

**MODELADO, SIMULACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO DE
UN AEROGENERADOR POR ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO**

NATALIA ANDREA FLOREZ ANGULO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2018

**MODELADO, SIMULACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO DE
UN AEROGENERADOR POR ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO**

NATALIA ANDREA FLOREZ ANGULO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniera Mecánica

Director:

CARLOS BORRÁS PINILLA

Ingeniero Mecánico, PhD

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2018

DEDICATORIA

A Dios, por iluminarme y llenarme de fuerzas y ganas para continuar adelante con este proyecto a pesar de todas las dificultades.

A mi abuela Julia por su amor, confianza y consejos, hoy puedo mirar al cielo y decirte: Lo logré abuelita!

A mi madre Betsy, y a mi tía Julia por su amor y su fé en mí, por todo el sacrificio que hicieron para que yo pudiera ser una profesional.

A mis familiares en general por sus permanentes oraciones y frases de aliento durante toda la carrera.

A mis amigos y allegados, porque cada uno aportó un granito de arena en mi formación, lo que me permitió culminar este proceso.

AGRADECIMIENTOS

A CARLOS BORRAS PINILLA, Director del proyecto, profesor de la Escuela de ingeniería mecánica, por todo el acompañamiento y las asesorías durante todo el proyecto.

A JOSE LUIS SARMIENTO, por toda ayuda brindada y por siempre mantener una buena disposición de cooperación.

A mi familia, amigos, compañeros y a todas las personas que de una forma u otra aportaron para la realización de este proyecto de grado y culminación de la carrera

CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCIÓN	17
1. PROBLEMÁTICA DE LA ENERGÍA GLOBAL	18
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	18
1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	20
1.3. OBJETIVOS	21
1.3.1. Objetivo general	21
1.3.2. Objetivos específicos	21
2. MARCO TEÓRICO	22
2.1. ENERGÍA EÓLICA EN COLOMBIA	22
2.1.1. Origen de la energía eólica	24
2.1.2. Modelo aerodinámico del viento	25
2.1.3. Vientos en Colombia	26
2.2. AEROGENERADORES	28
2.2.1. Tipos de aerogeneradores	29
2.2.2. Componentes del aerogenerador convencional	32
2.2.3. Generación de corriente alterna (CA) a frecuencia variable	34
2.2.4. Ventajas en aerogeneradores con sistema hidráulico	36
3. MODELO AERODINÁMICO DE LA TURBINA EÓLICA	38
3.1. REGULACIÓN PARA CONTROL DE POTENCIA	44

3.1.1. Regulación por pérdida aerodinámica (stall control)	44
3.1.2. Regulación por variación de ángulo de paso (pitch control).....	44
3.1.3. Modelo del actuador de la variación del ángulo de paso	47
4. CARACTERIZACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA TRANSMISIÓN	52
4.1. TRANSMISIÓN MECÁNICA	52
4.2. GENERALIDADES DE LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS	53
4.2.1. Clasificación de las hidrotransmisiones	55
4.3. TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA BOMBA VARIABLE - MOTOR FIJO	60
4.4. CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES DE LA HTS	61
4.4.1. Bomba de caudal variable de pistones axiales	62
4.4.2. Servoválvula	63
4.4.3. Motor de caudal fijo de pistones axiales	63
4.5. CALOR A EVACUAR EN EL SISTEMA	64
4.6. FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA DEL SISTEMA HIDRÁULICO	67
4.6.1. Modelo de la servoválvula.....	67
4.6.2. Modelo del cilindro actuador	68
4.6.3. Modelo bomba-motor	72
5. CONTROL AUTOMÁTICO.....	75
5.1. REPRESENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL.....	75
5.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE CONTROL	77
5.2.1. Sistema de lazo abierto.....	77
5.2.2. Sistema de lazo cerrado	78

5.3. ACCIONES BÁSICAS DE CONTROL	78
5.3.1. Controlador PID	79
5.3.2. Controlador LQR	80
5.4. DISEÑO DE CONTROLADORES.....	83
5.4.1. Control PID	83
5.4.2. Control LQR.....	87
6. MODELO DEL GENERADOR DE JAULA DE ARDILLA.....	96
6.1. TRANSFORMADA DE PARK	99
7. ANÁLISIS DE LA PÉRDIDA DE POTENCIA	108
8. CONCLUSIONES	110
BIBLIOGRAFÍA.....	113

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Indicadores de las energías renovables	19
Figura 2. Mapa de la temperatura media anual a nivel global.....	24
Figura 3. Potencia eólica específica en función de la velocidad	26
Figura 4. Distribución del viento en Colombia (zona de interés)	27
Figura 5. Contraste de una turbina eje horizontal y una turbina de eje vertical.....	30
Figura 6. Conexión a la red de aerogeneradores.....	31
Figura 7. Componentes de un aerogenerador convencional	34
Figura 8. Aerogenerador con transmisión hidráulica.....	37
Figura 9. Límite de Betz.....	39
Figura 10. Curvas de límite de Betz para diferentes aerogeneradores.....	40
Figura 11. Gráfico C_p Vs λ para variaciones de β	41
Figura 12. Relación de la velocidad específica y el ángulo de paso del aspa.....	42
Figura 13. Curva de potencia de un aerogenerador.	43
Figura 14. Actuador de variación del ángulo de paso	45
Figura 15. Sistema mecánico de control de ángulo de paso.....	46
Figura 16. Sistema hidráulico de control de ángulo de paso.....	46
Figura 17. Actuador variación ángulo de paso.....	47
Figura 18. Respuesta dinámica del ángulo de paso a una referencia de $\beta=15^\circ$	48
Figura 19. Respuesta dinámica de la variación del ángulo de paso a una referencia de $\beta=15^\circ$	48
Figura 20. Diagrama de bloques del control PID para la potencia de la turbina	49
Figura 21. Respuesta del actuador del ángulo de paso.....	49
Figura 22. Respuesta dinámica del coeficiente de potencia	50
Figura 23. Respuesta dinámica de la potencia	50
Figura 24. Velocidad de los componentes.	53

Figura 25. Transformación de energía en el circuito.	54
Figura 26. Clasificación general de las transmisiones hidrostáticas	56
Figura 27. Circuito Abierto	57
Figura 28. Circuito cerrado.....	58
Figura 29. Circuito Reversible.....	59
Figura 30. Transmisión hidrostática con bomba variable y motor fijo	60
Figura 31. Subsistema servoválvula-pistón.....	69
Figura 32. Subsistema bomba-motor	73
Figura 33. Diagrama de bloques.....	76
Figura 34. Representación sistema de lazo abierto	77
Figura 35. Representación sistema de lazo cerrado.....	78
Figura 36. Sistema regulador óptimo.	81
Figura 37. Raíces de la TF servoactuador.	84
Figura 38. Diagrama de bloques de la servoválvula-pistón en lazo cerrado.....	85
Figura 39. Diagrama de bloques control PID de posición.	85
Figura 40. Diagrama de bloques bomba-motor en lazo cerrado.....	85
Figura 41. Diagrama de bloques control PID de velocidad	86
Figura 42. Diagrama de bloques del sistema global con lazo cerrado.....	86
Figura 43. Respuesta transitoria de la hidrottransmisión con control PID.....	87
Figura 44. Diagrama de bloques del control LQR	92
Figura 45. Respuesta transitoria con control LQR.	93
Figura 46. Respuesta dinámica Control PID Vs Control LQR.....	94
Figura 47. Respuesta dinámica de los controladores con perturbación de ruido...	95
Figura 48. Diagrama esquemático de la máquina de inducción.....	97
Figura 49. Curva Par Vs Deslizamiento de una máquina de inducción	98
Figura 50. Transformación de 3 a 2 fases.....	99
Figura 51. Modelo del generador jaula de ardilla.	105
Figura 52. Modelo detallado del generador.....	106
Figura 53. Simulación del generador jaula de ardilla.	106
Figura 54. Tensiones pico trifásicas del generador.....	107

