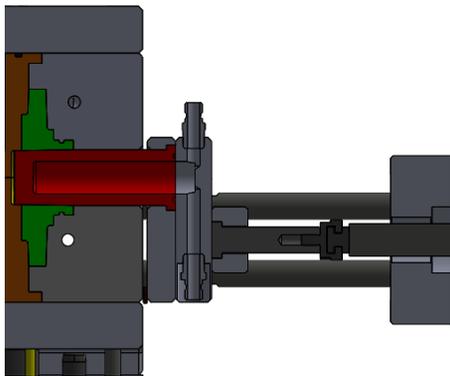


Figura 8-A Sistema de moldeo con actuador, molde cerrado
Fuente: *Elaboración Propia*

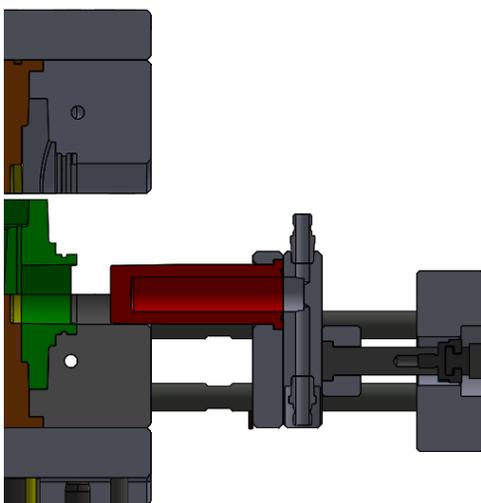


Figura 8-B Sistema de moldeo con actuador, molde abierto
Fuente: *Elaboración Propia*

En la Figura 8-A, se muestra el sistema servoactuado de moldeo y liberación de área negativa respecto a la orientación de desmolde. En la posición cerrada, Figura 8-A, el inserto de moldeo se ajusta con las placas de cavidad del lado fijo, lado móvil y con los insertos centrales, por el extremo opuesto a las placas de soporte y acoplamiento de la base del pistón. En posición abierta, Figura 8-B, el inserto se desplaza la distancia necesaria para la expulsión de la pieza y este movimiento es guiado por las barras del pistón y accionado por el actuador.

Los principales criterios para la selección del actuador hidráulico son la fuerza de inyección ejercida por el polímero durante el llenado del molde y la carrera de expulsión requerida para la liberación de la estructura con negativo. La presión máxima de inyección según el análisis CAE realizado, Plastics de SolidWorks, para la inyección de una poliamida 12 es 55 kN, mientras que la carrera necesaria para la liberación del componente según las dimensiones de la pieza es 46 mm.

El molde con estructura de dos placas sólido con actuador para desmoldeo de negativo, tiene la siguiente secuencia de apertura y cierre:

- Desplazamiento del actuador para liberación de inserto que moldea negativo,
- Apertura de placas de lado móvil y lado fijo,
- Activación del sistema de botado para expulsión de la pieza.

Esta secuencia de apertura garantiza la seguridad de la herramienta, al reducir la probabilidad de colisión. Una configuración alternativa de expulsión de la pieza permitida por la construcción del sistema tiene la siguiente secuencia:

- Retracción del inserto que forma el negativo mediante el actuador simultaneo con la apertura del lado fijo y lado móvil.
- Activación del sistema de botado para expulsión de la pieza.

Esta secuencia contribuye a la reducción del tiempo del ciclo de inyección.

Resultados

Como se muestra en las Figuras 4 y 6, el diseño conceptual del molde se basa en dos placas. A continuación, se mencionan las principales diferencias entre el molde con sistema mecánico y el molde con actuador para el moldeo y liberación de la estructura negativa del componente.

Dimensiones. El tamaño del molde accionado con sistema mecánico es mayor, pues la integración del sistema de moldeo y liberación de la estructura negativa requiere mayor espacio para la instalación de sus componentes, en este ejemplo el molde aumenta 250 mm en las dimensiones del área transversal de apertura y cierre del molde.

Ajuste: El número de componentes en el sistema secundario de moldeo mecánico es mayor que los componentes del sistema secundario de molde servoactuado, por lo tanto, la precisión requerida en la fabricación es mayor para garantizar el funcionamiento correcto del molde y del subsistema de moldeo y liberación en la zona del negativo. Que además requiere un tiempo ajuste mayor debido a que esto se realiza de una forma un tanto empírica, por personal que realiza esta tarea manualmente teniendo una incertidumbre. En contraste el sistema accionado con actuadores, al tener menor número de componentes el ajuste también se reduce a una etapa simple debido a que se realiza por maquinaria CNC dejando de lado la incertidumbre de la mano humana y consecuentemente la fabricación de componentes, así como el tiempo.

Conclusiones

La integración de un sistema secundario de moldeo servoactuado en moldes de inyección de plástico contribuye a la reducción en el tamaño del molde, pues el inserto o carro únicamente se desplaza en la dirección necesaria para el desmoldeo de la estructura negativa, a diferencia del sistema de moldeo secundario mecánico no es necesario disponer de espacio para el movimiento del carro. Este beneficio se refleja de forma sustancial en moldes que requieren carros de dimensiones mayores y en consecuencia el molde se monta en máquinas inyectoras de tonelaje superior al necesario para disponer de platinas con el tamaño necesario para asegurar el molde.

En adición, el número de componentes del sistema secundario de moldeo servoactuado es menor que en el sistema secundario de moldeo mecánico, esto reduce el tiempo de fabricación para los componentes, así como el tiempo ajuste. En suma, la integración de sistemas de moldeo secundarios servoactuados representan ventajas como la disposición de sistemas con operación más simples, mayor seguridad al reducir posibles colisiones y con tiempos de fabricación y mantenimiento menores cuando se comparan con sistemas mecánicos.

Referencias

- [1] A. K. y. M. R. Moayyedian M., "New design feature of mold in injection molding for scrap reduction," *Procedia Manufacturing*, vol. 2, pp. 241-245, 2015.
- [2] P. M. P.-G. J. y. M.-D. C. Mercado-Colmenero J.M., "A new hybrid method for desmoldability analysis of discrete geometries," *Computer-Aided Design*, vol. 80, pp. 43-60, 2016.
- [3] R.-P. M. V.-I. A. M.-D. C. Mercado-Colmenero J.M., "A new procedure for the automated design of ejection systems in injection molds," *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, vol. 46, pp. 68-85, 2017.
- [4] J.-M. H., "Application of Composite Core-pulling Mechanism in Mobile Phone," *Applied Mechanics and Materials*, Vols. 385-386, pp. 237-241, 2013.
- [5] . H. O. M. Y. T. H. T. L. W. Che S., "Precision Polishing of Micro Mold by Using Piezoelectric Actuator Incorporated with Mechanical Amplitude Magnified Mechanism," *Advanced Materials Research*, vol. 325, pp. 470-475, 2011.

Agradecimiento

Se agradece a CONACYT por el apoyo económico otorgado para la realización de este proyecto con la beca otorgada No. 468868, del programa de maestría con PNP 003499.

Análisis termodinámico de las condiciones de operación de los ciclos combinados turbina de gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión

Thermodynamics analysis of the operation conditions of gas-steam turbine combined cycles with one, two and three pressure levels

MÉNDEZ-CRUZ, Ladislao Eduardo^{1*}†, SALAZAR-PEREYRA, Martín¹, LUGO-LEYTE, Raúl² y PÉREZ-BEDOLLA, Rafael¹

¹Posgrado en Eficiencia Energética y Energías Renovables, Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, Av. Tecnológico s/n, Valle de Anáhuac, Ecatepec de Morelos, Estado de México, México.

²Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, Avenida San Rafael Atlixco 186, Col. Vicentina, 09340, Iztapalapa, CDMX, México.

ID 1^{er} Autor: *Ladislao Eduardo, Méndez-Cruz* / ORC ID: 0000-0002-4329-0875, CVU CONACYT ID: 867424

ID 1^{er} Coautor: *Martín, Salazar-Pereyra* / ORC ID: 0000-0001-6487-3087, CVU CONACYT ID: 104009

ID 2^{do} Coautor: *Raúl, Lugo-Leyte* / ORC ID: 0000-0001-6578-0691, CVU CONACYT ID: 4941

ID 3^{er} Coautor: *Rafael, Pérez-Bedolla* / ORC ID: 0000-0002-3715-3452, CVU CONACYT ID: 291170

DOI: 10.35429/JME.2019.10.3.7.18

Recibido 25 Abril, 2019; Aceptado 25 Junio, 2019

Resumen

La tecnología de los ciclos combinados turbinas de gas-vapor es una de las opciones más viables para la generación de energía eléctrica con menores costos de producción por kilowatt-hora y ambientales, considerando que el tipo de combustible sea gas natural. En la República Mexicana, las proyecciones de generación de energía al 2018 a través del uso de esta tecnología, establecen la posibilidad de instalar nuevas plantas de nueva generación con presiones y temperaturas de 100 a 160 bar y 538°C a 580°C. Otra opción es la repotenciación de las centrales termoeléctricas y de los proyectos de cogeneración turbinas de gas-vapor. Por tal motivo, se realiza en este trabajo un análisis termodinámico de las configuraciones de los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión con el objetivo de establecer un análisis paramétrico de la capacidad de potencia generada, así como su eficiencia térmica y consumo térmico unitario con base a las características de la turbina de gas o vapor, así mismo se considera como restricción la calidad del vapor de la última etapa de expansión para delimitar las presiones de los domos de vapor de cada nivel.

Turbina de gas, Ciclo combinado, Análisis termodinámico

Abstract

The technology of gas-steam turbine combined cycles is once of the most viable options for the generation of electric power with lower costs of production per kilowatt-hour and environmental, considering that the type of fuel should be gas natural. In the Mexican Republic, the projections of power generation to 2018 through the use of this technology, it establishes the possibility to install new power generation plants with pressures of 100 to 160 bar, and temperatures of 538 to 580°C. Another option it's the repowering of the thermoelectric plants and cogeneration gas-steam turbines projects. Therefore, in this paper present a thermodynamic analysis of the configurations of combined cycles of one, two and three pressure levels with the objective in order to establish a parametric analysis of the power generation capacity, as well the thermal efficiency and Heat Rate based on the characteristics of the gas and steam turbines, likewise the quality of the last expansion stage has considered as a restriction to delimit the pressure of the steam domes of each level.

Gas turbine, Combined cycle, Thermodynamic analysis

Citación: MÉNDEZ-CRUZ, Ladislao Eduardo, SALAZAR-PEREYRA, Martín, LUGO-LEYTE, Raúl y PÉREZ-BEDOLLA, Rafael. Análisis termodinámico de las condiciones de operación de los ciclos combinados turbina de gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-10: 7-18

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: ladislao.eduardo@gmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

La constante y creciente demanda de energía en los últimos años ha tenido una gran repercusión en el medio ambiente principalmente. Aunado a la disminución de los recursos fósiles y el incremento en el costo de los mismos, se ha apostado por encontrar sistemas de generación de energía en los cuales exista la mayor capacidad del aprovechamiento de estos recursos. Si bien existe una amplia gama para la generación de energía a partir de fuentes renovables (la cual en conjunto ha ido incrementando su participación en la matriz energética), no se tiene una completa confiabilidad para poder apostar del todo por este rubro. Por tal motivo, es de una gran relevancia el estudio de la generación de energía a partir de centrales de potencia tales como carboeléctricas, termoeléctrica, turbinas de gas y el acoplamiento de estos dos últimos a partir de ciclos combinados principalmente.

En este sentido, las centrales de ciclo combinado (turbina de gas-vapor) son confiables debido a múltiples factores, alta flexibilidad operacional, es decir, este tipo de centrales pueden operar a condiciones de plena carga o a cargas parciales, dependiendo de la demanda de energía que se requiera. Así mismo, tienen las mayores eficiencias térmicas que pueden ser mayores al 60% dependiendo del tipo de tecnología, lo que se traduce en un mayor aprovechamiento de los combustibles fósiles, principalmente el gas natural.

Además los ciclos combinados tienen la capacidad de generar una mayor potencia comparada con plantas convencionales y alternas esto se debe al aprovechamiento de los gases de combustión provenientes de la turbina de gas en una Caldera de Recuperación de Calor (CRC), en donde a partir de los arreglos de los intercambiadores de calor que la integran existe una transferencia de calor de la corriente de los gases hacia la corriente del agua, produciendo un flujo de vapor la cual, al expandirse en una turbina de vapor se genera una potencia adicional a la generada por la turbina de gas. Como consecuencia de ello, al generar una mayor cantidad de potencia con una misma fuente de calor, existirá una disminución de los gases contaminantes provocando un menor impacto al medio ambiente.

Se han realizado estudios de la eficiencia de una planta de ciclo combinado basándose en la optimización de los parámetros operativos de la CRC. A partir de una función objetivo termodinámica, se conduce a un aumento de la eficiencia térmica cercana al 60%. Otra forma de maximizar la eficiencia del ciclo combinado es a través de la correcta distribución de los intercambiadores de calor de la CRC utilizando herramientas de simulación y el análisis de la diferencia de temperaturas de pinch point.

En la actualidad, las centrales de ciclo combinado que son empleadas tienen la configuración de 2 o 3 niveles de presión con recalentamiento de vapor, con temperaturas de entrada a la CRC que oscilan entre 700 y 920 K. El objetivo de los principales fabricantes es seguir incrementando la eficiencia en periodos de tiempo muy cortos, dicho objetivo se persigue con el aumento de la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas principalmente.

Así mismo también se centran en el estudio de la CRC, con la optimización de los parámetros operativos como flujo másico, perfil de temperaturas, los valores de presión de operación y la eficacia en los intercambiadores de calor. También se hace énfasis es en el uso de secciones de intercambiadores de calor con dos o más flujos paralelos de agua en donde exista un intercambio de calor con el flujo de los gases de combustión, únicamente cuando las corrientes de agua tengan las mismas propiedades térmicas.

Kaviri (2013) analizó el efecto que tiene la relación del flujo y temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas sobre la eficiencia térmica del ciclo. Encontró que al incrementarse dicha temperatura, afecta de manera positiva la eficiencia del ciclo, teniendo como límite los 650°C ya que, sobrepasando esta temperatura existe una disminución de la eficiencia térmica. Ataei y Yoo (2010) investigó que, en las centrales de ciclo combinado existe un efecto de la diferencia de temperaturas de pinch point sobre la eficiencia térmica global, con la disminución de la diferencia de temperaturas de pinch point, existe una relación de la transferencia de calor mayor, lo que conlleva a una mayor eficiencia. Además, la transferencia de calor entre los gases de combustión y el agua puede ser incrementada con la instalación de más intercambiadores de calor.

De acuerdo con la Prospectiva del Sector Eléctrico 2018-2032, la demanda de la energía mundial fue de 708 TWh para el año 2017. Del total de generación mundial, las energías renovables concentraron el 25%, mientras que el 75% de la generación continúa siendo a partir de combustibles fósiles. En el caso de México, el consumo de energía tiene un crecimiento medio anual del 2.6% lo que represento una demanda de 293,127 GWh para ese mismo año. Así mismo, el Sector Eléctrico Nacional registro un total de 797 centrales de generación eléctrica de las cuales 526 corresponden a tecnologías convencionales y 271 de tecnologías limpias. Esto se traduce que, el 78.9% de la generación eléctrica proviene de tecnologías convencionales de los cuales la participación de ciclo combinado es del 50.2%; por otro lado la participación de las tecnologías limpias en conjunto solamente representaron el 21.1%.

Sin embargo, se tiene un pronóstico de incremento de la demanda de energía, la cual es de 3.2% anual entre el año 2018 y 2032; por esta razón se debe adicionar una capacidad de generación de energía de 66,912 MW de los cuales tenga un incremento la participación de energías limpias, representando el 54.9% mientras que la parte restante sea a partir de tecnologías convencionales, teniendo casi en su totalidad al ciclo combinado con el 42.0%. Una vez considerado la infraestructura actual junto con las adiciones en la capacidad, se prevé que para el año 2032, exista una capacidad de generación de energía de 130,292 MW, teniendo como líder en la participación de las energías convencionales a la tecnología del ciclo combinado.

Así mismo, debido a los grandes beneficios que conlleva la operación de los ciclos combinados, ha aumentado su implementación recientemente a lo largo de todo el mundo.

Una CRC puede tener hasta tres niveles de presión, los cuales se denominan domos baja, intermedia y alta presión. Cada nivel de presión tiene una configuración con tres principales intercambiadores de calor, economizador, evaporador y sobrecalentador. Integrar un mayor número de intercambiadores de calor, puede generar una mayor cantidad de vapor que finalmente se traduce en una mayor generación de potencia.

Por tal motivo, se realiza en este trabajo un análisis termodinámico de las configuraciones de los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión con el objetivo de establecer un análisis paramétrico de la capacidad de potencia generada, así como su eficiencia térmica y consumo térmico unitario con base a las características de la turbina de gas o vapor, con la finalidad de determinar la viabilidad y competitividad de la generación de energía a partir de un mayor aprovechamiento de los combustibles fósiles, en comparación con otros tipos de centrales convencionales. Las condiciones ambientales que se tomaron para este análisis fueron una presión atmosférica de 1.013 bar y una temperatura ambiente de 25 °C. En las Figuras 1 a 3 se muestran las tres configuraciones de ciclo combinado a analizar. Se muestra que a medida que se van incrementando los niveles de presión, existe una etapa adicional de la turbina de vapor. Además, se propone una misma configuración de la turbina de gas, con diferentes características tecnológicas, antigua (TG1), reciente (TG2) y de última tecnología (TG3), las cuales son acopladas a los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión respectivamente.

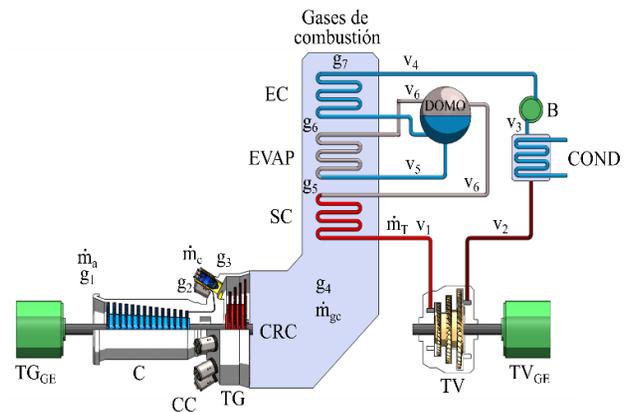


Figura 1 Ciclo Combinado de un nivel de presión

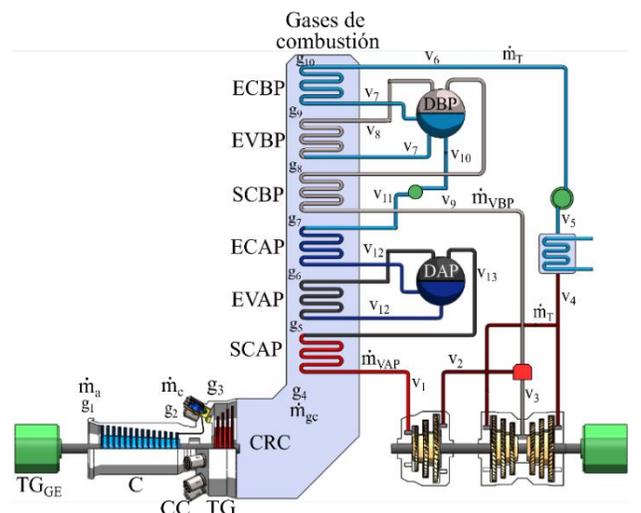


Figura 2 Ciclo Combinado de dos niveles de presión

Se muestra que en las configuraciones de los ciclos combinados con uno y dos niveles de presión se tienen los intercambiadores de calor principales, Economizador, Evaporador y Sobrecalentador para las diferentes presiones.

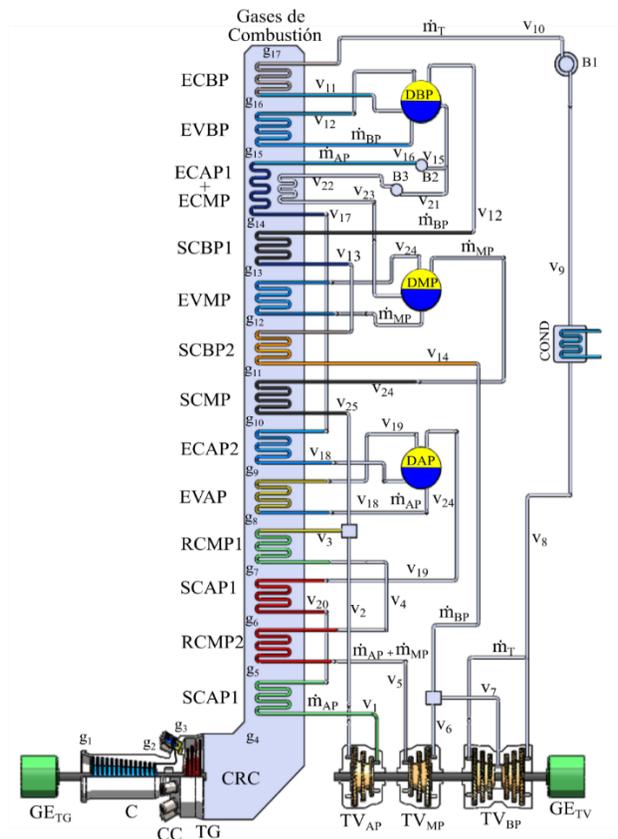


Figura 3 Ciclo Combinado de tres niveles de presión

Para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión, se puede mostrar que además de tener los mismos intercambiadores de calor con respecto a uno y dos niveles de presión, también existe un Recalentamiento a la presión de la turbina de media presión.

Condiciones de operación del ciclo combinado

Turbina de gas

En la Tabla 1 se muestran las condiciones de operación de tres diferentes configuraciones de turbinas de gas, todas ellas en función de parámetros tales como, relación de presiones, temperatura de entrada a la turbina de gas, potencia generada, eficiencia isoentrópica del compresor y de la turbina de gas.

Para este estudio, se considera una demanda de potencia constante de 150 MW, la cual debe ser generada por cada una de las configuraciones propuestas.

	TG1	TG2	TG3
π , [-]	10	14	16
T_{g3} , [°C]	1100	1200	1400
\dot{W}_{mTG} , [MW]	50	75	150
η_{SIC} , [-]	0.88		
η_{SIT} , [-]	0.9		
\dot{W}_{TG} , [MW]	150		
# TG, [-]	3	2	1
NP _{CC} [-]	1	2	3

Tabla 1 Condiciones de operación de la turbina de gas.

Debido a que en el análisis en la turbina de gas se realiza a partir de las propiedades del aire y de los gases de combustión, en la Tabla 2 se muestran las principales propiedades de ambas sustancias. Se considera una composición de un Gas Natural de 80% CH₄, 15% C₂H₆, y 4% C₃H₈ para determinar las propiedades de los gases de combustión a la entrada de la turbina de gas.

Gas Natural	Gases de combustión	Aire
cp, [kJ/kgK]	1.3255	1.005
R, [kJ/kgK]	0.2914	0.28667
γ , [-]	1.2818	1.4
PCI, [kJ/kg]	49116.18	-

Tabla 2 Propiedades de gases de combustión y aire

Caldera de Recuperación de Calor

Para el caso de cada configuración de ciclo combinado, se debe de considerar la diferencia de temperaturas de pinch point, Δ_{PP} . Por lo tanto, en la Tabla 3 se muestran los valores de Δ_{PP} para cada configuración de ciclo combinado.

	1NP	2NP	3NP
ΔT_{PPAP} , [°C]	30	30	90
ΔT_{PPMP} , [°C]	-	-	40
ΔT_{PPBP} , [°C]	-	50	40

Tabla 3 Condiciones de operación de la CRC

Ciclo de vapor

Así mismo, en la Tabla 4 se muestran las condiciones de operación para el ciclo de vapor, para las tres configuraciones de ciclo combinado. Se muestra que para el caso de la presión de vapor vivo, P_{v1} se tiene la restricción de que, la calidad del vapor en la última etapa de expansión sea mayor o igual a 0.88.

Para el caso de la temperatura de vapor vivo, ésta debe ser menor a 580 °C, también se considera que la temperatura de vapor vivo sea menor a la temperatura T_{g4} , a partir de la definición de la diferencia de temperaturas de aproximación caliente, es decir, $T_{v1} = T_{g4} - \Delta T_{AC}$ y que esta ΔT_{AC} sea siempre mayor o igual a 50°C, ya que es necesario dicha diferencia para que exista una transferencia de calor de los gases hacia la corriente de vapor en el intercambiador de calor denominado sobrecalentador alta presión.

Ciclo de vapor	
P_{v1} , [bar]	$x_{vi} \geq 0.88$
T_{v1} , [°C]	$T_{g4} > T_{v1} < 580$
P_{cond} , [bar]	0.07
η_{ST} , [-]	0.9
P_{baja} , [bar]	5
P_{rec}/P_{v1}	0.3

Tabla 4 Condiciones de operación del ciclo de vapor

Por otro lado, se utiliza el parámetro que relaciona la presión de recalentamiento con respecto a la presión de vapor vivo, P_{rec}/P_{v1} , para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión debido que en esta configuración existe un recalentamiento del vapor, Figura 3.

Metodología

Análisis energético de turbina de gas

En la Figura 4 se muestra el diagrama Temperatura-entropía del ciclo de turbina de gas, para los tres casos mostrados en la Tabla 1. Se muestra el proceso de compresión (g_1 - g_2), proceso de suministro de calor a presión constante (g_2 - g_3) y finalmente el proceso de expansión en la turbina de gas (g_3 - g_4).

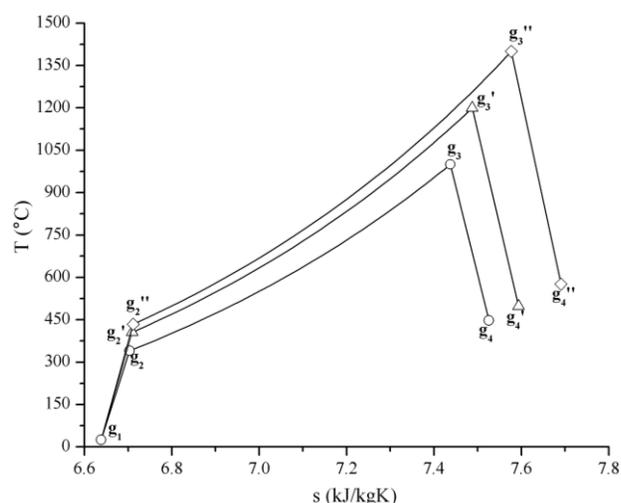


Figura 4 Diagrama T-s del ciclo de turbina de gas

La expresión para obtener el trabajo motor desarrollado en la turbina de gas en función de los parámetros descritos en las Tablas 1 y 2 es,

$$w_m = c_{p_a} T_{g1} \left[\frac{(1+rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y \eta_{ST} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{ST}} (\pi^{x_a} - 1)}{\eta_{ST}} \right] \quad (1)$$

Por otro lado, la expresión para obtener el calor suministrado en la cámara de combustión, para poder elevar desde la temperatura a la salida del compresor hasta la temperatura a la entrada de la turbina de gas, también en función de los parámetros descritos anteriormente es

$$q_{sum} = c_{p_a} T_{g1} \left[\frac{(1+rca) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y}{-1 - \frac{1}{\eta_{ST}} (\pi^{x_a} - 1)} \right] \quad (2)$$

La eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas es

$$\eta_{TG} = \frac{w_m}{q_{sum}} \quad (3)$$

El flujo de aire necesario para generar una potencia dada es

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{mTG}}{w_m} \quad (4)$$

La cantidad de flujo de combustible requerido es

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a q_{sum}}{PCI} \quad (5)$$

El Consumo Específico de Combustible, CEC, determina la cantidad de combustible necesario para generar un kWh,

$$CEC = \frac{3600\dot{m}_c}{\dot{W}_{mTG}} \quad (6)$$

Los parámetros más importantes para el análisis en la CRC son el flujo de gases de combustión provenientes de la TG y la temperatura de los mismos, por lo tanto

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad (7)$$

$$T_{g4} = T_{g3} \left[1 - \eta_{SIT} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) \right] \quad (8)$$

Análisis en la Caldera de Recuperación de Calor

La diferencia de temperaturas de pinch point se define para los domos de alta, media y baja presión de la siguiente manera

$$\Delta T_{PP_{AP}} = T_{g10} - T_{v18} \quad (9)$$

$$\Delta T_{PP_{MP}} = T_{g13} - T_{v23} \quad (10)$$

$$\Delta T_{PP_{BP}} = T_{g16} - T_{v11} \quad (11)$$

Así mismo la diferencia de temperaturas de aproximación caliente es

$$\Delta T_{AC} = T_{g4} - T_{v1} \quad (12)$$

Se hace un balance de energía en los diferentes intercambiadores de calor que integran a la CRC para determinar las temperaturas intermedias, así como el flujo de vapor generado en el ciclo de vapor. Para este caso, únicamente se muestra el balance de energía del ciclo combinado con tres niveles de presión, ya que existe una similitud con respecto a las configuraciones del ciclo combinado de uno y dos niveles de presión.

El balance de energía realizado a la sección de alta presión es

$$\dot{m}_{gc} (h_{g4} - h_{g5}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v1} - h_{v2}) \quad (13)$$

$$\dot{m}_{gc} (h_{g6} - h_{g7}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v20} - h_{v19}) \quad (14)$$

$$\dot{m}_{gc} (h_{g8} - h_{g9}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v19} - h_{v18}) \quad (15)$$

$$\text{ECAP2} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g9} - h_{g10}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v18} - h_{v17}) \quad (16)$$

El balance de energía realizado a la sección de presión media es

$$\text{RCMP2} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g5} - h_{g6}) = (\dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}}) (h_{v5} - h_{v4}) \quad (17)$$

$$\text{RCMP1} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g7} - h_{g8}) = (\dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}}) (h_{v4} - h_{v3}) \quad (18)$$

$$\text{SCMP} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g10} - h_{g11}) = \dot{m}_{v_{MP}} (h_{v25} - h_{v24}) \quad (19)$$

$$\text{EVMP} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g12} - h_{g13}) = \dot{m}_{v_{MP}} (h_{v24} - h_{v23}) \quad (20)$$

En la Figura 3 se muestran dos intercambiadores de calor ubicados en una misma posición el ECAP1 y ECMP, por lo tanto, realizando un balance de energía se tiene

$$\dot{m}_{gc} (h_{g14} - h_{g15}) = \dot{m}_{v_{AP}} \left[\left(\frac{h_{v17} - h_{v16}}{\dot{m}_{v_{MP}}} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{v_{MP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v23} - h_{v22}) \right] \quad (21)$$

Finalmente para la sección de baja presión

$$\text{SCBP2} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g11} - h_{g12}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v14} - h_{v13}) \quad (22)$$

$$\text{SCBP1} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g13} - h_{g14}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v13} - h_{v12}) \quad (23)$$

$$\text{EVBP} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g15} - h_{g16}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v12} - h_{v11}) \quad (24)$$

$$\text{ECBP} \quad \dot{m}_{gc} (h_{g16} - h_{g17}) = (\dot{m}_{vT}) (h_{v11} - h_{v10}) \quad (25)$$

Donde el $\dot{m}_{vT} = \dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}} + \dot{m}_{v_{BP}}$

Finalmente, para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión, se presentan un número de 13 ecuaciones con 13 incógnitas las cuales se pueden resolver a partir de algún método numérico o alguna herramienta computacional.

Por consiguiente, para el caso del ciclo combinado con uno y dos niveles de presión, se debe emplear esta misma metodología para determinar tanto las temperaturas intermedias en la CRC y los flujos de vapor.

Análisis del ciclo de vapor

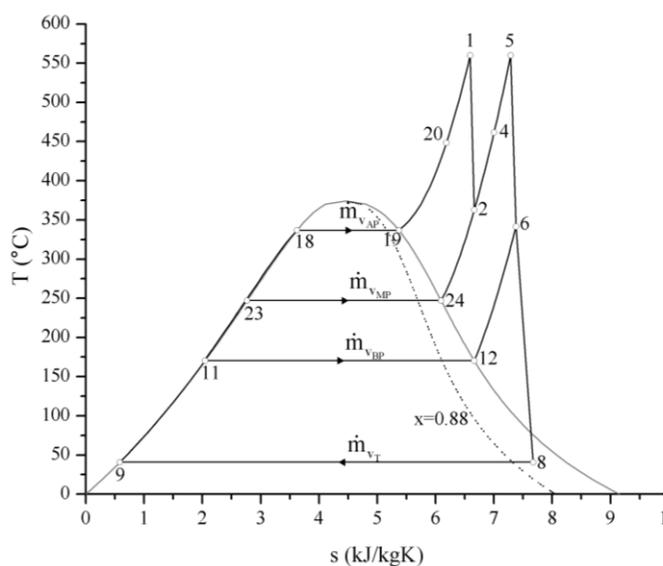


Figura 5 Diagrama T-s del ciclo de vapor CC tres niveles

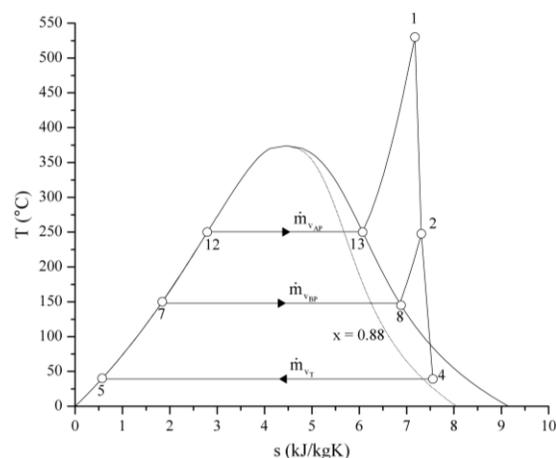


Figura 6 Diagrama T-s del ciclo de vapor CC dos niveles

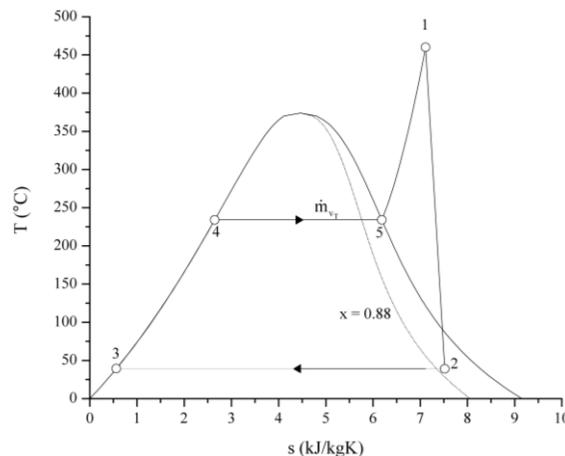


Figura 7 Diagrama T-s del ciclo de vapor CC un nivel

En las Figuras 5 a 7 se muestran los diagramas temperatura-entropía de los ciclos de vapor para los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión. En la Figura 7 se muestra el ciclo de vapor acoplado a la CRC con un nivel de presión, muestra que solamente tiene una etapa de expansión, mientras que, para el caso de la configuración con dos niveles, Figura 6, se tienen dos etapas de expansión y finalmente para la configuración de tres niveles se tiene un mayor número de etapas de expansión (Figura 5).