Figura 55. Respuesta de la potencia eléctrica. 107
Figura 56. Pérdida de potencia en el aerogenerador en estado estable..... 109

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Características generales de las 4 tipos de HTS	59
Tabla 2. Especificaciones de los componentes	67
Tabla 3. Ventajas y desventajas de cada acción de control PID.....	80
Tabla 4. Cuadro comparativo del resultado del desempeño de los controladores.	93

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos en el CD)

Anexo A. Especificaciones del aerogenerador.

Anexo B. Diagramas de simulink.

Anexo C. Catálogos.

Anexo D. Atlas de vientos de Colombia

RESUMEN

TÍTULO: MODELADO, SIMULACIÓN Y CONTROL AUTOMÁTICO DE UN AEROGENERADOR POR ACCIONAMIENTO HIDRAÚLICO*.

AUTOR: NATALIA ANDREA FLOREZ ANGULO**

PALABRAS CLAVES: Simulación, control LQR, aerogenerador.

DESCRIPCIÓN:

El viento ha venido siendo aprovechado como fuente para generar energía eléctrica con aerogeneradores de pequeña potencia principalmente en zonas aisladas que presentan buen potencial eólico y en la última década ha crecido en capacidad instalada, debido a que es un recurso inagotable, no contaminante y de libre acceso. Su integración con los sistemas eléctricos de potencia se ha convertido, hoy en día, en tema de investigación, buscando en primer lugar determinar los modelos dinámicos de cada uno de los subsistemas que componen el aerogenerador realizando a partir de ellos, estudios del impacto en el sistema eléctrico. En segundo lugar, analizando y proponiendo nuevas técnicas de control que permitan regular la potencia entregada por el aerogenerador.

Siguiendo dicha filosofía, en este proyecto se realiza un control de potencia mediante el ajuste continuo del ángulo de paso una vez alcanzada la potencia nominal. La regulación de la velocidad mecánica se realiza con una transmisión hidrostática, la cual me permite controlar la velocidad por medio de la razón de las cilindradas del conjunto bomba-motor lo que garantiza una velocidad de salida constante indiferente a las variaciones del viento.

En el control de la transmisión hidrostática se emplean dos tipos de control: Un PID tradicional y un LQR, esto con el fin de determinar con cuál de los dos se obtienen mejores resultados después de evaluar parámetros propios de la curva de respuesta de la planta, tales como: máximo sobreimpulso, tiempo de estabilización y error de estado estacionario.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Carlos Borrás Pinilla.

ABSTRACT

TITLE: MODELING, SIMULATION AND AUTOMATIC CONTROL FOR WIND TURBINE HYDRAULIC DRIVE* .

AUTHOR: NATALIA ANDREA FLOREZ ANGULO**

KEYWORDS: Simulation, control LQR, wind turbine.

DESCRIPTION:

The wind has been tapped as a source to generate electricity with small power wind turbines mainly in isolated areas that have good wind potential and in the last decade has grown in installed capacity, because it is an inexhaustible, non-polluting freely accessible resource. It's integration with electric power systems has become, nowadays, a research topic, searching first to determine the dynamic models of each of the subsystems that make up the wind turbine, making studies on the impact on the electric system. Second, analyzing and proposing new control techniques that allow to regulate the power delivered by the wind turbine.

Following this philosophy, this project power control is performed by continuous adjustment of the pitch angle after reaching the rated power. The regulation of the mechanical speed is carried out with a hydrostatic transmission, which allows me to control the speed by means of the ratio of the displacements of the pump-motor assembly, which guarantees a constant output speed indifferent to the variations of the wind.

In the control of the hydrostatic transmission two types of control are used: a traditional PID and an LQR, this in order to determine which of the two best results are obtained after evaluating parameters specific to the response curve of the plant, such as: maximum overshoot, stabilization time and steady state error.

* Degree Project

** Physical Mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director: Eng. Carlos Borrás Pinilla.

INTRODUCCIÓN

La utilización del viento como un medio para generar energía con grandes aerogeneradores en la última década ha crecido en capacidad instalada, debido a que es una fuente inagotable, no contaminante y de libre acceso. El avance técnico acompañado de una disminución en los costos de inversión y de generación por kW/h, ha transformado esta forma de generar energía en una alternativa empleada por varios países, siendo Europa quien encabeza las estadísticas.

Su integración con los sistemas de potencia ha sido tema de investigación, buscando un primer lugar determinar modelos dinámicos de cada uno de los subsistemas que hacen parte de la turbina eólica (modelo dinámico, modelo aerodinámico, modelo mecánico y modelo eléctrico) realizando a partir de ellos estudios del impacto en el sistema eléctrico. En segundo lugar, analizando y proponiendo nuevas técnicas de control que permitan regular la potencia activa que entrega el generador de inducción a la línea de transmisión.

Estos dos enfoques son tratados en un capítulo de la tesis, realizando una recopilación bibliográfica para establecer el modelo dinámico de una turbina eólica y de la hidrotransmisión implementada en el aerogenerador conectado a una línea de transmisión y posteriormente analizando dos estrategias de control diferentes, reguladores PID Y reguladores LQR.

Cada uno de los modelos matemáticos es implementado en el software Matlab Simulink, brindando a la comunidad académica una herramienta de simulación que le permite determinar la calidad de la potencia y la respuesta del sistema dada una condición de viento.

1. PROBLEMÁTICA DE LA ENERGÍA GLOBAL

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA








Dinamarca, México o India, que obtienen energía de las renovables a precios inferiores que la procedente de los combustibles fósiles y de la nuclear. Esto es solo un detalle de los progresos que se están haciendo en este campo. En 2016 se añadieron 161 GW de capacidad global, tal y como refleja el informe de la entidad especializada REN21. Esto significa un incremento del 9% en relación al total que había en 2015.