A partir de las configuraciones de los ciclos combinados con uno, dos y tres niveles de presión mostrada en las Figuras 1 a 3, se determinan los siguientes parámetros de desempeño.

Realizando un balance de energía en las secciones de la turbina de vapor y en las bombas, se puede determinar la potencia generada por el ciclo, por lo tanto

$$\dot{W}_{m_{TVCC1}} = \sum \dot{W}_{TV} - \sum \dot{W}_B \tag{26}$$

Para el caso del ciclo combinado con un nivel de presión. La potencia generada en la turbina de vapor es

$$\dot{W}_{TV_{cc1}} = \dot{m}_{v_T} (h_{v1} - h_{v2}) \tag{27}$$

La potencia suministrada a la bomba es

$$\dot{W}_{B_{cc1}} = \dot{m}_{v_T} (h_{v4} - h_{v3}) \tag{28}$$

Para determinar la potencia motor en el ciclo combinado con dos niveles de presión, se debe calcular la potencia generada en las secciones de la turbina de vapor.

$$\dot{W}_{TV_{CC2}} = \dot{m}_{V_{AP}} \left[\begin{array}{l} (h_{v1} - h_{v2}) + \\ \left(1 + \frac{\dot{m}_{V_{BP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v3} - h_{v4}) \end{array} \right] \quad (29)$$

Y la potencia de las bombas es

$$\dot{W}_{B_{CC2}} = \dot{m}_{V_{AP}} \left[\begin{array}{l} (h_{v11} - h_{v10}) + \\ \left(1 + \frac{\dot{m}_{V_{BP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v6} - h_{v5}) \end{array} \right] \quad (30)$$

Finalmente, la potencia generada en las diferentes secciones de la turbina de vapor y la potencia suministrada a las diferentes bombas para el ciclo combinado de tres niveles de presión son:

La potencia total generada en la turbina es:

$$\dot{W}_{TV_{CC3}} = \dot{m}_{V_{AP}} \left[\begin{array}{l} (h_{v1} - h_{v2}) + \\ \left(1 + \frac{\dot{m}_{V_{BP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v6} - h_{v5}) + \\ \left(1 + \frac{\dot{m}_{V_{MP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} + \frac{\dot{m}_{V_{BP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v8} - h_{v7}) \end{array} \right] \quad (31)$$

Y la potencia total en las bombas es

$$\dot{W}_{B_{CC3}} = \dot{m}_{V_{AP}} \left[\begin{array}{l} (h_{v16} - h_{v15}) + \\ \left(\frac{\dot{m}_{V_{MP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v22} - h_{v21}) + \\ \left(1 + \frac{\dot{m}_{V_{MP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} + \frac{\dot{m}_{V_{BP}}}{\dot{m}_{V_{AP}}} \right) (h_{v10} - h_{v9}) \end{array} \right] \quad (32)$$

A continuación, se presentan otros parámetros de desempeño, los cuales se muestran de manera generalizada para las tres configuraciones de ciclo combinado.

El flujo de calor cedido por los gases de combustión hacia el ciclo de vapor se determina también a partir de un balance de energía en la CRC, la cual de manera generalizada es

$$\dot{Q}_{sum_{CCi}} = \dot{m}_{gc_i} c_{p_{gc_i}} \sum_{j=1}^n (T_{g_j} - T_{g_{j+1}}) \quad (33)$$

Donde i representa la configuración de ciclo combinado de uno, dos o tres niveles de presión, j representa la sumatoria de las diferencias de temperaturas de los intercambiadores de calor en la CRC.

La eficiencia térmica del ciclo de vapor para cualquiera de las tres configuraciones analizadas relaciona la potencia generada con respecto al flujo de calor cedido por los gases en la CRC, por lo tanto,

$$\eta_{TV_{CCi}} = \frac{\dot{W}_{m_{TV_{CCi}}}}{\dot{Q}_{sum_{CCi}}} \quad (34)$$

El Consumo Específico de Vapor, CEV, determina la cantidad de vapor necesaria para poder generar un kWh,

$$CEV_{CCi} = \frac{3600 \dot{m}_{V_{CCi}}}{\dot{W}_{m_{TV_{CCi}}}} \quad (35)$$

Análisis del ciclo combinado

Finalmente, la potencia total generada por el ciclo combinado es la sumatoria de las potencias de ambos ciclos, por lo tanto y de manera generalizada para el ciclo combinado es

$$\dot{W}_{CCi} = \dot{W}_{m_{TG}} + \dot{W}_{m_{TV_{CCi}}} \quad (36)$$

La eficiencia térmica de ciclo combinado, en función de las eficiencias térmicas de cada ciclo se expresa

$$\eta_{CCi} = \eta_{TGi} + \eta_{TV_{CCi}} - (\eta_{TGi} \eta_{TV_{CCi}}) \quad (37)$$

El Consumo Térmico Unitario se define como la cantidad de energía necesaria para generar un kWh, entonces

$$CTU = \frac{3600}{\eta_{CCi}} \quad (38)$$

Finalmente el Consumo Específico de Combustible para el ciclo combinado es

$$CEC_{cci} = \frac{3600 \dot{m}_c}{\dot{W}_{cci}} \quad (39)$$

Resultados y Discusión

A partir de las condiciones de operación de tres diferentes tipos de turbinas de gas mostradas en la Tabla 1, en la Figura 8 se muestra una comparación de la eficiencia térmica obtenida, en donde el mayor valor se obtiene para la TG3, con una eficiencia de 0.33. Dicho incremento se traduce en un mayor aprovechamiento de la energía térmica del combustible, esto como consecuencia de un incremento en la relación de presiones y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas.

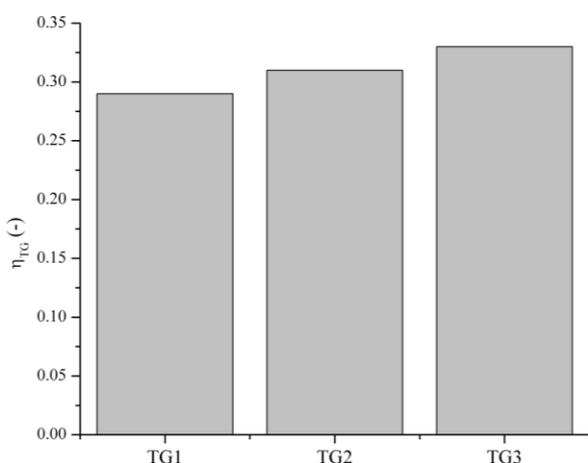


Figura 8 Eficiencia térmica para los tres casos de TG

En la Figura 9 se muestra un aumento de 100°C en la temperatura de los gases salientes de la turbina de gas al pasar de TG1 a TG3. Con respecto al trabajo motor generado, pasa de 329 kJ/kg con la TG1, a 500 kJ/kg con la TG3. Como consecuencia, se tendrá una disminución en el flujo de los gases de combustión para generar la misma potencia.

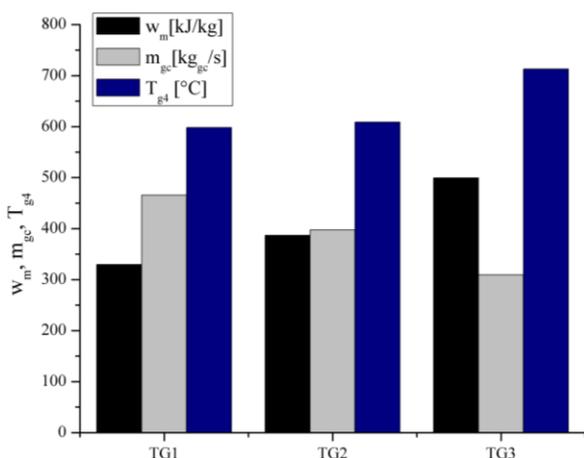


Figura 9 Parámetros de desempeño para los tres casos TG

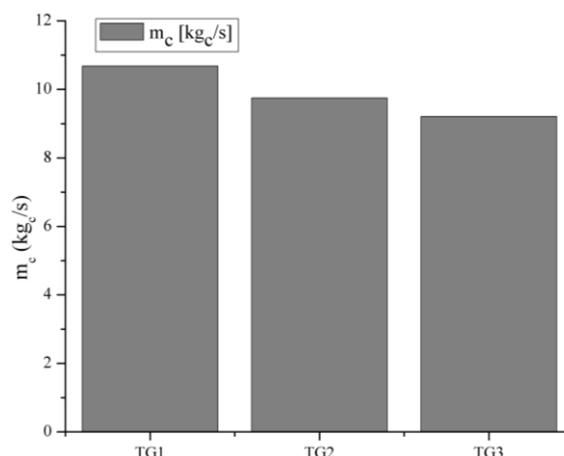


Figura 10 Flujo de combustible para los tres casos de TG

Así mismo en el consumo de combustible utilizado, en la Figura 10 se muestra que existe una disminución de 1.5 kg/s al pasar de TG1 a TG3, lo cual resulta ser benéfico en el sentido de un ahorro de combustible y un menor impacto ambiental. Finalmente, esta disminución del combustible suministrado para satisfacer una demanda de potencia también puede verse como una menor cantidad de energía necesaria para poder producir un kWh, lo que trae consigo una disminución en el costo de generación de un kW eléctrico.

En la Figura 11 se puede mostrar que, optar por un tipo de turbina de gas con mejores características tecnológicas, en este caso trae consigo una disminución del CEC. Si bien la energía que contienen los gases de combustión salientes de la turbina de gas no puede ser nuevamente usados en esta máquina térmica, obtener el máximo aprovechamiento de este recurso para la producción de una potencia adicional en el ciclo de vapor resulta ser lo primordial.

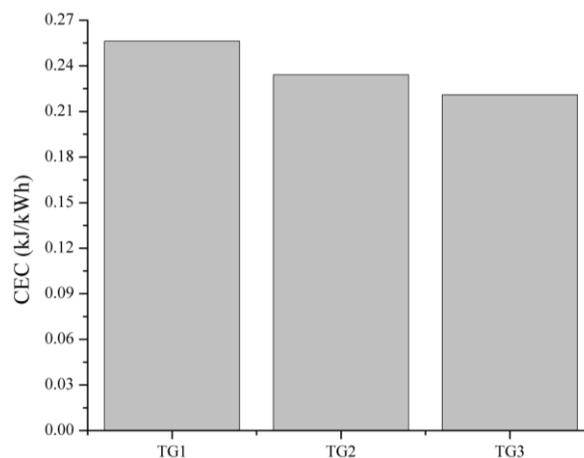


Figura 11 Consumo Específico de Combustible para los tres casos de TG

Por lo tanto, el enfoque que se debe dar al ciclo combinado es, para obtener la máxima producción de potencia y no necesariamente para la máxima eficiencia. Cabe señalar que se debe tomar en cuenta la restricción de la calidad del vapor en la última etapa de expansión en la turbina de vapor, la cual no debe de ser mayor a 0.88. Por lo tanto, en la Figura 12 se muestra la potencia de ciclo combinado de un nivel de presión en función de la calidad del vapor, en donde básicamente se muestra que, el área de operación segura del ciclo de vapor para cualquier temperatura de vapor vivo, se tiene para una presión menor a 40 bar.

También se muestra que a media que se va incrementando la condición de presión, existe una reducción en el rango de temperaturas de vapor vivo, por lo tanto, para este caso, la máxima potencia que se puede obtener es de aproximadamente 240 MW necesariamente con una temperatura que tenga como valor mínimo 500°C y una presión que no sea superior a 60 bar.

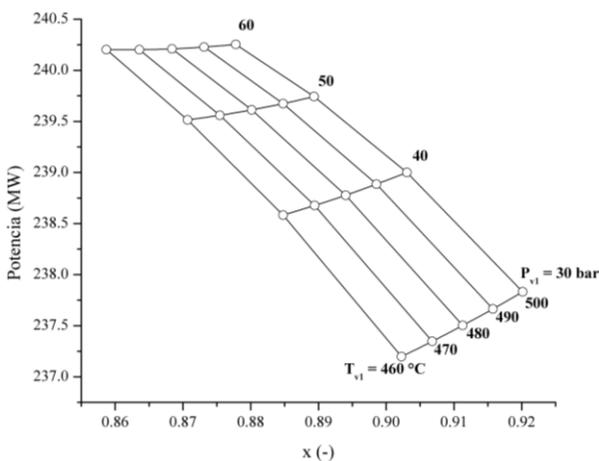


Figura 12 Potencia de CC un nivel en función de la calidad de vapor

Para la configuración mostrada en la Figura 2 de un ciclo combinado con dos niveles de presión, a partir del análisis mostrado en la Figura 13 se muestra que las condiciones de operación de la turbina de vapor se pueden incrementar hasta 60 bar y 530 ° C.

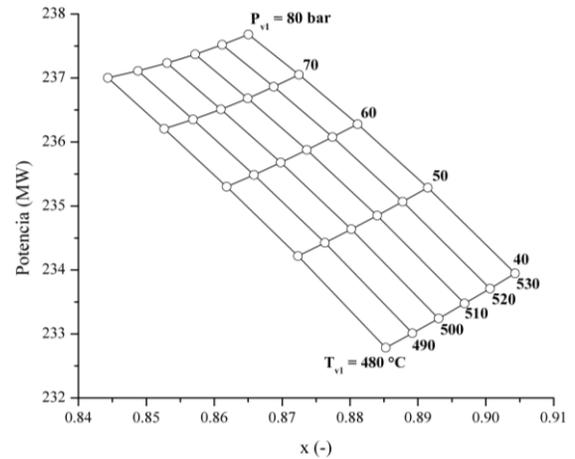


Figura 13 Potencia de CC dos niveles en función de la calidad de vapor

Sin embargo, la infraestructura de los ciclos combinados para la generación de potencia en México es con base a la configuración de tres niveles de presión, las cuales se ha optado por la implementación de turbinas de gas de última tecnología, similares a las del caso TG3.

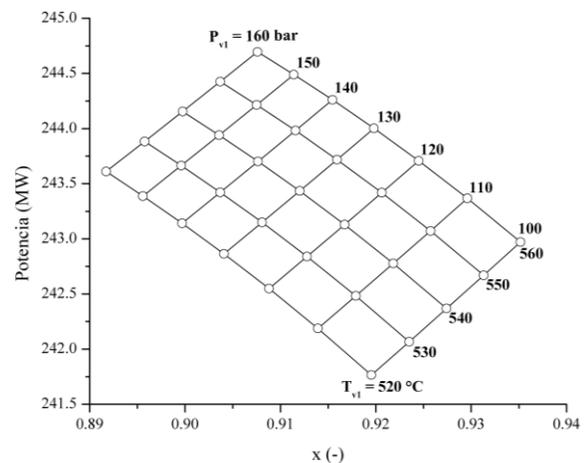


Figura 14 Potencia de CC tres niveles en función de la calidad de vapor

Por lo tanto, en la Figura 14 se muestra que al implementar un tercer domo, se tiene un mayor rango de operación seguro, así mismo de incrementar la potencia hasta 244.75 MW para una presión de 160 bar y una temperatura de 560°C.

La razón por la cual se tenga una mayor área de operación segura del ciclo de vapor en comparación con las otras dos configuraciones de ciclo combinado se debe a que se tiene un recalentamiento en la sección de media presión. Finalmente en las Figuras 15 a 17 se muestra la eficiencia de ciclo combinado en función de la calidad del vapor, para las configuraciones de uno, dos y tres niveles de presión.

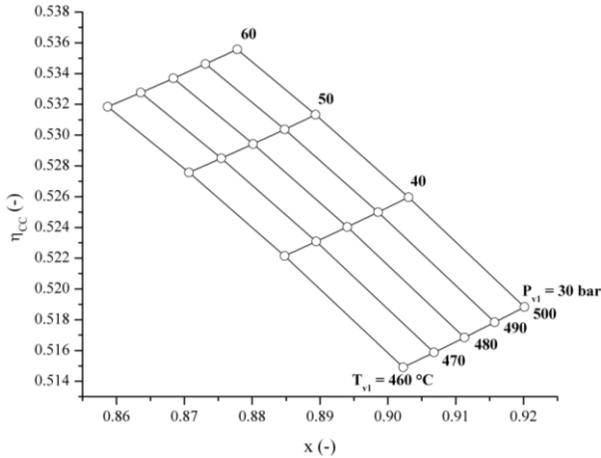


Figura 15 Eficiencia de CC en función de la calidad de vapor CC un nivel

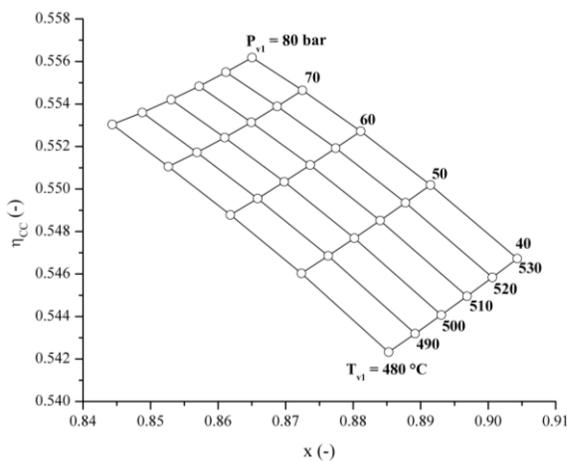


Figura 16 Eficiencia de CC en función de la calidad de vapor CC dos niveles

La eficiencia del ciclo combinado se incrementa a medida que se tiene un mayor nivel de presión, considerando las mismas condiciones de operación de presión y temperatura de vapor vivo descritas en las Figuras 15 a 17. Por consiguiente, la máxima eficiencia que se tiene con el ciclo combinado de un nivel de presión es de aproximadamente 0.53, mientras que para el caso de dos niveles de presión se incrementa la eficiencia en 2 puntos porcentuales.

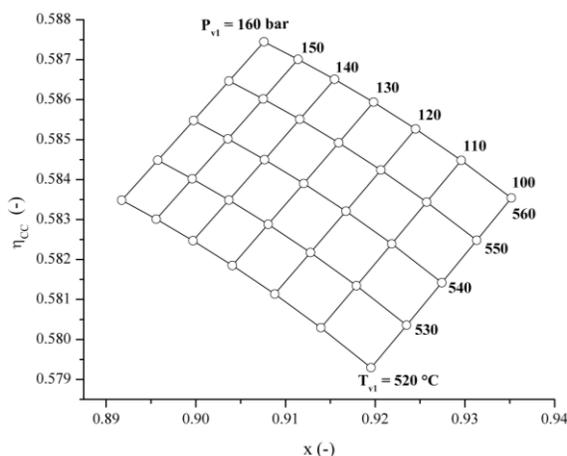


Figura 17 Eficiencia de CC en función de la calidad de vapor CC tres niveles

Finalmente para la configuración de ciclo combinado con tres niveles de presión se logran alcanzar eficiencias entre 0.58 y 0.59, eficiencias térmicas altas en comparación con cualquier otro tipo de central térmica para la generación de potencia. En la Figura 18 se muestra un comparativo de la eficiencia térmica obtenida a partir del análisis de turbina de gas y ciclo de vapor de manera independiente y finalmente la eficiencia de ciclo combinado. Se muestra que, las eficiencias térmicas de la TG y del ciclo de vapor en promedio están en 0.33, mientras que si funcionan como ciclo combinado, se pueden lograr alcanzar eficiencias muy cercanas a 0.60.

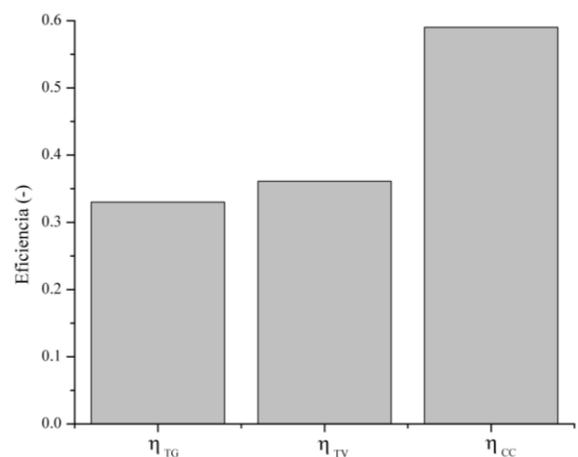


Figura 18 Comparación de la eficiencia para CC tres niveles de presión

Otra forma de observar el beneficio que trae consigo implementar ciclos combinados con tres niveles de presión es a partir del análisis del CTU. En la Figura 19 se muestra dicho parámetro nuevamente para los ciclos desarrollados de manera independiente y ambos operando bajo un ciclo combinado, se muestra que para el caso de TG y TV la cantidad de energía necesaria para generar un kWh sobrepasa las 10,000 unidades, mientras que para el caso del ciclo combinado existe una disminución de la cantidad de energía hasta de un 50%.

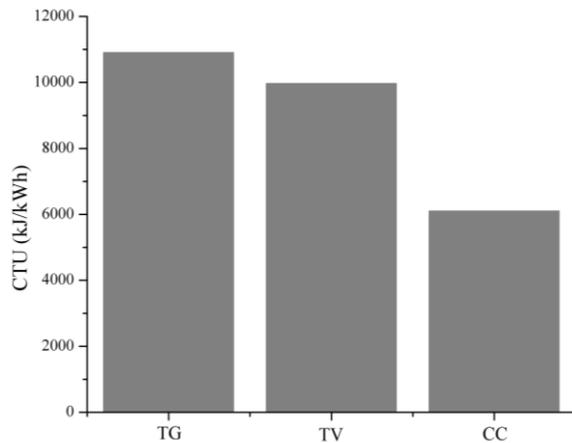


Figura 19 Comparación del Consumo Térmico Unitario en para CC tres niveles de presión

Conclusiones

Los sistemas de generación de energía con ciclos combinados turbina de gas-vapor en comparación con el ciclo de turbina de gas y ciclo de vapor de manera independiente, son los que presentan el mejor comportamiento de acuerdo al análisis termodinámico realizado. Así mismo la configuración de ciclo combinado que tuvo las mejores condiciones de potencia y eficiencia térmica fue con respecto a 3 niveles de presión.

Por lo tanto, para México resulta una opción viable y certera, la implementación de tecnologías de ciclo combinado turbina de gas-vapor con tres niveles de presión para poder cubrir con la demanda actual de generación de potencia requerida así como tener la seguridad de que el incremento anual en la demanda de energía no sea un problema.

Referencias

Ataei, A., & Yoo, C. (2010). Combined pinch and exergy analysis for energy efficiency optimization in a steam power plant. *International Journal of Physical Sciences*, 5(7), 1110-1123.

Cihan, A., Hacıhafızog˘lu, O., & Kahveci, K. (2006). Energy-exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant. *International Journal of Energy Research*, 30(2), 115-126.

Franco, A., & Russo, A. (2002). Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(9), 843-859.

Ganjehkaviri, A., Jaafar, M. M., & Hosseini, S. E. (2015). Optimization and the effect of steam turbine outlet quality on the output power of a combined cycle power plant. *Energy conversion and management*, 89, 231-243.

Kaviri, A. G., Jaafar, M. N. M., Lazim, T. M., & Barzegaravval, H. (2013). Exergoenvironmental optimization of heat recovery steam generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis. *Energy conversion and management*, 67, 27-33.

Lugo-Leyte, R., Salazar-Pereyra, M., Bonilla-Blancas, A. E., Lugo-Méndez, H. D., Ruíz-Ramírez, O. A., & Toledo-Velázquez, M. (2016). Exergetic Analysis of Triple-Level Pressure Combined Power Plant with Supplementary Firing. *Journal of Energy Engineering*, 142(4), 05016001.

Mansouri, M. T., Ahmadi, P., Kaviri, A. G., & Jaafar, M. N. M. (2012). Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants. *Energy Conversion and Management*, 58, 47-58.

Secretaría de Energía. (2018). *Balance Nacional de Energía*.

Secretaría de Energía. (2018). *Prospectiva del Sector Eléctrico 2018-2032*.

Velazquez, M. T., Topete, M. P., Flores, M. A. M., Silva, F. S., Leyte, R. L., & Fancis, J. A. (2016). Análisis del comportamiento térmico en la planta termoeléctrica Valle de México mediante pruebas de evaluación en turbinas de gas. *DYNA Energía y Sostenibilidad*, 5(1).

Zhang, G., Zheng, J., Yang, Y., & Liu, W. (2016). Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas-steam combined cycle under off-design condition. *Energy conversion and management*, 122, 372-385.

Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta

Effect of Minimum Quantity Lubrication parameters on tool wear reduction

MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel†*, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isaí y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier

Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías Campus Irapuato-Salamanca.

ID 1^{er} Autor: *Israel, Martínez-Ramírez* / ORC ID: 0000-0002-8186-4390, CVU CONACYT ID: 334143

ID 1^{er} Coautor: *Miguel Ernesto, Gutiérrez-Rivera* / ORC ID: 0000-0002-6210-4484, CVU CONACYT ID: 3301069

ID 2^{do} Coautor: *Isaí, Espinoza-Torres* / ORC ID: 0000-0002-9933-5569, CVU CONACYT ID: 907269

ID 3^{er} Coautor: *Javier, Rodríguez-Flores* / ORC ID: 0000-0001-8486-4735

DOI: 10.35429/JME.2019.10.3.19.26

Recibido 20 Abril, 2019; Aceptado 30 Junio, 2019

Resumen

El objetivo del presente trabajo es determinar los parámetros que afectan la efectividad del proceso de mínima cantidad de lubricación (MQL) en el desgaste de flanco durante fresado frontal. Además de determinar los factores, se determinarán los valores en los cuales el MQL es más efectivo para disminuir el desgaste en fresado frontal a velocidad de corte relativamente alta. Mediante un diseño de experimentos de dos niveles y tres factores con dos repeticiones, se efectuaron pruebas de desgaste en insertos grado P45 durante el fresado frontal a alta velocidad de corte (~900 m/min) de AISI 1045. Se utilizó un sistema comercial MQL con lubricante no soluble en agua de base vegetal. Los factores analizados fueron el ángulo vertical, cantidad de lubricante y flujo de aire. Los resultados muestran que la cantidad de lubricante y especialmente el ángulo vertical, son factores que afectan en gran medida la efectividad el proceso. Se obtuvo una ecuación mediante la cual se generó la superficie de respuesta para visualizar las zonas en las que los factores dan como resultado un menor desgaste. Se observó 7 veces menos desgaste de flanco al utilizar nivel bajo de flujo de aire, bajo ángulo vertical y un alto flujo de lubricante.

MQL, Desgaste, Minimizar

Abstract

The objective of this work is to determine the influence of Minimum Quantity Lubrication (MQL) parameters on flank wear during face milling. Furthermore, the values of each factor in which the MQL resulted to be effective were determined. A designed experiment with two level, three factor and two replicas was used to test tool wear on P45 grade inserts at relatively high cutting speed (~900 m/min) on steel AISI 1045. A commercial MQL system was used with vegetable base lubricant non soluble in water. Results show that amount of lubricant and vertical angle are key factors that affects the effectiveness of the process. A response surface equation was obtained in order to determine the zones in which the factors resulted in the lowest tool wear. A flank wear decrease of 7 times, respect to the maximum observed, was found by using low level of air flow, low level of vertical angle and high level of lubricant.

MQL, Tool Wear, Minimize

Citación: MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isaí y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier. Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-10: 19-26

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: israel.martinez@ugto.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

Durante el proceso de maquinado, se produce calor como consecuencia de la fricción entre el material de trabajo y la herramienta de corte y por la deformación plástica que sufre el material en bruto. Dicho calor trae como consecuencia que mecanismos de desgaste tales como desgaste químico o por adhesión sean activados (Childs, Maekawa, Obikawa, & Yamane, 2000). El desgaste por abrasión, aunque no es directamente asociado por la temperatura, al disminuir la dureza de la herramienta con el calor, también tiende a aumentar. El método más comúnmente usado para lidiar con la fricción y el calor es el llamado “por inundación”.

En este método chorros de fluido de corte son aplicados por una o más boquillas durante el proceso de corte. En este proceso mucho del fluido de corte se desperdicia al no entrar en contacto directo con la zona de contacto entre la herramienta y el material. Un nuevo proceso surgió en los 90's primeramente desarrollado en Alemania y Japón (Heisel, Lutz, Spath, Wassmer, & Walter, 1994)- (Wakabayashi, Sato, & Inasaki, 1998)) con la finalidad de conseguir el efecto lubricante pero a un menor costo ambiental y de salud para el operario. Dicho proceso es conocido como mínima cantidad de lubricación (MQL, por sus siglas en inglés). En dicho proceso, bajas cantidades de lubricante son aplicadas por pulverización. Este proceso es considerado como una tecnología verde o limpia que consume menos recursos y es más amigable con el medio ambiente.

Desde que se expandió el conocimiento sobre MQL, ha sido y continúa siendo objeto de investigación. Principalmente en el efecto que tiene sobre el desgaste de la herramienta y, por tanto, en el acabado superficial. Coz et al. usaron MQL interno en taladrado de aleaciones para la industria aeroespacial (Le Coz, Marinescu, Devillez, Dudzinski, & Velnom, 2012). Bruni et al. modelaron la rugosidad superficial en fresado frontal usando MQL (Bruni, d'Apolito, Focellese, Gabrielli, & Simoncini, 2008). Kasim et al. usaron diseño de experimentos (metodología de superficie de respuesta) para predecir la rugosidad superficial en fresado bajo MQL (Kasim, Che Haron, Ghani, & Sulaiman, 2013). Mia et al. estudiaron el impacto que tiene la tasa de flujo de MQL en la rugosidad de acero endurecido después de fresado (Mia, Al Bashir, Kan, & Dhar, 2017).

En el 2016, Sharma et al. publicaron un artículo de revisión con trabajos relacionados con el efecto de diferentes fluidos de corte, convencionales y nanofluidos aplicados bajo condiciones de MQL en el proceso de corte (Sharma, Tiwari, & Dixit, 2016).

Jang et al. optimizaron parámetros de corte para minimizar la energía de corte en fresado usando MQL (Jang, Jung, & Seok, 2016). Singh et al. llevaron a cabo un trabajo similar referente a la optimización de parámetros de corte en fresado de Inconel 718, minimizando el desgaste de flanco (Singh, Gupta, Mia, & Sharma, 2018). Cabe mencionar que parámetros de corte se refiere a profundidades, avances y velocidades de corte, más no se refiere en sí a los parámetros propios del sistema MQL. Relativo a parámetros MQL, Wang et al. investigaron el efecto de la posición de la boquilla en el plano horizontal en el fresado frontal de Inconel 182 (Wang, Cheng, An, Wang, & Zhu, 2014). Contra la lógica, obtuvieron mejores resultados en la posición cuando el cortador sale del material de trabajo en lugar de cuando entra a cortar. Tawakoli et al. investigaron el efecto de parámetros de MQL aplicado a rectificado (Tawaloki, Hadad, & Sadeghi, 2010).

Liu et al. publicaron resultados del efecto de diferentes parámetros de MQL en el fresado de Ti-6Al-4V (Liu, Cai, Chen, & An, 2011). En su trabajo analizaron el efecto que tiene la presión del aire, cantidad de lubricante, y posición horizontal de la boquilla en fuerzas y temperaturas de corte. En el análisis que realizaron, no siguieron una metodología sistemática como lo es el diseño de experimentos, sino que el análisis se basó en evaluar los efectos principales con varios niveles de los diferentes factores (no el mismo número de niveles en cada factor).

Uno de los contras del proceso MQL es la susceptibilidad del proceso a factores tales como la cantidad de lubricante, flujo de aire y posición de la boquilla respecto al movimiento de la herramienta. Para que el proceso tenga el efecto deseado, dichos parámetros deben de ser estudiados. Los trabajos publicados hasta ahora relacionados con el tema del efecto de los parámetros de MQL son pocos comparados con los disponibles sobre el efecto general de MQL sobre rugosidad, desgaste, fuerzas y temperatura de corte.

En el presente trabajo se propone un diseño de experimentos que consiste en variar los parámetros previamente mencionados. Se diseñó un dispositivo para lograr el ángulo vertical y horizontal lo más preciso posible, el cual es controlado por motores a pasos.

En la parte de métodos y materiales, se describe la metodología de experimentación, condiciones de corte, materiales de la pieza de trabajo y la herramienta.