Tras un año de grandes números, como fue 2015, el pasado ejercicio las cifras se han moderado, aunque las energías renovables siguen creciendo. La solar fotovoltaica supuso un 47% del incremento en capacidad, mientras la eólica contribuyó con un 34%. Un 15,5% corresponde a la hidroeléctrica y el resto a una combinación de geotérmica y otras.¹

Al finalizar 2016, la capacidad de energías renovables a nivel global era de 2.017 GW. Si se excluyen los proyectos de hidroeléctrica el total es de 921 GW. Desde luego las centrales hidráulicas dominan el sector, con 1.096 GW, pero el resto de segmentos aumentan a buen ritmo. La eólica es la siguiente, con 487 GW, seguida de la solar, que cuenta ya con 303 GW de capacidad.¹

¹Blogthinkbig.com. Así están las energías renovables en el mundo. 14/08/2017 Disponible en: <https://blogthinkbig.com/asi-estan-las-energias-renovables-en-el-mundo>

Figura 1. Indicadores de las energías renovables

RENEWABLE ENERGY INDICATORS 2016			
		2015	2016
INVESTMENT			
New investment (annual) in renewable power and fuels ¹	billion USD	312.2	241.6
POWER			
Renewable power capacity (total, not including hydro)	GW	785	921
Renewable power capacity (total, including hydro)	GW	1,856	2,017
 Hydropower capacity ²	GW	1,071	1,096
 Bio-power capacity	GW	106	112
 Bio-power generation (annual)	TWh	464	504
 Geothermal power capacity	GW	13	13.5
 Solar PV capacity	GW	228	303
 Concentrating solar thermal power capacity	GW	4.7	4.8
 Wind power capacity	GW	433	487

Fuente: Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN 21)

En cuanto a la inversión, el informe de REN21 destaca que la inversión en renovables fue aproximadamente el doble que la destinada a combustibles fósiles. Es el quinto año consecutivo que ocurre de esta manera. Aunque lo cierto es que este año, pese a la voluminosa inversión de 242 millones de dólares, no ha sido el mejor de los últimos ejercicios. Desde 2010 solo ha habido un periodo, el 2013, en que la inversión fue menor.

Y es que la inversión, excluyendo los proyectos de hidroeléctrica de más de 50 MW, cayó un 23% respecto a 2015. La ralentización se debe, según el informe, a la desaceleración de los mercados chino y japonés. Aunque la desaceleración también se ha dado en mercados emergentes como India o Sudáfrica. Pese a todo China sigue siendo el mayor inversor a nivel mundial en energías renovables: pone un 32% del total.¹

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente, una de las formas de generación de energía eléctrica alternativa con mayores perspectivas de uso y difusión es la energía proveniente del viento, también conocida como energía eólica, la cual tiene numerosas ventajas respecto a las formas convencionales para producir electricidad ya que es una fuente de energía renovable, inagotable, no contaminante y de libre acceso.

En muchos países, la energía eólica es uno de los pilares más importantes y de mayor utilización de la transición energética. Los aerogeneradores hidráulicos modernos se encuentran a menudo tanto en instalaciones terrestres como marítimas.

Las actuales exigencias de eficiencia y calidad consideran cada vez más necesaria la instrumentación y control de procesos en la generación de energía eléctrica utilizando aerogeneradores hidráulicos debido a la necesidad de controlar un gran número de variables, sumado esto a la creciente complejidad de los sistemas.

Por esta razón es de vital importancia la implementación del denominado control adaptativo cuya principal característica es su capacidad de modificar los parámetros del sistema de control en respuesta a cambios en la dinámica y/o perturbaciones del sistema con el propósito de garantizar la estabilidad de la potencia producida ante las variaciones de las condiciones externas.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

Modelar y simular un aerogenerador por accionamiento hidráulico de 50 kW basado en las estrategias de control automático PID y LQR, con el fin de desarrollar nuevas tecnologías y contribuir al avance científico e industrial cumpliendo así con el propósito misional de la Universidad Industrial de Santander.

1.3.2. Objetivos específicos

- Describir la función de cada uno de los componentes de un aerogenerador hidráulico resaltando sus ventajas respecto a un aerogenerador eléctrico convencional.
- Elaborar el modelo de un aerogenerador de tipo hidráulico de 50 kW en Matlab.
- Realizar una simulación en Matlab-Simulink en base al modelado matemático.
- Simular el comportamiento dinámico comparando el control PID Vs control LQR en presencia de perturbaciones en el sistema.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. ENERGÍA EÓLICA EN COLOMBIA

La evaluación del potencial eólico del país se encuentra en estado incipiente. Uno de los primeros trabajos en tal sentido fue adelantado por el Ingeniero Álvaro Enrique Pinilla Sepúlveda en 1997, mediante un mapa de vientos para una parte del territorio. El Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (Ideam) realizó actividades de recolección y procesamiento de datos.

A escala macro, la región más atractiva desde el punto de vista eólico es la Costa Atlántica Colombiana, donde los vientos aumentan en dirección a la península de La Guajira. Se han identificado otras regiones de interés como el departamento de Arauca y algunas zonas de los altiplanos en las cordilleras. Por el evidente atractivo de La Guajira, las actividades de las empresas públicas de Medellín (EPM) se concentraron en dicha región.

“La UPME ha venido trabajando en la identificación de pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, de energía solar fotovoltaica y energía eólica. En el caso de las dos últimas, el potencial que tiene el país es La Guajira, pero en eólica hay otro lugar entre Barranquilla y Cartagena, donde se identificaron las mejores velocidades de viento. El plan de expansión de esta generación está para que las plantas entren en el 2018 o 2019”, aseguró Jorge Valencia, director de la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), durante un Congreso de Energía Mayorista, que se llevó a cabo en Cartagena.

El proyecto más importante que tiene Colombia, si no el único, de generación con viento lo han venido desarrollando desde hace más de una década las Empresas

Públicas de Medellín con su parque térmico Jepírache, productor de cerca de 20 MW de potencia nominal.

Ante la Unidad de Planeación Minero Energética se registraron 3 proyectos propuestos por la empresa Jemeiwaa Ka'i S.A.S: Casa Eléctrica, Irraipa y Carrizal. Los tres proyectos están ubicados en Uribia, municipio de La Guajira.

El parque eólico Carrizal, es el que tendría mayor capacidad, se estima que podría generar 195 MW. De acuerdo con un concepto del Ministerio del Interior, este proyecto cobijaría unas 3.741 hectáreas.

El segundo proyecto de mayor capacidad estimada es Casa Eléctrica, que podría generar 180 MW de capacidad y el más pequeño, en cuanto a capacidad de generación, es el parque eólico Irraipa, que podría generar 99 MW.

La Upme, en uno de los escenarios de su plan de expansión de referencia de generación y transmisión contempla la incorporación de estas nuevas fuentes de energía. Según la entidad la instalación de estos 474 megavatios eólicos en Uribia, reemplazarían unos 250 megavatios de generación térmica a base de carbón, o también podría desplazar a unos 300 megavatios de capacidad térmica.

La entidad explica que ya se han radicado varios estudios para la conexión de estas plantas eólicas al Sistema de Transmisión Nacional, lo que significa un reto tecnológico pues la generación de este tipo de parques no es tan estable ya que depende de la velocidad del viento.

La unidad de planeación, espera que al 2028 las energías renovables no convencionales (en particular solar y eólica) representen el 10 % de la capacidad instalada en el país.