En la parte de resultados y discusión se presenta el análisis de varianza del diseño de experimentos, fotografías tomadas del desgaste y del montaje de los dispositivos utilizados durante la experimentación. Además, se presenta una explicación de los resultados y su implicación en la aplicación práctica y utilidad para otros investigadores.

Métodos y materiales

Placas de acero al carbón AISI 1045 fueron preparadas en dimensiones aproximadas a 100 mm de ancho, 109 mm de largo y 50.8 mm de alto para lograr una longitud de corte constante en cada prueba. La longitud de corte se calcula fácilmente de acuerdo del análisis de la Figura 2. El análisis se puede dividir en dos partes: La primera parte cuando la herramienta entra y llega hasta una distancia igual a $L-a$ y la segunda cuando la herramienta avanza de $L-a$ a $L+a$.

Para la primera parte la longitud de corte está dada por:

$$s_1 = \sum_{i=1}^{n_1} 2 \cdot r \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{i \cdot f}{r} \right) \right] \quad (1)$$

Si n_1 representa el número de cortes hasta llegar a $L-a$, entonces n_1 está dada por:

$$n_1 = \frac{L-a}{f} \quad (2)$$

en donde f es el avance en mm/diente y r es el radio del planeador en mm.

Para la segunda parte se tiene que:

$$s_2 = \sum_{j=1}^{n_2} \left\{ 2 \cdot r \left[\frac{1}{2} \cos^{-1} \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{b}{r} \right)^2 \right) - \cos^{-1} \left(1 - \frac{j \cdot f}{r} \right) \right] \right\} \quad (3)$$

donde b es el ancho de la pieza de trabajo y n_2 está dada por:

$$n_2 = \frac{a}{f} \quad (4)$$

La longitud de corte total por pasada es, por lo tanto, la suma de s_1 y s_2 .

El radio del planeador es igual a 127 mm, f representa el paso igual a 0.1 mm. Sustituyendo, la longitud de corte por pasada resultó ser 137 m y el número de veces que la herramienta entra y sale (n_1+n_2) es 1092. Una serie de pruebas iniciales se llevaron a cabo con el fin de evaluar el desgaste a las velocidades recomendadas por el fabricante de herramienta (250 m/min). Sin embargo, se observó que el desgaste era poco visible o nulo inclusive a longitudes de corte superiores a los 5 km. Por lo que de acuerdo a la disponibilidad de material se eligió usar una velocidad de corte, V_c igual a 900 m/min

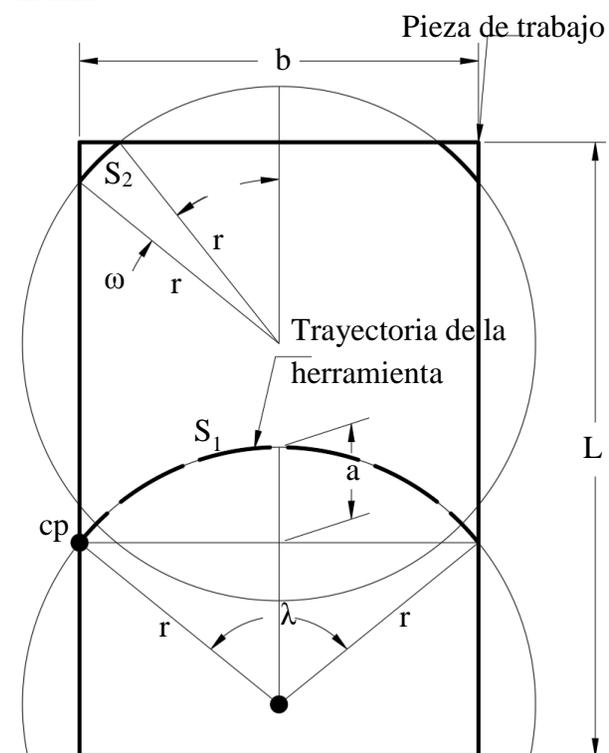


Figura 2 Análisis de la longitud de corte

Las condiciones de corte se muestran en la Tabla 1.

Parámetro de corte	Valor	Unidades
Velocidad de corte (V_c)	900	m/min
Avance (f)	0.1	mm/diente
Profundidad de corte (t)	1	mm

Tabla 1 Condiciones de corte

El desgaste de flanco promedio se midió en cada pasada por medio de un microscopio Mitutoyo toolmaker's, al cual se le conectó una cámara Moticom de alta definición. El ángulo horizontal α , mostrado en la Figura 3, se mantiene constante a 45° .

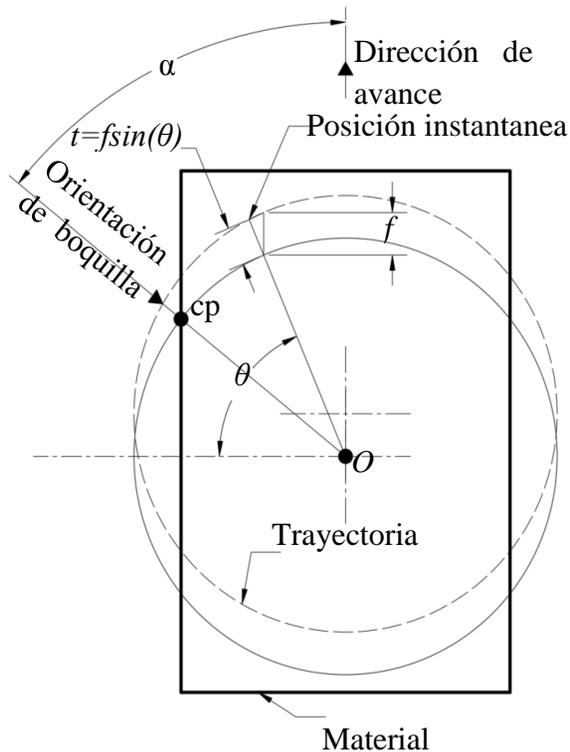


Figura 3 Representación esquemática del ángulo horizontal, α

El ángulo vertical φ se ilustra en la Figura 4.

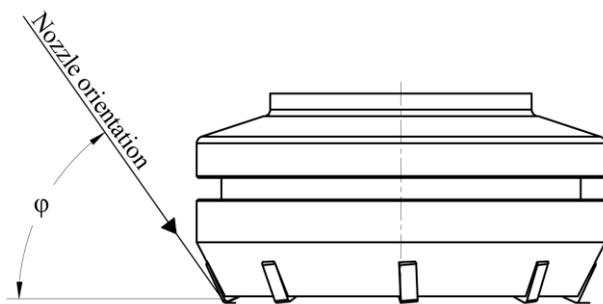


Figura 4 Representación esquemática del ángulo vertical, φ

El inserto utilizado es de geometría cuadrado con esquinas redondeadas, cuya designación ISO es SNMN120408. La herramienta de fresado frontal (comúnmente conocida como planeador) tiene una designación nombrada por el fabricante como SEK-D5.0-1.5-7-4HD. Los factores analizados fueron el flujo de aire, caudal de lubricante y el ángulo vertical.

El flujo de aire y la cantidad de lubricante pueden ser variados por medio del equipo MQL. Dichos factores fueron escogidos porque prácticamente son todos los factores que intervienen en el proceso. Factores no variados dentro del diseño de experimentos fueron el tipo de lubricante y el ángulo de orientación de la boquilla en el plano horizontal. Para lograr el ángulo vertical y horizontal de la forma más exacta posible, se diseñó un orientador, el cual se muestra en Figura 5.

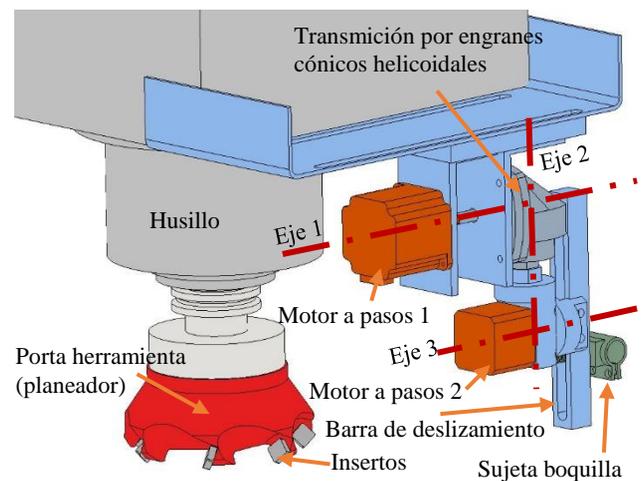


Figura 5 Modelo tridimensional del orientador.

El funcionamiento del localizador es como sigue:

1. El motor a pasos 1 está fijo por un soporte y causa rotación en un eje perpendicular a su propio eje gracias a la transmisión por engranes cónicos helicoidales, cuya relación de transmisión es de $\frac{10}{37}$.
2. El movimiento de salida de la transmisión se traduce en una rotación alrededor del eje vertical (eje 2). Esta rotación causa que el sistema inferior de rotación gire. Por lo que esta rotación está asociada al ángulo horizontal α (ver Figura 3).
3. El motor a pasos 2 causa que la barra de deslizamiento gire junto con el sujetador de boquilla alrededor del eje 3.
4. Finalmente el sujetador de boquilla puede deslizarse por la barra de deslizamiento y la longitud de manguera se ajusta hasta obtener la distancia de la boquilla deseada. Para ubicar el punto deseado, es necesario recorrer el sujetador en forma manual y mantener el sujetador de boquilla a 90° de la barra de deslizamiento.

Resultados y Discusión

En la Tabla 2 se muestran los factores con los valores numéricos de sus respectivos niveles. El flujo de aire en ft^3/min y la cantidad de lubricante en ml/min , fueron evaluadas en base a gráficas proporcionadas por el fabricante del equipo. La cantidad de flujo suele darse ml/hr debido a la poca cantidad que se aplica. Valores típicos van desde 5 a 200 ml/h (Stephenson & Agapiou, 2016).

Variable	Nivel alto	Nivel bajo
1. Posición en el plano vertical (A).	40	15
2. Flujo de aire (B).	7.14 SCFM	0.7565 SCFM
3. Caudal de lubricante (C).	0.325 ml/min	0.75 ml/min

Tabla 5 Factores y niveles utilizados en el diseño de experimentos

En la Tabla 3 se muestran los resultados del diseño de experimentos. En la Tabla 3 se sigue la convención usual en el diseño de experimentos; es decir, las letras representan los niveles alto y su ausencia representa el nivel bajo. De la Tabla 3 se puede observar que el valor más bajo de desgaste corresponde a la prueba número 3, la cual corresponde a un nivel bajo de flujo de aire y ángulo vertical, con un nivel alto de velocidad de lubricante. Se reportan dos réplicas por cada experimento, con esto es posible una estimación interna del error y se evita el uso del llamado principio de la esparcidad de los efectos principales. Considerando las réplicas, se obtienen un total de 16 corridas.

Número de prueba	Factores y niveles	Desgaste de flanco promedio (mm)	
		Replica 1	Replica 2
1	<i>a</i>	0.113	0.13
2	<i>b</i>	0.5	0.42
3	<i>c</i>	0.072	0.075
4	<i>ab</i>	0.13	0.135
5	<i>ac</i>	1.1	0.95
6	<i>bc</i>	0.143	0.12
7	<i>abc</i>	0.8	0.4
8	<i>(-I)</i>	0.401	0.387

Tabla 3 Resultados

Para obtener un juicio objetivo de la relevancia de cada factor, se recurrió al análisis de varianza, el cual se muestra en Tabla 4.

Del análisis de varianza, mostrado en la Tabla 4, se puede decir que la posición en el plano vertical (A), el caudal del lubricante (C) y la interacción de los factores anteriormente mencionados (AC), son factores relevantes que influyen en el desgaste.

Fuente	Suma de cuadrados	GL	Cuadrado medio	F _q	p_val
A	0.16810	1	0.168	14.159	0.0055
B	0.02103	1	0.021	1.771	0.2199
C	0.13032	1	0.130	10.977	0.0106
AB	0.07236	1	0.072	6.095	0.0387
AC	1.02010	1	1.020	85.926	0.00001
BC	0.04928	1	0.049	4.151	0.07597
ABC	0.04580	1	0.045	3.857	0.08512
ERROR	0.09497	8	0.011	1.000	
TOTAL	1.60196	15	0.106	8.995	

Tabla 4 ANOVA

La interacción entre la posición vertical y el flujo de aire (AB) también resultó ser relevante, aunque en menor medida. Durante la parte experimental se pudo observar que al usar el nivel alto de flujo de aire, éste fluye en forma agresiva, a tal grado que resulta molesto y peligroso respirar la combinación fluido de corte con aire. Además, el aire arroja la viruta con violencia, por lo que la mejor decisión es probar con un nivel bajo del factor B.

Las variables naturales se pueden convertir a codificadas con el fin de obtener un modelo de regresión ajustado en función de los efectos y la interacción de los efectos. Las variables codificadas se calculan como sigue:

$$x = \frac{\text{variable} - (\text{variable}_{\text{bajo}} + \text{variable}_{\text{alto}})/2}{(\text{variable}_{\text{alto}} - \text{variable}_{\text{bajo}})/2} \quad (5)$$

Considerando solo los efectos relevantes y las interacciones entre efectos que resultaron relevantes, es posible obtener la siguiente modelo de regresión:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_3 x_3 + \beta_{12} x_{12} + \beta_{13} x_{13} + \varepsilon \quad (6)$$

Donde x_1 es la variable codificada que representa la posición vertical en el plano, x_3 la variable codificada del caudal de lubricante, x_{13} la interacción entre los dos efectos anteriormente mencionados y x_{12} representa la interacción entre los factores posición vertical y flujo de aire. Las β 's son los respectivos coeficientes de regresión y ε es el error experimental.

Para el análisis de los datos se construyó un programa del cual se obtiene el ANOVA y los coeficientes de la ecuación de regresión. La **Tabla 6** muestra los coeficientes de todas las variables codificadas. Una ventaja de usar variables codificadas es que se visualiza de forma más simple el efecto que tiene aumentar o disminuir el valor de algún efecto en la respuesta. Adicionalmente, es posible tomar directamente solo los coeficientes asociados a los efectos y las interacciones importantes (A, C, AC y BC).

Factores	Coefficientes
A	0.1025
B	-0.03625
C	0.09025
AB	-0.06725
AC	0.2525
BC	-0.0555
ABC	-0.0535
Constante	0.36725

Tabla 6 Coeficientes de la función de respuesta en función de variables codificadas

Por otra parte, si se utilizan los coeficientes de las variables reales, las cuales se muestran en la **Tabla 6**, es necesario recalcular los valores de los coeficientes para el modelo de regresión reducido con variables reales en función de la ecuación del modelo reducido para variables codificadas.

Factores	Coefficientes
A	-27.09041667
B	-0.05984
C	-0.083636667
AB	0.076633333
AC	0.096866667
BC	0.000226133
ABC	-0.000285333
Constante	23.64575

Tabla 6 Coeficientes de la función de respuesta en función de variables reales

El modelo de regresión que predice el desgaste de la herramienta es:

$$V_b = 0.36725 + 0.10245 * x_1 + 0.09025 * x_3 - 0.06725 * x_{12} + 0.2525 * x_{13} \quad (7)$$

A partir del modelo de regresión se puede construir la superficie de respuesta, la cual se muestra en la **Figura 6**.

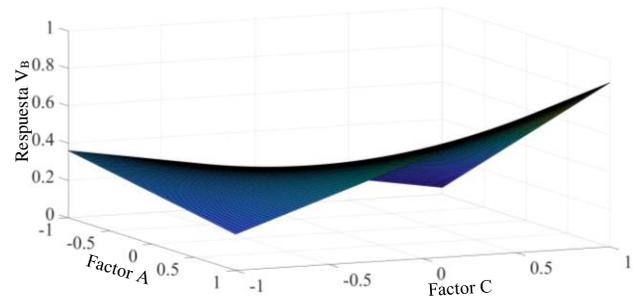


Figura 6 Superficie de respuesta para el factor B en el nivel bajo

En la **Figura 6**, se puede percibir cierta curvatura en la superficie de respuesta. Dicha curvatura se debe a la interacción entre factores. A partir de la superficie de la **Figura 6**, se graficó el contorno que se muestra en la **Figura 7**.

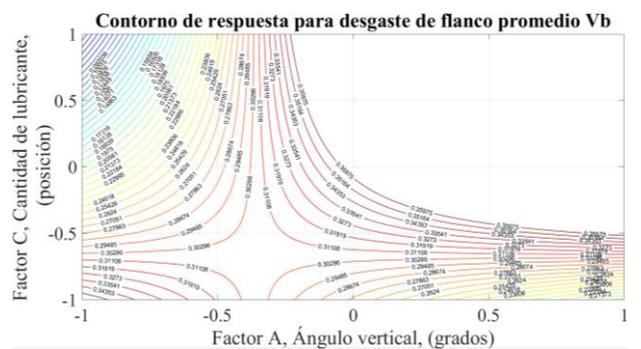
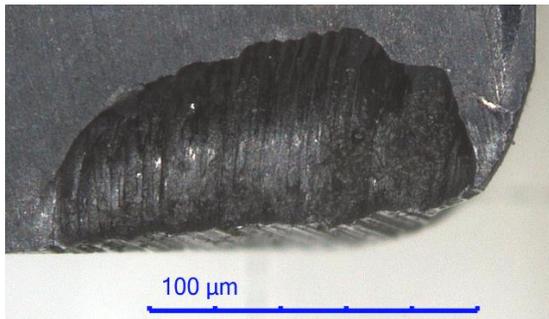


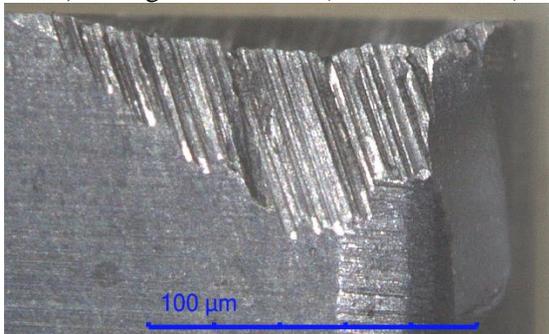
Figura 7 Contorno de respuesta para el factor B en el nivel bajo

En la **Figura 7** se observa que la región con los valores más bajos de desgaste (mostrados en azul) de flanco se encuentran alrededor de la zona con el ángulo horizontal bajo y la cantidad de lubricante alta. Por el contrario al usar una cantidad de lubricante baja y un alto ángulo vertical, el desgaste de flanco resultó alto (mostrado en rojo). Dentro de los límites escogidos para los factores, es decir, los niveles escogidos para cada uno de los factores, podemos concluir que los valores óptimos están alrededor de 15 grados del ángulo vertical ϕ (ver **Figura 4**), el flujo de aire bajo 0.8 SCFM y la cantidad de lubricante alta 0.325 ml/min.

En la **Figura 8** se muestran fotografías del desgaste en la herramienta cuando se usó el nivel alto en todos los factores.



a) Desgaste de cráter (condición ABC).

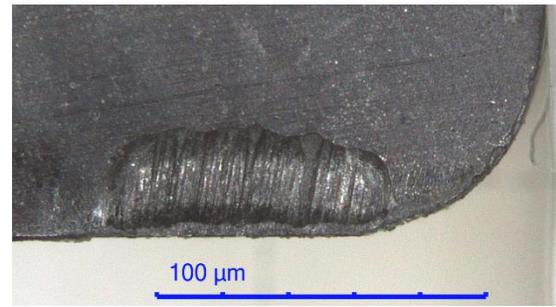


b) Desgaste de flanco (condición ABC).

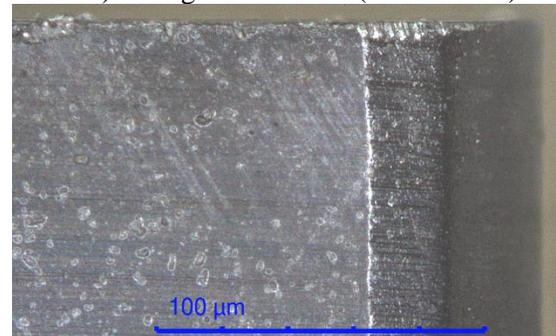
Figura 8 Desgaste de cráter y flanco para la condición con todos los factores en nivel alto (ABC)

En dichas fotografías se logra observar desgaste excesivo tanto en el flanco como en la cara de arrastre. En esta situación, existe la posibilidad que la combinación de alto flujo de aire y ángulo ϕ resultaran en una pobre exposición de lubricante en el borde de corte, la cara del flanco y la cara de arrastre. En general, se obtuvieron malos resultados con el ángulo ϕ en un nivel alto.

En la Figura 8 se muestra el desgaste de cráter y de flanco en la herramienta cuando el caudal de lubricante está en su nivel alto y los otros dos en nivel bajo. En la Figura 8 a) se puede observar que a comparación de la Figura 7a) el desgaste de cráter es considerablemente menor. Aunado al desgaste agresivo sobre el borde de corte. Respecto al desgaste de flanco, se observa que en la Figura 8 b), va desde la cara de flanco hasta el redondeo. Por otra parte, en la Figura 9 b) se puede observar que el desgaste apenas se distingue, por lo que es evidente que se logró una considerable reducción en el desgaste.



a) Desgaste de cráter (condición C).



b) Desgaste de flanco (condición C).

Figura 9 Desgaste de cráter y flanco para la condición con el factor caudal de lubricante en nivel alto (condición C)

La importancia práctica de los resultados obtenidos está en el hecho de que una reducción en el desgaste implica una disminución en costos de producción relacionados con el costo de las herramientas y reducción en el costo por material de trabajo desperdiciado a causa del daño que induce una herramienta desgastada en el material de trabajo.

El aporte científico del presente proyecto está en que hasta ahora los parámetros de MQL no han sido considerados en proceso de fresado frontal utilizando técnicas estadísticas y un método sistemático que permita discernir la relevancia de cada factor y los valores que dan como resultado una disminución considerable en el desgaste de la herramienta. Más aún, la técnica de MQL es poco conocida.

Los resultados demuestran que los parámetros de MQL tienen efecto en la eficacia del sistema MQL. Sin embargo, se probaron en un proceso. A futuro se debe extender el estudio a otros procesos de maquinado.

Conclusión

Una serie de experimentos fueron realizados en el fresado frontal de AISI1045 a alta velocidad utilizando MQL y variando tres factores en dos niveles. De los resultados reportados se puede concluir lo siguiente:

1. El diseño y la fabricación del dispositivo orientador fue de importancia para asegurar factores importantes, tal como fue el caso del ángulo vertical.
2. El análisis de varianza reveló que el ángulo vertical y la cantidad de lubricante son factores importantes, así como su interacción. Sin embargo, la interacción entre el flujo de aire y el ángulo resultó ser relevante según el ANOVA. Se recomienda utilizar el flujo de aire bajo para evitar problemas con la viruta e inhalar el lubricante suspendido en el aire.
3. El contorno de superficie de respuesta revela la zona de optimización, resultando que los valores recomendados para minimizar el desgaste de flanco promedio son: 15 grados del ángulo vertical ϕ (ver Figura 6), el flujo de aire bajo 0.8 SCFM y la cantidad de lubricante alta 0.325 ml/min. Con estos parámetros se logró hasta 7 veces menos desgaste de flanco de la herramienta de corte.

Referencias

Bruni, C., d'Apollito, L., Focellese, A., Gabrielli, F., & Simoncini, M. (2008). Surface roughness modelling in finish face milling under MQL and dry cutting conditions. *International Journal of material forming*, 1, 503-506.

Childs, T., Maekawa, K., Obikawa, T., & Yamane, Y. (2000). *Metal machining theory and applications*. London: Arnold.

Heisel, U., Lutz, M., Spath, D., Wassmer, R., & Walter, U. (1994). Application of minimum quantity cooling lubrication technology in cutting process. *Prod. Eng., II/I*, 49-54.

Jang, D.-y., Jung, J., & Seok, J. (2016). Modeling and parameter optimization for cutting energy reduction in MQL milling process. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, 3(1), 5-12.

Kasim, M., Che Haron, C. H., Ghani, J. A., & Sulaiman, M. A. (2013). Prediction Surface Roughness in High-Speed Milling of Inconel 718 under Mql Using Rsm Method. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 13(3), 264-272.

Le Coz, G., Marinescu, M., Devillez, A., Dudzinski, D., & Velnom, L. (2012). Measuring temperature of rotating cutting tools: Application to MQL drilling and dry milling of aerospace alloys. *Applied thermal engineering*, 36, 434-441.

Liu, Z. Q., Cai, X. J., Chen, M., & An, Q. L. (2011). Investigation of cutting force and temperature of end-milling Ti-6Al-4V with different minimum quantity lubrication (MQL) parameters. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 225(8), 1273-1279.

Mia, M., Al Bashir, M., Kan, M., & Dhar, N. R. (2017). Optimization of MQL flow rate for minimum cutting force and surface roughness in end milling of hardened steel (HRC 40). *The international Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 89(1-4), 675-690.

Sharma, A. K., Tiwari, A. K., & Dixit, R. A. (2016). Effects of Minimum Quantity Lubrication (MQL) in machining processes using conventional and nanofluid based cutting fluids: A comprehensive review. *Journal of Cleaner Production*, 127(20), 1-18.

Singh, G., Gupta, M. K., Mia, M., & Sharma, V. S. (2018). Modeling and optimization of tool wear in MQL-assisted milling of Inconel 718 superalloy using evolutionary techniques. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 97(1-4), 481-494.

Stephenson, D. A., & Agapiou, J. S. (2016). *Metal cutting theory and practice*. Boca Ratón: CRC Press Taylor & Francis Group.

Tawaloki, T., Hadad, M. J., & Sadeghi, M. H. (2010). Influence of oil mist parameters on minimum quantity lubrication – MQL grinding process. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(6), 521-531.

Wakabayashi, T., Sato, H., & Inasaki, I. (1998). Turning using extremely small amount of cutting fluids. *JSME*, 41, 143-148.

Wang, C. D., Cheng, M., An, Q.-L., Wang, M., & Zhu, Y.-H. (2014). Tool wear performance in face milling Inconel 182 using minimum quantity lubrication with different nozzle positions. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 15(3), 557-565.

MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isai y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier. Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta. *Revista de Ingeniería Mecánica*. 2019.

Análisis termodinámico del intercambiador de calor de un sistema ORC para el aprovechamiento de calor residual en procesos industriales

Thermodynamic analysis of the heat exchanger of an ORC system for the use of residual heat in industrial processes

CALDIÑO-HERRERA, Uzziel†*, CORNEJO-MONROY, Delfino, TILVALDYEV, Shehret y DÁVALOS-RAMÍREZ, José Omar

Universidad Autónoma de Ciudad Juárez, Instituto de Ingeniería y Tecnología

ID 1^{er} Autor: *Uzziel, Caldiño-Herrera* / ORC ID: 0000-0002-4682-5548, CVU CONACYT ID: 487308

ID 1^{er} Coautor: *Delfino, Cornejo-Monroy* / ORC ID: 0000-0002-6294-7385, CVU CONACYT ID: 169913

ID 2^{do} Coautor: *Shehret, Tilvaldyev* / ORC ID: 0000-0003-1671-852X, CVU CONACYT ID: 508563

ID 3^{er} Coautor: *José Omar, Dávalos-Ramírez* / ORC ID: 0000-0002-6612-5231, CVU CONACYT ID: 336999

DOI: 10.35429/JME.2019.10.3.27.33

Recibido 28 Abril, 2019; Aceptado 30 Junio, 2019

Resumen

En este trabajo se presenta la implementación de un sistema basado en ciclo Rankine orgánico acoplado a una descarga de calor de un proceso industrial. El calor desechado se utiliza como fuente energética de entrada en un sistema que utiliza esta energía para evaporar un fluido orgánico y expandirlo en una turbina, en donde se genera potencia mecánica. El sistema consta de 4 procesos y en este trabajo se analiza en particular el intercambiador de calor en donde se transfiere el calor de desecho al fluido orgánico para lograr la evaporación. De acuerdo con la disponibilidad del calor se diseña este dispositivo para lograr el máximo aprovechamiento de la energía. Asimismo, se calcula eficiencia térmica en función de la disponibilidad energética, y se selecciona el mejor fluido de trabajo y las condiciones de operación a través de un análisis termodinámico.

Ciclo Rankine orgánico, Intercambiador de calor, Eficiencia energética

Abstract

In this paper we present the implementation of a system based on organic Rankine cycle coupled to a heat discharge of an industrial process. Waste heat is used as an energy source input to the system, which uses this energy to evaporate an organic fluid and expand it in a turbine, where mechanical power is produced. The system consists of 4 processes and the heat exchanger is specially analyzed. According to the availability of heat energy, the heat exchanger was designed to achieve the maximum efficiency in the energy system. Likewise, the maximum thermal efficiency of the ORC system is calculated as a function of the available energy, the energy source temperature and the available mass flow rate. By these calculations, the working fluid and the suitable operating conditions were selected through a thermodynamic analysis.

Organic Rankine cycle, Heat exchanger, Energetic efficiency

Citación: CALDIÑO-HERRERA, Uzziel, CORNEJO-MONROY, Delfino, TILVALDYEV, Shehret y DÁVALOS-RAMÍREZ, José Omar. Análisis termodinámico del intercambiador de calor de un sistema ORC para el aprovechamiento de calor residual en procesos industriales. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-10: 27-33

* Correspondencia del Autor (uzziel.caldino@uacj.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor

Introducción

El calor residual en procesos es una condición recurrente en la industria global. En general este tipo de calor de desecho presenta condiciones de bajo contenido energético y bajas temperaturas ($<100^{\circ}\text{C}$). La implementación del ciclo Rankine orgánico (ORC) en este tipo de fuentes permite aprovechar la energía para producirla en potencia mecánica en un expansor (Frutiger et al., 2016) (Frutiger et al., 2016; Quoilin, Broek, Declaye, Dewallef, & Lemort, 2013; Quoilin, Declaye, Tchanche, & Lemort, 2011; Rolón-ortiz, Acevedo-peñaloza, & Villamizar-gonzález, 2019; Yamamoto, Furuhashi, Arai, & Mori, 2001). Al ser pequeña la diferencia de temperaturas bajo la cual opera el sistema basado en ORC, la eficiencia térmica del ciclo es baja, sin embargo, la recuperación de una fracción de la energía que de otra manera sería desechada al ambiente justifica el uso de este tipo de sistemas, sobre todo cuando el calor de desecho se encuentra en flujos másicos continuos. La recuperación de parte de la energía desechada contribuye al aprovechamiento y uso eficiente y sustentable de la energía, permitiendo usar la energía recuperada en sistemas de iluminación o reintegrarla a la red eléctrica.

El ciclo Rankine orgánico consta de 4 procesos termodinámicos, en donde un fluido de trabajo orgánico (base carbono) se evapora a una presión alta, para después ser expandido en una turbina, de donde se extrae potencia mecánica. Debido a la variedad de propiedades termodinámicas y de transporte que existe entre los diferentes fluidos de trabajo posible, una correcta selección de éste debe ser hecha de acuerdo con las condiciones de la fuente energética a aprovechar (Drescher & Brüggemann, 2007; Hernández-mora et al., 2019; Pethurajan & Sivan, 2018; Rahbar, Mahmoud, Al-Dadah, Moazami, & Mirhadizadeh, 2017).

El dispositivo encargado de transferir la energía desde la fuente de calor residual hasta el fluido de trabajo es el intercambiador de calor (evaporador). Por lo tanto, un análisis de termodinámico de este dispositivo se lleva a cabo, partiendo de los datos de un análisis termodinámico del sistema ORC.

Es importante resaltar que el análisis del intercambiador de calor se lleva a cabo una vez que las condiciones del ORC están definidas, cuidando que las temperaturas calculadas en el ORC nunca sobrepasen las que el intercambiador (definido por la fuente energética) permite. Por esta razón, la potencia de la turbina queda definida por la capacidad de la fuente energética, que está ligada con la relación de presiones que ocurre en el ORC. Esto debido a que una de las restricciones del análisis del sistema es que la temperatura de entrada a la turbina corresponde a una condición de sobre calentamiento de 5°C , y la presión de evaporación es proporcional a la temperatura de evaporación.

Llevando a cabo este análisis, se define el fluido de trabajo que mejor desempeño presente con una fuente energética en particular, y al mismo tiempo arroja una tendencia en el desempeño del sistema con respecto a la relación de presiones.

En este documento se presenta una sección en donde se describe la metodología para llevar a cabo este análisis a través de herramientas computacionales. Además, se presenta una sección con el análisis de resultados y la discusión de éstos, en donde se evalúan diferentes variables dependientes como el flujo másico y la temperatura de la fuente, así como la relación de presión. A continuación, se presentan las conclusiones del trabajo y se finaliza el documento con algunas referencias que ayudaron al desarrollo de este trabajo.

Metodología

Para llevar a cabo el análisis del intercambiador de calor es necesario definir algunas condiciones del sistema energético, así como las condiciones de la fuente de calor residual. En este trabajo se considera una fuente calor residual como agua líquida a una temperatura T_f siempre inferior a 100°C . Asimismo, se considera una disponibilidad de esta agua a una razón de \dot{m}_f , cuyo valor máximo se fijó en 1.6 kg/s .

En lo que respecta al sistema ORC, se analizaron 4 fluidos de trabajo: R245fa, R123, R245ca y R1233zd. La razón de estos fluidos es que su presión de saturación a una temperatura de 25°C (que corresponde a la temperatura ambiente) está alrededor de los 101 kPa (presión atmosférica).

El análisis termodinámico se llevó a cabo utilizando la herramienta CoolProp a través de Python. CoolProp es una base de datos de propiedades termofísicas y de transporte para 123 fluidos. Utiliza ecuaciones de estado de tercer orden y, por lo tanto, como cualquier ecuación de estado, necesita de dos propiedades termodinámicas para calcular cualquier otra propiedad de dicho estado.