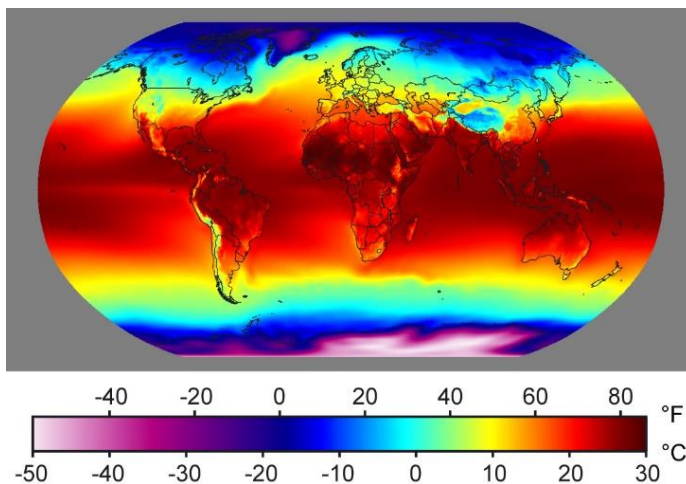
2.1.1. Origen de la energía eólica

Todas las fuentes de energía renovables (excepto la mareomotriz y la geotérmica), e incluso la energía de los combustibles fósiles, provienen, en último término, del sol. El sol irradia $1,44 \times 10^{27}$ kW-h de energía por hora hacia la Tierra. Alrededor de un 1 a un 2 % de la energía proveniente del sol es convertida en energía eólica.

Las diferencias de temperatura conllevan la circulación de aire: Las regiones alrededor del ecuador, a 0° de latitud, son calentadas por el sol más que las zonas del resto del globo. Estas áreas calientes están indicadas en colores cálidos, rojo, naranja y amarillo, en esta imagen de rayos infrarrojos de la superficie del mar.

El aire caliente es más ligero que el aire frío, por lo que subirá hasta alcanzar una altura aproximada de 10 km y se extenderá hacia el norte y hacia el sur. Si el globo no rotara, el aire simplemente llegaría al Polo Norte y al Polo Sur, para posteriormente descender y volver al ecuador. El movimiento de esta gran masa de aire, desde los 30° de latitud en dirección al ecuador, forma lo que llamamos los vientos alisios que se caracterizan por ser relativamente constantes.

Figura 2. Mapa de la temperatura media anual a nivel global.



Fuente: NOAA (U.S. National Oceanic and Atmospheric Administration)

2.1.2. Modelo aerodinámico del viento

Un aerogenerador obtiene su potencia de entrada convirtiendo la fuerza del viento en un par (fuerza de giro) actuando sobre las palas del rotor. La cantidad de energía transferida al rotor por el viento depende de la densidad del aire, del área de barrido del rotor y de la velocidad del viento.

La velocidad del viento es muy importante para la cantidad de energía que un aerogenerador puede transformar en electricidad: la cantidad de energía que posee el viento varía con la tercera potencia de la velocidad media del viento.

$$P = \frac{dE_{cin}}{dt}$$
$$P = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V_v^3$$

Donde:

P: Potencia del viento [W]

ρ : Densidad del viento a las condiciones atmosféricas del sitio [Kg/m³]

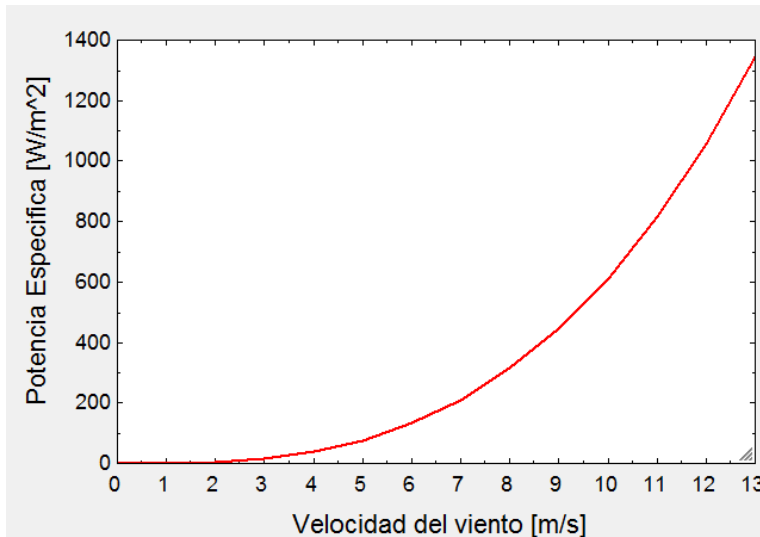
R= Radio de la turbina eólica [m]

V_v : Velocidad media del viento [m/s]

Al duplicar el radio "R", la potencia del viento se cuadruplica. Esta es la razón por la cual cada vez se construyen turbinas más y más grandes, a mayor tamaño de la turbina menor el costo por watio producido.

Al duplicar la velocidad, la potencia del viento obtenida sería 8 veces mayor, pero esto es imposible ya que el viento es algo natural de la zona por esto solo se puede variar el área de la turbina eólica.

Figura 3. Potencia eólica específica en función de la velocidad



2.1.3. Vientos en Colombia

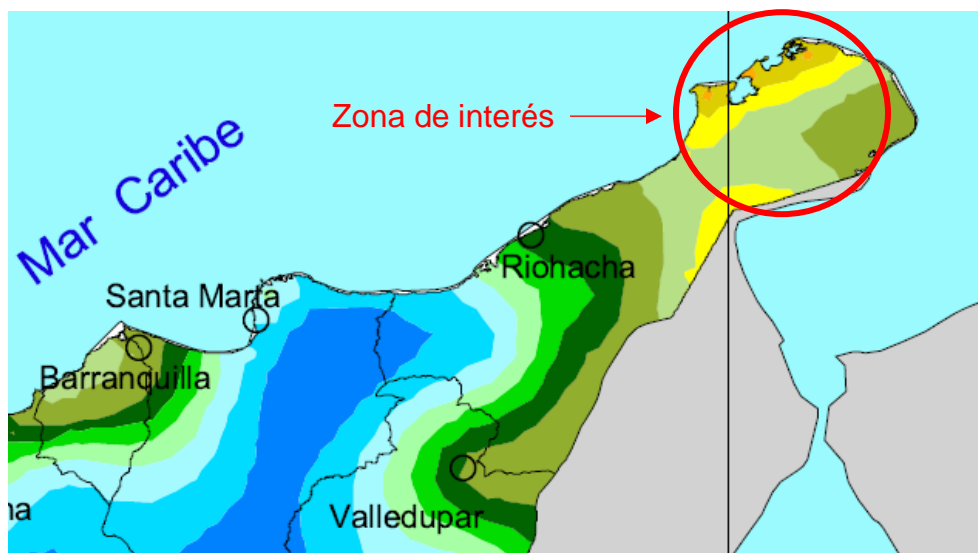
El atlas de viento de Colombia es una colección sistemática de mapas sobre el comportamiento del viento en el territorio nacional. Éste sirve como insumo de primera aproximación para localizar lugares propicios para el aprovechamiento de la energía eólica; lo que contribuye al desarrollo tecnológico y económico del país y como una alternativa de mitigación frente al cambio climático.