Para llevar a cabo el análisis se enumeran los estados termodinámicos del ORC de acuerdo con la Fig. 1, en donde el estado 1 corresponde a la entrada de la bomba y a la salida del condensador. El estado 2 corresponde a la salida de la bomba y a la entrada del evaporador. El estado 3 corresponde a la salida del evaporador y a la entrada de la turbina. Finalmente, el estado 4 corresponde a la salida de la turbina y a la entrada al condensador.

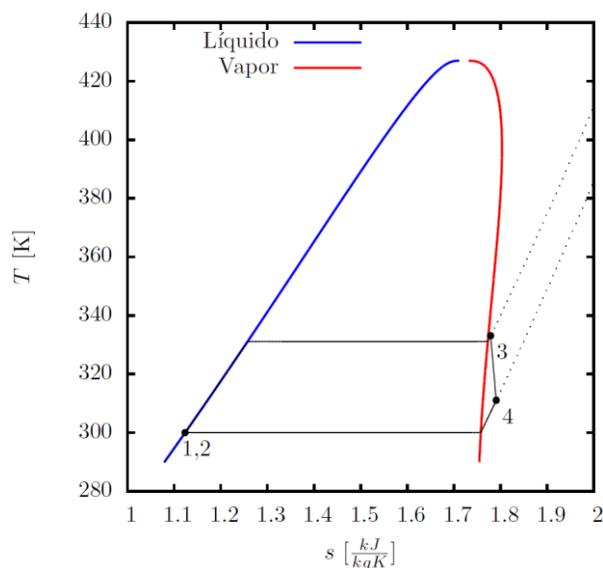


Figura 1 Diagrama Ts de un ciclo ORC mostrando los 4 estados termodinámicos

Siguiendo la numeración de la Fig. 1, en la Tabla 1 se muestra una descripción de los procesos, así como las consideraciones hechas para el análisis termodinámico.

Proceso	Consideraciones
1-2 (Bomba)	Entrada como líquido saturado
2-3 (Evaporador)	Proceso isobárico, condición final como vapor sobrecalentado 5°C
3-4 (Turbina)	Expansión del fluido considerando una eficiencia isentrópica de 75%
4-1 (Condensador)	Proceso isobárico, condición final de líquido saturado

Tabla 1 Procesos termodinámicos en el ORC y sus consideraciones para el análisis

El evaporador es, como se mencionó anteriormente, el dispositivo en donde interactúa la fuente energética y el sistema ORC. El calor de la fuente es transferido al fluido de trabajo, por lo tanto, para evaluar el evaporador es necesario calcular el desempeño del ORC para posteriormente calcular el flujo másico necesario en el ORC que permita lograr la temperatura de salida del evaporador y por lo tanto, defina la potencia de salida.

El análisis del ORC comienza en la entrada de la bomba, en donde a partir de la condición de saturación y la temperatura de fluido (la cual se establece como 5°C por encima de la temperatura ambiente) se calculan el resto de las propiedades termodinámicas (h, s, ρ, P) con CoolProp.

El estado a la salida de la bomba se calcula inicialmente como un proceso isentrópico con una presión igual a la presión de evaporación, la cual se define con la relación de expansión P_R , de la cual se analiza con valores de 2.5, 2.75, 3, 3.25 y 3.5. Posteriormente se calcula la entalpía real considerando una eficiencia en la bomba de 0.8

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_b} \quad (1)$$

En donde h es la entalpía, los subíndices 1 y 2 corresponden a la entrada y salida de la bomba respectivamente, el subíndice s es la condición isentrópica y η_b es la eficiencia de la bomba. El estado 3 se calcula con la presión de evaporación y la temperatura de entrada a la turbina, la cual se define de acuerdo con la Tabla 1 como 5°C por encima de la temperatura de saturación.

El estado 4, que corresponde a la salida de la turbina, se calcula inicialmente como un proceso isentrópico con una presión correspondiente a la presión de condensación. Posteriormente se calcula la entalpía real considerando una eficiencia en la turbina de 0.75.

$$h_4 = h_3 - \eta_t (h_3 - h_{4s}) \quad (2)$$

En donde los subíndices 3 y 4 corresponden a la entrada y salida de la turbina respectivamente, η_t es la eficiencia de la turbina y el subíndice s es la condición isentrópica de la expansión.

Una vez que todos los estados están completamente definidos, se calculan los parámetros de desempeño del ORC, los cuales hasta ahora son independientes de la fuente energética, ya que ésta última se calculará para que satisfaga estas condiciones del ORC

$$\eta_{ORC} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3)$$

El flujo másico del ORC depende de la fuente energética, ya que para lograr alcanzar la temperatura a la salida del evaporador esté se debe ajustar al flujo de calor disponible en el evaporador, el cual está dado por la fuente de calor residual como se muestra en la Ec. (4).

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_3 - h_2} \quad (4)$$

En dónde \dot{m}_{ORC} es el flujo másico del ORC, \dot{Q}_{evap} es el flujo de calor disponible en el evaporador y que está definido por la fuente de calor residual, y h_3 y h_4 son las entalpías de los estados 3 y 4 respectivamente. La potencia entregada por la turbina se calcula de acuerdo con la Ec. (5)

$$\dot{W} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4) \quad (5)$$

Conociendo las condiciones de operación del ORC, la línea del intercambiador de calor correspondiente a la fuente energética puede ser calculada. Para asegurar un correcto funcionamiento del intercambiador de calor, se debe restringir matemáticamente que la temperatura del agua a la salida del intercambiador sea inferior a la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la bomba del ORC.

Esto se hace calculando en primer lugar la entalpía del agua a la salida del intercambiador de calor, y posteriormente, con la presión de trabajo de la fuente energética (considerada en este trabajo como presión atmosférica) se calcula la temperatura correspondiente. Una vez calculada la temperatura se compara con la temperatura a la salida de la bomba de ORC y se descartan todos aquellos casos en los que la temperatura sea menor a $T_2 + 5^\circ\text{C}$.

$$h_{out} = h_{in} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_f} \quad (6)$$

En dónde h_{out} es la entalpía del agua a la salida del intercambiador de calor, h_{in} es la entalpía de entrada del agua en el intercambiador (la cual corresponde a la temperatura de la fuente) y \dot{m}_f es el flujo másico del agua en el evaporador. Este último parámetro es la variable independiente en el análisis del intercambiador, y se calcula la temperatura del agua a la salida del evaporador para diferentes valores de la temperatura de la fuente, siendo este valor siempre inferior a 100°C . Esto debido a que las fuentes de baja entalpía son aquellas cuya temperatura está por debajo de los 100°C .

De igual manera, la temperatura de entrada a la turbina se restringe a ser siempre 5°C por debajo de la temperatura de la fuente energética.

Resultados y discusión

Siguiendo la metodología descrita en la sección anterior se calcularon primeramente el desempeño termodinámico del ORC para los 4 fluidos de trabajo y bajo diferentes relaciones de presión P_R . En las Tablas 2, 3, 4 y 5 se muestran estos resultados para R245fa, R245ca, R123 y R1233zd respectivamente.

Como es de esperarse, al incrementar P_R se observa un incremento en la eficiencia térmica y en la potencia producida, así como una disminución en el flujo másico del ORC debido al incremento en la temperatura a la salida del evaporador del fluido de trabajo.

Este comportamiento está presente en los 4 fluidos analizados, sin embargo, la variación de los parámetros para cada fluido es diferente. A continuación, se muestra en análisis de estos resultados para cada fluido de trabajo con incrementos en el valor de P_R de 0.5, iniciando en 2.5 y terminando en 3.5.

P_R	η_{ORC} [%]	\dot{m}_{ORC} [kg/s]	\dot{W}_{turb} [kW]	T_3 [$^\circ\text{C}$]
2.50	5.83	0.700	8.92	63.67
2.75	6.38	0.693	9.77	67.02
3.00	6.87	0.686	10.53	70.15
3.25	7.31	0.679	11.22	73.08
3.50	7.71	0.673	11.85	75.85

Tabla 2 Desempeño del ORC operando con R245fa

El R245fa presenta de acuerdo con la Tabla 2, incrementos del 0.55%, 0.49%, 0.44% y 0.40% en la eficiencia térmica en cada incremento de P_R analizado. La tendencia de una disminución en η_{ORC} es muy clara. El incremento total en la eficiencia al pasar de $P_R = 2.5$ a $P_R = 3.5$ es de 1.88%. La potencia producida tiene una tendencia similar. En términos porcentuales se observan incrementos de 9.52%, 7.77%, 6.55%, y 5.61% conforme P_R incrementa en los intervalos analizados, logrando un incremento total de 32.84% en la eficiencia al variar P_R de 2.5 a 3.5. El flujo másico del ORC de igual forma disminuye aun que lo hace de manera menos notoria, sin embargo, esto puede influir en el volumen de fluido necesario para operar el ORC.

P_R	η_{ORC} [%]	\dot{m}_{ORC} [kg/s]	\dot{W}_{turb} [kW]	T_3 [°C]
2.50	5.63	0.656	8.56	62.36
2.75	6.17	0.649	9.38	65.55
3.00	6.65	0.642	10.11	68.52
3.25	7.08	0.636	10.78	71.32
3.50	7.48	0.630	11.39	73.95

Tabla 3 Desempeño del ORC operando con R245ca

El R245ca presenta de acuerdo con la Tabla 3, incrementos del 0.54%, 0.48%, 0.43% y 0.40% en la eficiencia térmica en cada incremento de P_R analizado. La tendencia de una disminución en η_{ORC} es muy clara. El incremento total en la eficiencia al pasar de $P_R = 2.5$ a $P_R = 3.5$ es de 1.85%. La potencia producida tiene una tendencia similar. En términos porcentuales se observan incrementos de 9.57%, 7.78%, 6.62%, y 5.65% conforme P_R incrementa en los intervalos analizados, logrando un incremento total de 33.06% en la eficiencia al variar P_R de 2.5 a 3.5

P_R	η_{ORC} [%]	\dot{m}_{ORC} [kg/s]	\dot{W}_{turb} [kW]	T_3 [°C]
2.50	5.92	0.790	8.99	63.52
2.75	6.48	0.782	9.85	66.85
3.00	6.99	0.774	10.64	69.95
3.25	7.45	0.768	11.34	72.87
3.50	7.88	0.761	11.99	75.62

Tabla 4 Desempeño del ORC operando con R123

El R123 presenta de acuerdo con la Tabla 4, incrementos del 0.56%, 0.51%, 0.46% y 0.43% en la eficiencia térmica en cada incremento de P_R analizado. La tendencia de una disminución en η_{ORC} es muy clara.

El incremento total en la eficiencia al pasar de $P_R = 2.5$ a $P_R = 3.5$ es de 1.96%. La potencia producida tiene una tendencia similar. En términos porcentuales se observan incrementos de 9.56%, 8.02%, 6.57%, y 5.73% conforme P_R incrementa en los intervalos analizados, logrando un incremento total de 33.37% en la eficiencia al variar P_R de 2.5 a 3.5

P_R	η_{ORC} [%]	\dot{m}_{ORC} [kg/s]	\dot{W}_{turb} [kW]	T_3 [°C]
2.50	6.05	0.704	9.25	64.62
2.75	6.63	0.697	10.13	68.09
3.00	7.14	0.690	10.92	71.32
3.25	7.60	0.684	11.64	74.36
3.50	8.02	0.678	12.30	77.23

Tabla 5 Desempeño del ORC operando con R1233zd

El R1233zd presenta de acuerdo con la Tabla 5, incrementos del 0.58%, 0.51%, 0.46% y 0.42% en la eficiencia térmica en cada incremento de P_R analizado. La tendencia de una disminución en η_{ORC} es muy clara. El incremento total en la eficiencia al pasar de $P_R = 2.5$ a $P_R = 3.5$ es de 1.97%. La potencia producida tiene una tendencia similar. En términos porcentuales se observan incrementos de 9.51%, 7.79%, 6.59%, y 5.67% conforme P_R incrementa en los intervalos analizados, logrando un incremento total de 32.97% en la eficiencia al variar P_R de 2.5 a 3.5

De estos resultados se observa un mejor comportamiento termodinámico, en términos de eficiencia y potencia producida por parte del R123, seguido del R1233zd. Los refrigerantes R245fa y R245ca muestran comportamientos muy similares. A pesar de que las diferencias son pequeñas, es importante tener en cuenta que al ser sistemas que operan con una diferencia de temperaturas muy baja, un pequeño incremento en potencia producida o en eficiencia térmica resulta en ahorros energéticos, así como en un mejor aprovechamiento energético.

A continuación, se muestran los resultados de evaluar el intercambiador de calor con 3 valores distintos de flujo de calor disponible en la fuente energética: 100 kW, 150 kW y 200 kW. Recordando que la línea de flujo en el intercambiador de calor que corresponde a la fuente energética, se considera que el fluido de trabajo es agua, se sabe que, independientemente del fluido de trabajo utilizado en el ORC.

El flujo de calor está definido y la temperatura de salida del agua depende únicamente del flujo másico disponible en la fuente, así como de la temperatura de la fuente energética. En las Figs. 2, 3 y 4 se muestra la variación de la temperatura del agua de calentamiento (proveniente de la fuente energética a aprovechar) a la salida del intercambiador para diferentes valores de temperaturas en la fuente energética.

Sabiendo que existe la restricción de que la temperatura a la salida del evaporador por parte del agua de calentamiento nunca puede ser menor que la temperatura a la salida de la bomba del ORC, existe un flujo másico mínimo que debe lograrse. Este valor depende de la disponibilidad energética en la fuente, la cual es independiente de la temperatura de ésta. Las Figs. 2, 3 y 4 muestran estos datos para valores de flujo de calor disponibles en la fuente energética de 100 kW, 150 kW y 200 kW respectivamente.

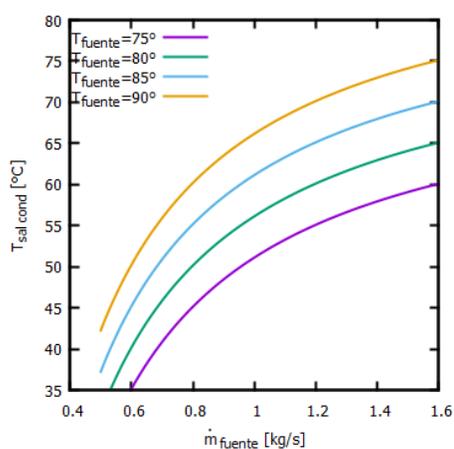


Figura 2 Variación de la temperatura de salida del intercambiador con respecto al flujo másico del mismo para una fuente de calor de 100 kW

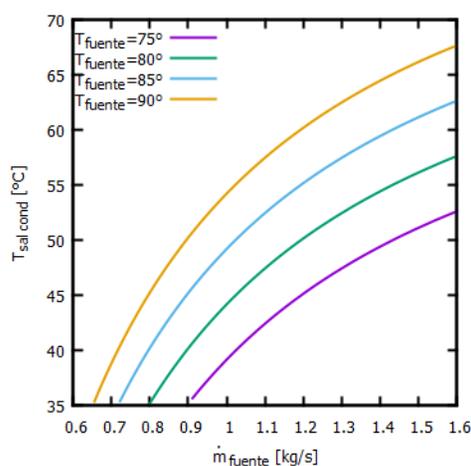


Figura 3 Variación de la temperatura de salida del intercambiador con respecto al flujo másico del mismo para una fuente de calor de 150 kW

Se observa como a mayor disponibilidad energética, el flujo másico mínimo de la fuente puede ser menor, además de que la temperatura de salida del intercambiador de calor disminuye para todas las temperaturas de la fuente. Estas gráficas también muestran que el comportamiento no es lineal, y conforme el flujo másico de la fuente incrementa, la temperatura a la salida del intercambiador tiende a ser la misma para cada caso.

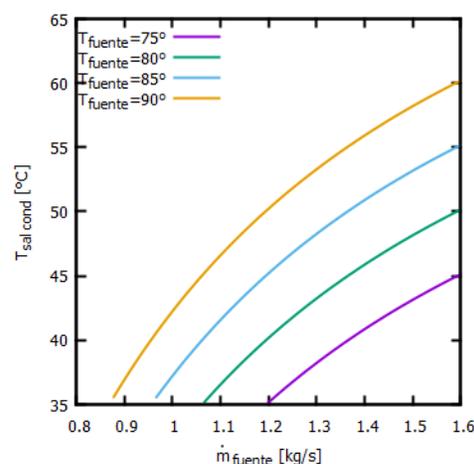


Figura 4 Variación de la temperatura de salida del intercambiador con respecto al flujo másico del mismo para una fuente de calor de 200 kW

Conclusiones

De acuerdo con lo mostrado en este trabajo se puede concluir lo siguiente:

- El análisis termodinámico del intercambiador de calor arroja información sobre la naturaleza de la fuente energética, la cual puede ayudar a redefinir las condiciones de operación o incluso la configuración del ciclo con el fin de lograr un mejor aprovechamiento de la fuente energética de baja entalpía
- Para una fuente de calor residual con temperatura menor a 90°C y un flujo másico disponible menor a 1.6 kg/s, los fluidos de trabajo R1233zd y R123 resultan ser los que mejor desempeño térmico ofrecen, pudiendo extraer hasta 12 kW de potencia en la turbina.
- La disponibilidad energética tiene una influencia importante en la operación del intercambiador de calor. Con base en este parámetro se puede elegir un intercambiador con mejor desempeño de acuerdo con el flujo másico mínimo requerido. Esto facilita los cálculos para el diseño de detalle del sistema energético.