Así mismo, aporta información local del comportamiento del viento para algunos sitios de referencia; permitiendo dimensionar futuros proyectos como parques eólicos para la generación de energía eléctrica o sistemas de aerobombeo;

particularmente en aquellas zonas donde las redes de transporte y distribución de energía no son accesibles.

En la gráfica 4 se muestra la distribución del viento en La Guajira que es la zona de interés ya que ahí se encuentra el potencial eólico en el país. En el anexo D se puede visualizar la distribución completa en el territorio Colombiano.

Figura 4. Distribución del viento en Colombia (zona de interés)



Fuente: Unidad de Planeación Minero Energética

2.2. AEROGENERADORES

Un aerogenerador, es un generador eléctrico el cual es accionado por una turbina eólica aprovechando la energía cinética del viento. El viento es una fuente de energía limpia, sostenible e inagotable, y la transformación de su energía cinética en energía eléctrica no produce emisiones contaminantes al medio ambiente, es una fuente de energía alternativa muy atractiva, sobre todo por el mínimo impacto ambiental de su funcionamiento.

En la actualidad este tipo de obtención de energía, al ser amigable con el ambiente se ha hecho bastante popular alrededor del mundo y debido a que es bastante efectivo, está tomando cada vez más fuerza.

En general las mejores zonas de vientos se encuentran en la costa, debido a las corrientes térmicas entre el mar y la tierra; las grandes llanuras continentales, por razones parecidas; y las zonas montañosas, donde se producen efectos de aceleración local.

Los aerogeneradores son la evolución natural de los molinos de viento y hoy en día son aparatos de alta tecnología. La mayoría de turbinas eólicas generan electricidad desde que el viento logra una velocidad media entre 3 y 4 $[\frac{m}{s}]$, genera una potencia máxima cuando la velocidad del viento alcanza los 15 $[\frac{m}{s}]$ y se desconecta para prevenir daños cuando hay tormentas con vientos que soplan a velocidades medias superiores a 25 $[\frac{m}{s}]$ durante un intervalo temporal de 10 minutos.²

²EolicCat. Principios de la energía eólica. [En línea]. (Recuperado en 2 de Agosto de 2017). Disponible en: <http://eoliccat.net/la-tecnologia/principios-de-la-energia-eolica/como-funciona-un-aerogenerador/?lang=es>

Sin embargo, los aerogeneradores convencionales presentan ciertas características que impactan fuertemente en el costo de fabricación, montaje y mantenimiento. Se puede mencionar el costo de fabricación y montaje del aerogenerador, cuyo elevado peso requiere una torre robusta y una compleja maniobra en el montaje. Similarmente, la dificultad en instalar y remover piezas de gran peso y tamaño de la góndola hace que se tienda a maximizar la confiabilidad de los componentes mayores, con el consiguiente incremento de costo.

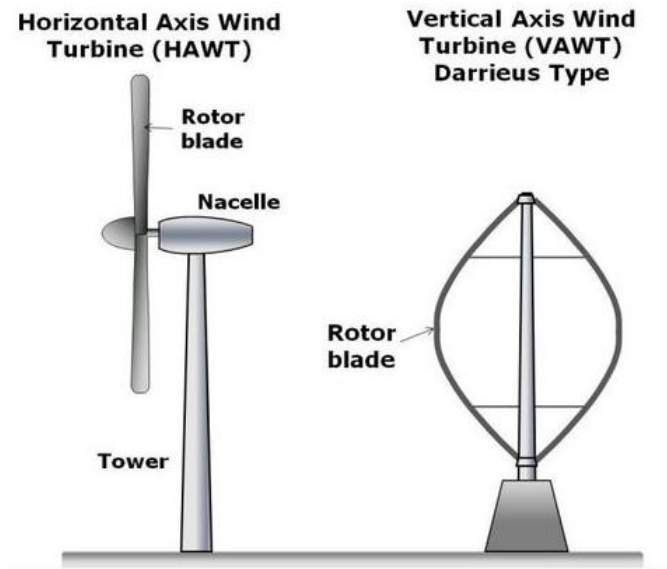
2.2.1. Tipos de aerogeneradores

Según el eje del rotor se clasifican en:

- **Aerogeneradores de eje horizontal:** Estos tipos de aerogeneradores son llamados así porque el eje de rotación se encuentra paralelo al suelo. Estos aerogeneradores tienen que orientarse con la dirección del viento para que las palas de la turbina recojan la máxima cantidad de viento y así optimizar su producción eléctrica, aunque este proceso de orientación lo hacen de forma totalmente automática mediante el uso de una aleta de cola fija.³
- **Aerogeneradores de eje vertical:** Estos aerogeneradores son llamados así porque el eje de rotación se encuentra perpendicular al suelo. Estos aerogeneradores al tener su eje en posición vertical no necesitan orientarse hacia la dirección del viento, ya que siempre reciben el viento de forma óptima, funcionan a más bajas revoluciones, o sea a menos velocidad de giro, y además tienen el radio de giro de sus palas más pequeño.³

³Energías renovables y limpias. Aerogenerador de eje horizontal y vertical. [En línea]. (Recuperado en 2 de Agosto de 2017). Disponible en <http://energias-renovables-y-limpias.blogspot.com.co/2012/07/aerogenerador-de-eje-horizontal-o-vertical.html>.

Figura 5. Contraste de una turbina eje horizontal y una turbina de eje vertical



Fuente: <http://energias-renovables-y-limpias.blogspot.com.co>

Tradicionalmente los aerogeneradores tienen un mejor rendimiento a elevadas velocidades, por lo que requieren cajas de engranajes elevadoras. Sin embargo, la caja de engranajes de la turbina eólica es costosa, está sujeta a vibraciones, ruido, fátiga y necesita lubricación y mantenimiento.

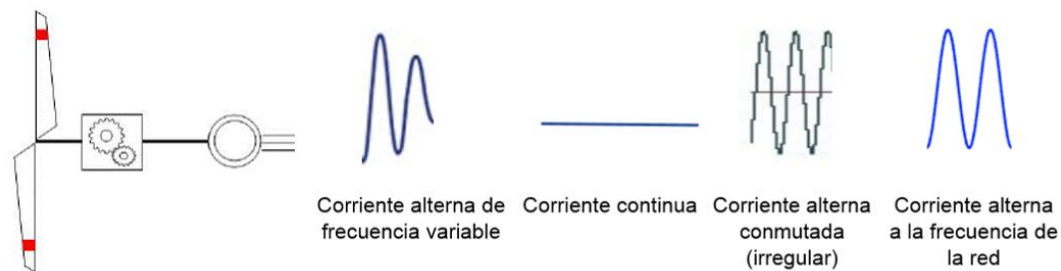
Debido a su gran tamaño y a las usualmente bajas velocidades de viento las palas giran a velocidades sumamente bajas, típicamente entre 20 y 80 rpm. Para evitar utilizar generadores eléctricos con un elevado número de polos es usual intercalar una caja de engranajes para incrementar la velocidad de rotación en uno o dos órdenes de magnitud, dependiendo de la potencia de la instalación, el tipo de alternador, etc. Esta caja de engranajes es de relativamente grandes dimensiones y peso debido al elevado torque que producen las palas.

La energía cinética del viento se transforma en energía mecánica al pasar a través de la hélice, este punto es de baja velocidad angular y alto torque debido a la baja velocidad del viento, razón por la cual es necesario utilizar una caja de engranajes

para multiplicar la velocidad angular del rotor hasta 80 veces, pues lo que se necesita es velocidad y no torque.

El eje que sale de la caja de engranaje está conectado usualmente directo al generador y posteriormente la señal pasa por unos elementos electrónicos que convierten la corriente alterna de frecuencia variable en corriente alterna a la frecuencia de la red.

Figura 6. Conexión a la red de aerogeneradores



Fuente: Tomado y editado de Danish wind industry association

Según la potencia suministrada se clasifican en:

- **Aerogeneradores de alta potencia:** Son los utilizados para producción de energía de forma comercial, aparecen conectados a red y en grupos conformando centrales eoloeléctricas, ya sea en tierra como en entorno marino (offshore). Su producción llega hasta el orden del gigavatio. El diseño elegido para estos equipos son los aerogeneradores de eje horizontal tripalas.³
- **Aerogeneradores de mediana potencia:** Son los que se encuentran en el rango de producción de energía de 250 KW. Son utilizados de forma similar a los equipos de baja potencia pero para mayores requerimientos energéticos. No suelen estar conectados a baterías de almacenamiento, por lo que se utilizan conectados a red o junto con sistemas de respaldo.³

- **Aerogeneradores de baja potencia:** Históricamente son los asociados a utilización mecánica como bombeo del agua, proporcionan potencias alrededor del rango de 50 KW, aunque pueden utilizarse varios equipos adyacentes para aumentar la potencia total suministrada. Hoy en día siguen utilizándose como fuente de energía para sistemas mecánicos o como suministro de energía en equipos aislados.⁴

2.2.2. Componentes del aerogenerador convencional

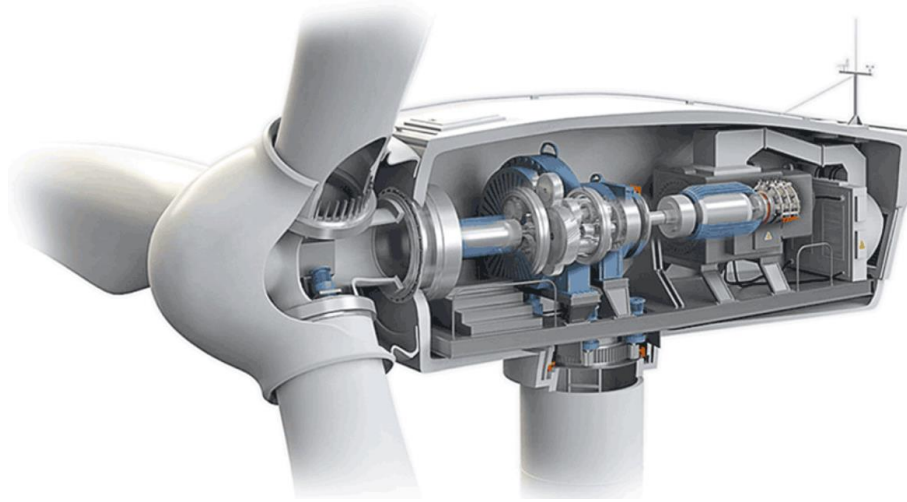
Los aerogeneradores son estructuras complejas y robustas que pueden llegar a medir casi 200 metros de altitud y tener un peso de hasta 20 toneladas. Están formados por una gran variedad de componentes que se describen a continuación.

- **Torre:** La torre de un aerogenerador es el elemento estructural que soporta todo peso del aerogenerador y mantiene elevadas del suelo las palas de la turbina. Está hecha de acero y normalmente hueca por dentro para poder permitir el acceso a la góndola. Ésta suele ser típicamente de acero de tipo tubular u hormigón armado.
- **Rotor y las palas:** Normalmente las turbinas eólicas modernas están formadas por dos o tres palas, siendo lo normal el uso de tres por la mayor suavidad en el giro que proporciona. Las palas están fabricadas de un material compuesto de matriz polimérica con un refuerzo de fibras de vidrio o carbono para dar mayor resistencia.

⁴Opex Energy. Aerogenerador. [En línea]. (Recuperado en 2 de Agosto de 2017) Disponible en: http://opex-energy.com/eolica/tipos_aerogeneradores.html#2.

- **Góndola:** La góndola es un cubículo que se puede considerar la sala de máquinas del aerogenerador. Puede girar en torno a la torre para poner a la turbina encarada al viento. Dentro de ella se encuentran la multiplicadora, el eje principal, los sistemas de control, el generador, los frenos y los mecanismos de giro de la góndola.
- **Generador:** Existen diferentes tipos dependiendo del diseño del aerogenerador. Pueden ser síncronos o asíncronos, jaula de ardilla o doblemente alimentados, con excitación o con imanes permanentes. Se define como la parte del aerogenerador que convierte la energía mecánica en energía eléctrica.
- **Sistema de frenos:** Las turbinas eólicas están equipadas con sistemas de seguridad muy avanzados. El sistema de frenado de discos permite, en situaciones de emergencia o de mantenimiento, parar el molino.
- **Aleta estabilizadora:** En aerogeneradores de baja potencia, la aleta estabilizadora compone el sistema de orientación, está situada en la parte posterior de la góndola de manera que le permite orientarse con el viento.
- **Sistema de control:** Una vez puesto en marcha un molino eólico, queda totalmente automatizado con sistemas de control formado por ordenadores. Estos manejan la información que suministran la veleta y el anemómetro colocados encima de la góndola para orientar el molino y las palas de forma que la generación se optimice lo máximo posible.

Figura 7. Componentes de un aerogenerador convencional



Fuente: <https://www.interempresas.net/Energia/Articulos/205031-Sensores-para-turbinas-de-viento-y-aerogeneradores.html>

2.2.3. Generación de corriente alterna (CA) a frecuencia variable

La mayoría de aerogeneradores funcionan a una velocidad casi constante con conexión directa a red. Sin embargo, con conexión indirecta a red, el generador de la turbina eólica funciona en su propia mini-red separada de corriente alterna. Esta red está controlada electrónicamente (utilizando un inversor), por lo que puede variarse la frecuencia de la corriente alterna en el estator del generador. De esta forma se puede hacer funcionar la turbina a una velocidad de giro variable. Así pues, la turbina generará corriente alterna exactamente a la frecuencia variable aplicada al estator.

- **Conversión a corriente continua (CC)**

La corriente alterna de frecuencia variable no puede ser tratada en la red eléctrica pública. Se debe rectificar, es decir, convertirla en corriente continua (CC). La conversión de corriente alterna de frecuencia variable a corriente continua puede hacerse utilizando tiristores o grandes transistores de potencia.