Trabajo futuro

Se propone emplear un ciclo regenerativo que permita aprovechar la energía en forma de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina para precalentar el fluido de trabajo cuando este salga de la bomba. Además, resulta atractivo para un uso sustentable de la energía, utilizar el calor desechado en el condensador para el calentamiento de agua.

Referencias

- Drescher, U., & Brüggemann, D. (2007). Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024>
- Frutiger, J., Andreasen, J., Liu, W., Spliethoff, H., Haglind, F., Abildskov, J., & Sin, G. (2016). Working fluid selection for organic Rankine cycles - Impact of uncertainty of fluid properties. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.010>
- Hernández-mora, I. E., Lugo-leyte, R., Bonilla-blancas, A. E., López-arenas, T., Salazar-pereyra, M., & Lugo-méndez, H. D. (2019). *Exergoeconomic analysis of a compression refrigeration cycle considering the allocation cost of the residue formation process* *Análisis exergoeconómico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo*. 86(208), 336–345.
- Pethurajan, V., & Sivan, S. (2018). Experimental Study of an Organic Rankine Cycle Unit Using Dichloromethane as Working Fluid. *Inventions*, 3(31), 215–217. <https://doi.org/10.12691/ajme-4-6-2>
- Quoilin, S., Broek, M. Van Den, Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>
- Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F., & Lemort, V. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.014>
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A. (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.023>
- Rolón-ortiz, H., Acevedo-peñaloza, C., & Villamizar-gonzález, Y. (2019). *Análisis térmico, modelamiento matemático y simulación de un reactor de agitación discontinuo para volumen específico* *Thermal analysis, mathematical modeling and simulation of a discontinuous agitation reactor for specific volume*. 18(1), 39–48.
- Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., & Mori, K. (2001). Design and testing of the organic rankine cycle. *Energy*. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(00)00063-3)

Instrucciones para la Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

[Título en Times New Roman y Negritas No. 14 en Español e Inglés]

Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1^{er} Autor†*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1^{er} Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2^{do} Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3^{er} Coautor

Institución de Afiliación del Autor incluyendo dependencia (en Times New Roman No.10 y Cursiva)

International Identification of Science - Technology and Innovation

ID 1^{er} Autor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1^{er} Autor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 1^{er} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1^{er} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 2^{do} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 2^{do} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 3^{er} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 3^{er} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

(Indicar Fecha de Envío: Mes, Día, Año); Aceptado (Indicar Fecha de Aceptación: Uso Exclusivo de ECORFAN)

Resumen (En Español, 150-200 palabras)

Objetivos
Metodología
Contribución

Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Español)

Resumen (En Inglés, 150-200 palabras)

Objetivos
Metodología
Contribución

Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Inglés)

Citación: Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Autor†*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2do Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3er Coautor. Título del Artículo. Revista de Ingeniería Mecánica. Año 1-1: 1-11 (Times New Roman No. 10)

* Correspondencia del Autor (ejemplo@ejemplo.org)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Texto redactado en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Explicación del tema en general y explicar porque es importante.

¿Cuál es su valor agregado respecto de las demás técnicas?

Enfocar claramente cada una de sus características

Explicar con claridad el problema a solucionar y la hipótesis central.

Explicación de las secciones del Artículo

Desarrollo de Secciones y Apartados del Artículo con numeración subsecuente

[Título en Times New Roman No.12, espacio sencillo y Negrita]

Desarrollo de Artículos en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Inclusión de Gráficos, Figuras y Tablas-Editables

En el *contenido del Artículo* todo gráfico, tabla y figura debe ser editable en formatos que permitan modificar tamaño, tipo y número de letra, a efectos de edición, estas deberán estar en alta calidad, no pixeladas y deben ser notables aun reduciendo la imagen a escala.

[Indicando el título en la parte inferior con Times New Roman No. 10 y Negrita]

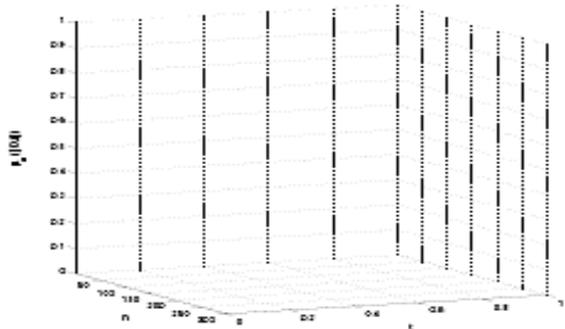


Gráfico 1 Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.



Figura 1 Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.

Tabla 1 Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.

Cada Artículo deberá presentar de manera separada en **3 Carpetas**: a) Figuras, b) Gráficos y c) Tablas en formato .JPG, indicando el número en Negrita y el Titulo secuencial.

Para el uso de Ecuaciones, señalar de la siguiente forma:

$$Y_{ij} = \alpha + \sum_{h=1}^r \beta_h X_{hij} + u_j + e_{ij} \quad (1)$$

Deberán ser editables y con numeración alineada en el extremo derecho.

Metodología a desarrollar

Dar el significado de las variables en redacción lineal y es importante la comparación de los criterios usados

Resultados

Los resultados deberán ser por sección del Artículo.

Anexos

Tablas y fuentes adecuadas.

Agradecimiento

Indicar si fueron financiados por alguna Institución, Universidad o Empresa.

Conclusiones

Explicar con claridad los resultados obtenidos y las posibilidades de mejora.

Referencias

Utilizar sistema APA. No deben estar numerados, tampoco con viñetas, sin embargo en caso necesario de numerar será porque se hace referencia o mención en alguna parte del Artículo.

Utilizar Alfabeto Romano, todas las referencias que ha utilizado deben estar en el Alfabeto romano, incluso si usted ha citado un Artículo, libro en cualquiera de los idiomas oficiales de la Organización de las Naciones Unidas (Inglés, Francés, Alemán, Chino, Ruso, Portugués, Italiano, Español, Árabe), debe escribir la referencia en escritura romana y no en cualquiera de los idiomas oficiales.

Ficha Técnica

Cada Artículo deberá presentar un documento Word (.docx):

Nombre de la Revista

Título del Artículo

Abstract

Keywords

Secciones del Artículo, por ejemplo:

1. *Introducción*
2. *Descripción del método*
3. *Análisis a partir de la regresión por curva de demanda*
4. *Resultados*
5. *Agradecimiento*
6. *Conclusiones*
7. *Referencias*

Nombre de Autor (es)

Correo Electrónico de Correspondencia al Autor

Referencias

Requerimientos de Propiedad Intelectual para su edición:

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Originalidad del Autor y Coautores

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Aceptación del Autor y Coautores

Reserva a la Política Editorial

Revista de Ingeniería Mecánica se reserva el derecho de hacer los cambios editoriales requeridos para adecuar los Artículos a la Política Editorial del Research Journal. Una vez aceptado el Artículo en su versión final, el Research Journal enviará al autor las pruebas para su revisión. ECORFAN® únicamente aceptará la corrección de erratas y errores u omisiones provenientes del proceso de edición de la revista reservándose en su totalidad los derechos de autor y difusión de contenido. No se aceptarán supresiones, sustituciones o añadidos que alteren la formación del Artículo.

Código de Ética – Buenas Prácticas y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

Declaración de Originalidad y carácter inédito del Artículo, de Autoría, sobre la obtención de datos e interpretación de resultados, Agradecimientos, Conflicto de intereses, Cesión de derechos y distribución

La Dirección de ECORFAN-México, S.C reivindica a los Autores de Artículos que su contenido debe ser original, inédito y de contenido Científico, Tecnológico y de Innovación para someterlo a evaluación.

Los Autores firmantes del Artículo deben ser los mismos que han contribuido a su concepción, realización y desarrollo, así como a la obtención de los datos, la interpretación de los resultados, su redacción y revisión. El Autor de correspondencia del Artículo propuesto requisitara el formulario que sigue a continuación.

Título del Artículo:

- El envío de un Artículo a Revista de Ingeniería Mecánica emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo, salvo que sea rechazado por el Comité de Arbitraje, podrá ser retirado.
- Ninguno de los datos presentados en este Artículo ha sido plagiado ó inventado. Los datos originales se distinguen claramente de los ya publicados. Y se tiene conocimiento del testeo en PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se procederá a arbitrar.
- Se citan las referencias en las que se basa la información contenida en el Artículo, así como las teorías y los datos procedentes de otros Artículos previamente publicados.
- Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Spain considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.
- Se ha obtenido el consentimiento de quienes han aportado datos no publicados obtenidos mediante comunicación verbal o escrita, y se identifican adecuadamente dicha comunicación y autoría.
- El Autor y Co-Autores que firman este trabajo han participado en su planificación, diseño y ejecución, así como en la interpretación de los resultados. Asimismo, revisaron críticamente el trabajo, aprobaron su versión final y están de acuerdo con su publicación.
- No se ha omitido ninguna firma responsable del trabajo y se satisfacen los criterios de Autoría Científica.
- Los resultados de este Artículo se han interpretado objetivamente. Cualquier resultado contrario al punto de vista de quienes firman se expone y discute en el Artículo.

Copyright y Acceso

La publicación de este Artículo supone la cesión del copyright a ECORFAN-México, S.C en su Holding Spain para su Revista de Ingeniería Mecánica, que se reserva el derecho a distribuir en la Web la versión publicada del Artículo y la puesta a disposición del Artículo en este formato supone para sus Autores el cumplimiento de lo establecido en la Ley de Ciencia y Tecnología de los Estados Unidos Mexicanos, en lo relativo a la obligatoriedad de permitir el acceso a los resultados de Investigaciones Científicas.

Título del Artículo:

Nombre y apellidos del Autor de contacto y de los Coautores	Firma
1.	
2.	
3.	
4.	

Principios de Ética y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

Responsabilidades del Editor

El Editor se compromete a garantizar la confidencialidad del proceso de evaluación, no podrá revelar a los Árbitros la identidad de los Autores, tampoco podrá revelar la identidad de los Árbitros en ningún momento.

El Editor asume la responsabilidad de informar debidamente al Autor la fase del proceso editorial en que se encuentra el texto enviado, así como de las resoluciones del arbitraje a Doble Ciego.

El Editor debe evaluar los manuscritos y su contenido intelectual sin distinción de raza, género, orientación sexual, creencias religiosas, origen étnico, nacionalidad, o la filosofía política de los Autores.

El Editor y su equipo de edición de los Holdings de ECORFAN® no divulgarán ninguna información sobre Artículos enviado a cualquier persona que no sea el Autor correspondiente.

El Editor debe tomar decisiones justas e imparciales y garantizar un proceso de arbitraje por pares justa.

Responsabilidades del Consejo Editorial

La descripción de los procesos de revisión por pares es dado a conocer por el Consejo Editorial con el fin de que los Autores conozcan cuáles son los criterios de evaluación y estará siempre dispuesto a justificar cualquier controversia en el proceso de evaluación. En caso de Detección de Plagio al Artículo el Comité notifica a los Autores por Violación al Derecho de Autoría Científica, Tecnológica y de Innovación.

Responsabilidades del Comité Arbitral

Los Árbitros se comprometen a notificar sobre cualquier conducta no ética por parte de los Autores y señalar toda la información que pueda ser motivo para rechazar la publicación de los Artículos. Además, deben comprometerse a mantener de manera confidencial la información relacionada con los Artículos que evalúan.

Cualquier manuscrito recibido para su arbitraje debe ser tratado como documento confidencial, no se debe mostrar o discutir con otros expertos, excepto con autorización del Editor.

Los Árbitros se deben conducir de manera objetiva, toda crítica personal al Autor es inapropiada.

Los Árbitros deben expresar sus puntos de vista con claridad y con argumentos válidos que contribuyan al que hacer Científico, Tecnológica y de Innovación del Autor.

Los Árbitros no deben evaluar los manuscritos en los que tienen conflictos de intereses y que se hayan notificado al Editor antes de someter el Artículo a evaluación.

Responsabilidades de los Autores

Los Autores deben garantizar que sus Artículos son producto de su trabajo original y que los datos han sido obtenidos de manera ética.

Los Autores deben garantizar no han sido previamente publicados o que no estén siendo considerados en otra publicación seriada.

Los Autores deben seguir estrictamente las normas para la publicación de Artículos definidas por el Consejo Editorial.

Los Autores deben considerar que el plagio en todas sus formas constituye una conducta no ética editorial y es inaceptable, en consecuencia, cualquier manuscrito que incurra en plagio será eliminado y no considerado para su publicación.

Los Autores deben citar las publicaciones que han sido influyentes en la naturaleza del Artículo presentado a arbitraje.

Servicios de Información

Indización - Bases y Repositorios

RESEARCH GATE (Alemania)

GOOGLE SCHOLAR (Índices de citas-Google)

MENDELEY (Gestor de Referencias bibliográficas)

REDIB (Red Iberoamericana de Innovación y Conocimiento Científico- CSIC)

HISPANA (Información y Orientación Bibliográfica-España)

Servicios Editoriales:

Identificación de Citación e Índice H.

Administración del Formato de Originalidad y Autorización.

Testeo de Artículo con PLAGSCAN.

Evaluación de Artículo.

Emisión de Certificado de Arbitraje.

Edición de Artículo.

Maquetación Web.

Indización y Repositorio

Traducción.

Publicación de Obra.

Certificado de Obra.

Facturación por Servicio de Edición.

Política Editorial y Administración

38 Matacerquillas, CP-28411. Moralarzal –Madrid-España. Tel: +52 1 55 6159 2296, +52 1 55 1260 0355, +52 1 55 6034 9181; Correo electrónico: contact@ecorfan.org www.ecorfan.org

ECORFAN®

Editor en Jefe

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

Directora Ejecutiva

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

Director Editorial

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

Diseñador Web

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

Diagramador Web

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

Asistente Editorial

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

Traductor

DÍAZ-OCAMPO, Javier. BsC

Filóloga

RAMOS-ARANCIBIA, Alejandra. BsC

Publicidad y Patrocinio

(ECORFAN® Spain), sponsorships@ecorfan.org

Licencias del Sitio

03-2010-032610094200-01-Para material impreso, 03-2010-031613323600-01-Para material electrónico, 03-2010-032610105200-01-Para material fotográfico, 03-2010-032610115700-14-Para Compilación de Datos, 04 -2010-031613323600-01-Para su página Web, 19502-Para la Indización Iberoamericana y del Caribe, 20-281 HB9-Para la Indización en América Latina en Ciencias Sociales y Humanidades, 671-Para la Indización en Revistas Científicas Electrónicas España y América Latina, 7045008-Para su divulgación y edición en el Ministerio de Educación y Cultura-España, 25409-Para su repositorio en la Biblioteca Universitaria-Madrid, 16258-Para su indexación en Dialnet, 20589-Para Indización en el Directorio en los países de Iberoamérica y el Caribe, 15048-Para el registro internacional de Congresos y Coloquios. financingprograms@ecorfan.org

Oficinas de Gestión

38 Matacerquillas, CP-28411. Moralarzal –Madrid-España.

Revista de Ingeniería Mecánica

“Integración de Actuadores Hidráulicos para los Sistemas Secundarios de Moldeo y Liberación en Moldes de Inyección de Plástico”

REYES-CASTREJON, Daniel Enrique, BONILLA-BLANCAS, Angélica Elizabeth, FIGUEROA-ESTRADA, Eduardo y SALAZAR-PEREYRA, Martín

*Centro de Tecnología Avanzada
Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec*

“Análisis termodinámico de las condiciones de operación de los ciclos combinados turbina de gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión”

MÉNDEZ-CRUZ, Ladislao Eduardo, SALAZAR-PEREYRA, Martín, LUGO-LEYTE, Raúl y PÉREZ-BEDOLLA, Rafael

*Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec
Universidad Autónoma Metropolitana*

“Efecto de parámetros de mínima cantidad de lubricación en reducción de desgaste de herramienta”

MARTÍNEZ-RAMÍREZ, Israel, GUTIÉRREZ-RIVERA, Miguel Ernesto, ESPINOZA-TORRES, Isaí y RODRÍGUEZ-FLORES, Javier

Universidad de Guanajuato

“Análisis termodinámico del intercambiador de calor de un sistema ORC para el aprovechamiento de calor residual en procesos industriales”

CALDIÑO-HERRERA, Uzziel, CORNEJO-MONROY, Delfino, TILVALDYEV, Shehret y DÁVALOS-RAMÍREZ, José Omar

Universidad Autónoma de Ciudad Juárez