- **Conversión a corriente alterna de frecuencia fija**

Posteriormente se convierte la corriente continua (fluctuante) a corriente alterna (utilizando un inversor) de exactamente la misma frecuencia que la de la red eléctrica pública. Esta conversión de corriente alterna en el inversor también puede hacerse utilizando tiristores o transistores. Los tiristores o transistores de potencia son grandes interruptores de material semiconductor que funcionan sin partes mecánicas.

A primera vista, la clase de corriente alterna que se obtiene de un inversor tiene un aspecto bastante feo (nada que ver con la suave curva sinusoidal). En lugar de eso, lo que se tiene es una serie de saltos bruscos en la tensión y en la corriente.

- **Filtrado de la corriente alterna**

Sin embargo, las formas de onda rectangulares pueden ser suavizadas utilizando las inductancias y condensadores apropiados, en lo que se da en llamar filtro. Sin embargo, la apariencia más o menos dentada de la tensión no desaparece completamente.

- **Desventajas de la conexión indirecta a red**

La desventaja básica de la conexión indirecta a red es el coste. Como acabamos de ver, la turbina necesitará un rectificador y dos inversores, uno para controlar la corriente del estator, y el otro para generar la corriente de salida. Actualmente, parece ser que el costo de la electrónica de potencia excede a los beneficios que reporta el hecho de construir turbinas más ligeras, aunque esto puede cambiar cuando el costo de la electrónica de potencia disminuya. Mirando las estadísticas de operación de aerogeneradores con electrónica de potencia (publicadas por el instituto alemán ISET), parece también que las tasas de disponibilidad de estas

máquinas están por debajo de las de las máquinas convencionales, debido a fallos en la electrónica de potencia.

Todos los inconvenientes descritos anteriormente han forzado a buscar alternativas que permitan sustituir la electrónica de potencia. Una solución a este problema es mantener constante la velocidad del eje que va conectado al generador y esto se puede lograr mediante una hidrotransmisión de bomba variable y motor fijo instalándola después de la caja multiplicadora.

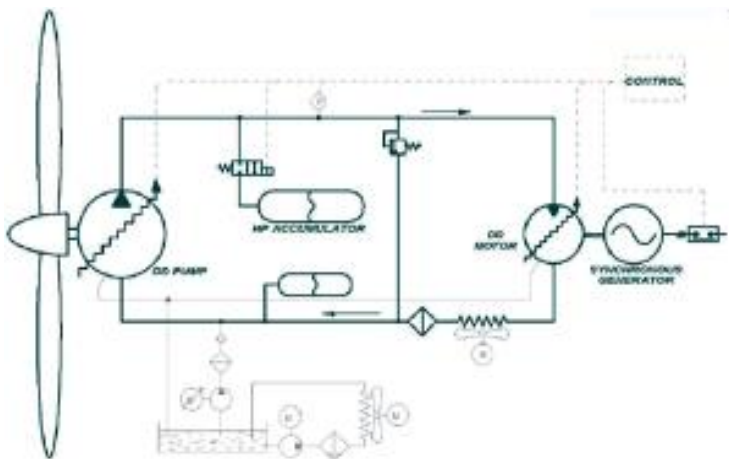
2.2.4. Ventajas en aerogeneradores con sistema hidráulico.

El notable aumento en la potencia unitaria para los equipos destinados a instalaciones inshore y offshore obligó a pensar en cómo reducir el peso en la góndola, que no se logró con la transmisión directa, ya que la eliminación del peso de la caja multiplicadora se traslada al generador multipolo, de gran diámetro. Dos soluciones se observan en los nuevos diseños, una propuesta por la firma japonesa Mitsubishi que elige reemplazar la transmisión mecánica de la caja de engranajes con una transmisión hidráulica. Este dispositivo está integrado por una bomba hidráulica conectada al rotor de la turbina, un acumulador hidráulico y uno o varios motores hidráulicos acoplados a los generadores sincrónicos. La posibilidad de controlar a voluntad la velocidad de los motores hidráulicos permite sincronizarlos con la frecuencia de línea evitando de esta forma la necesidad del convertidor electrónico para la conexión a la red. El equipo DEWIND de 2 MW montado en la mina Veladero, en la provincia de San Juan, cuenta con un dispositivo similar al mencionado.⁵ Con esta transmisión se presentan ventajas como:

⁵BRUGNONI, Mario. Grupo Energía y Ambiente (GEA). Evolución tecnológica de los aerogeneradores. [En línea]. (Recuperado en 16 de Noviembre de 2017). Disponible en: <http://www.editores-srl.com.ar/taxonomy/term/5682>

- Desaparece la necesidad de la electrónica de potencia lo que se traduce en reducción de costos, ya que el control de velocidad de rotación se obtiene por la razón de las cilindradas del conjunto bomba-motor.
- Con la hidrotransmisión se logra controlar la velocidad del generador de forma continua con un equipo hidráulico de tamaño reducido que protege aún con sobrecargas ya que aceite amortigua al actuar como un resorte. Además proporcionan una respuesta más rápida que las transmisiones mecánicas.
- Al implementar una estrategia de control en la bomba hidráulica se logra variar el desplazamiento de la bomba permitiendo ajustar el caudal para obtener una velocidad constante referencia en el motor hidráulico para cualquier velocidad angular de rotación en la entrada de la bomba.
- Otras ventajas adicionales serían una modulación más precisa de la velocidad del motor, y la posibilidad de almacenamiento de energía a través de un acumulador hidráulico, además de la posibilidad de obtener un rendimiento muy alto a cargas parciales.

Figura 8. Aerogenerador con transmisión hidráulica.



Fuente: BRUGNONI. Op. cit., figura 9.

3. MODELO AERODINÁMICO DE LA TURBINA EÓLICA

La potencia eólica extraída o captada del viento por el rotor de la máquina se conoce como potencia eólica aprovechada. El rendimiento de conversión se describe por un coeficiente de potencia definido como la relación entre la potencia aprovechada y la disponible. Este coeficiente de potencia es función de la relación de velocidad punta (λ) y del ángulo de paso de la aspas de la turbina (β).

$$P_a = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V_v^3 C_p(\lambda, \beta)$$

El máximo valor teórico de C_p , es de 0,593, denominado límite de Betz. Este coeficiente depende del diseño aerodinámico de la turbina y es inferior al máximo debido a las imperfecciones en el diseño y pérdidas por carga aerodinámica. Aunque este coeficiente depende del diseño aerodinámico de la turbina, algunos autores, han aproximado el coeficiente de potencia de un aerogenerador tripala a la expresión:

$$C_p = 0,5176 \left(\frac{116}{\lambda_i} - 0,4\beta - 5 \right) e^{-\frac{21}{\lambda_i}}$$

$$\frac{1}{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda + 0,08\beta} - \frac{0,035}{\beta^3 + 1}$$

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_v}$$

Donde:

ω = Velocidad angular del rotor $\left[\frac{rad}{s}\right]$

R =Radio del aspa [m]

V_v =Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s}\right]$

El coeficiente de potencia se puede expresar también en función de las velocidades del viento antes y después de pasar por las aspas:

$$C_p = 4a(1 - a)^2$$

Donde:

$$a = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right)$$

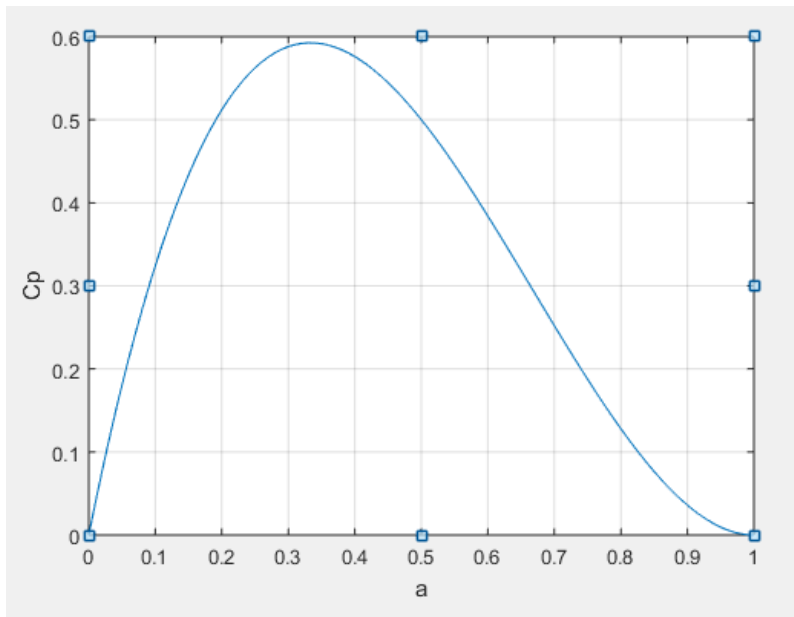
V_1 : Es la velocidad del viento antes

V_2 : Es la velocidad del viento después

Con esta fórmula se puede calcular el valor máximo del coeficiente de potencia derivando e igualando a cero la ecuación.

$$\frac{dC_p}{da} = 0 \quad \rightarrow a = \frac{1}{3} \quad \rightarrow C_p = \frac{16}{27} = 0,593$$

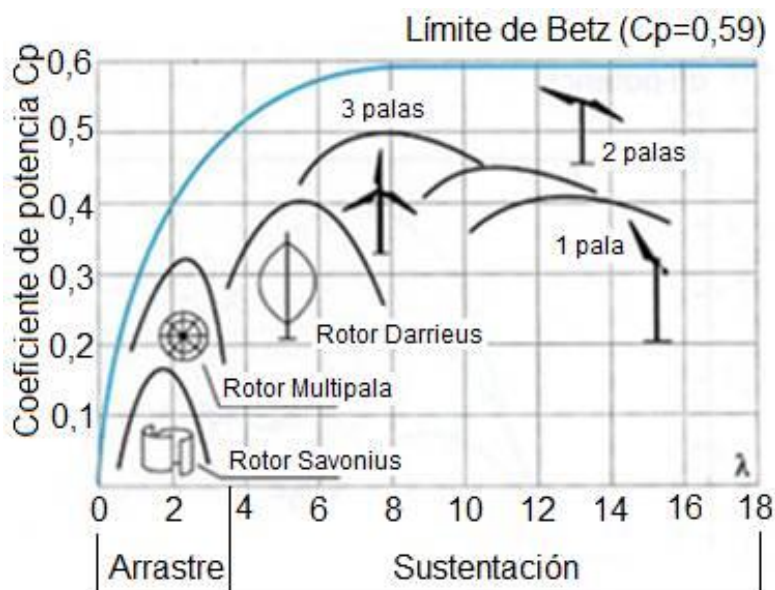
Figura 9. Límite de Betz



La teoría de Betz es una simplificación ya que no tiene presente algunos aspectos existentes en la práctica como resistencia aerodinámica de las palas, pérdida de energía por turbulencia de la estela, la compresibilidad del aire y la propia interferencia entre las palas.

La relación de velocidad de punta (λ), es la relación entre la velocidad en la punta del aspa entre la velocidad del viento, es un factor característico de cada aerogenerador. Uno de los objetivos del diseño de turbina eólicas, es maximizar el coeficiente de potencia en busca de alcanzar dentro de las posibilidades el C_p ideal de Betz, que es igual a 0,59. Actualmente las aspas son fabricadas con fibra de vidrio reforzada con resina epoxy para obtener palas resistentes, ligeras y flexibles.

Figura 10. Curvas de límite de Betz para diferentes aerogeneradores

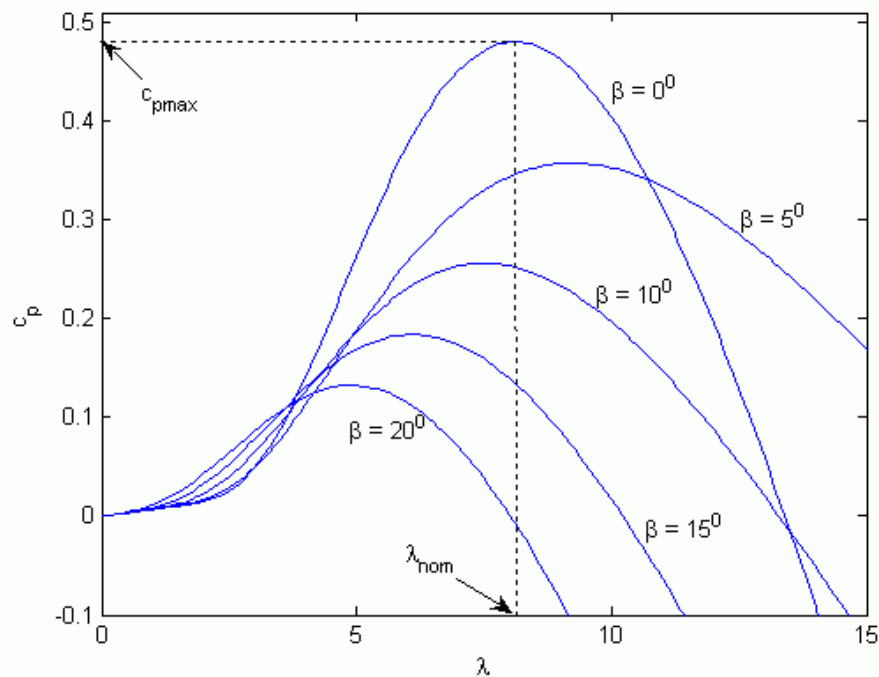


Fuente: II Master de energía solar y renovable: Módulo Energía eólica.

Las palas de un aerogenerador de mediana y gran potencia giran entre 15 y 45 rpm. Las revoluciones de giro dependen de un límite físico que es la relación de velocidad de la punta de las palas. Esta relación de velocidad es constante con todos los

rotos de aerogeneradores, pero lo que hace variar las revoluciones de giro es la longitud de las palas. Un incremento de la longitud de las palas implica un incremento de la velocidad radial con la misma revolución. Esto significa que los aerogeneradores con un diámetro de rotor más grande (a partir de 90 metros) tienen como máximo unos 19 giros por minuto. Por lo tanto, los aerogeneradores grandes giran más lentamente que los aerogeneradores pequeños.

Figura 11. Gráfico C_p Vs λ para variaciones de β



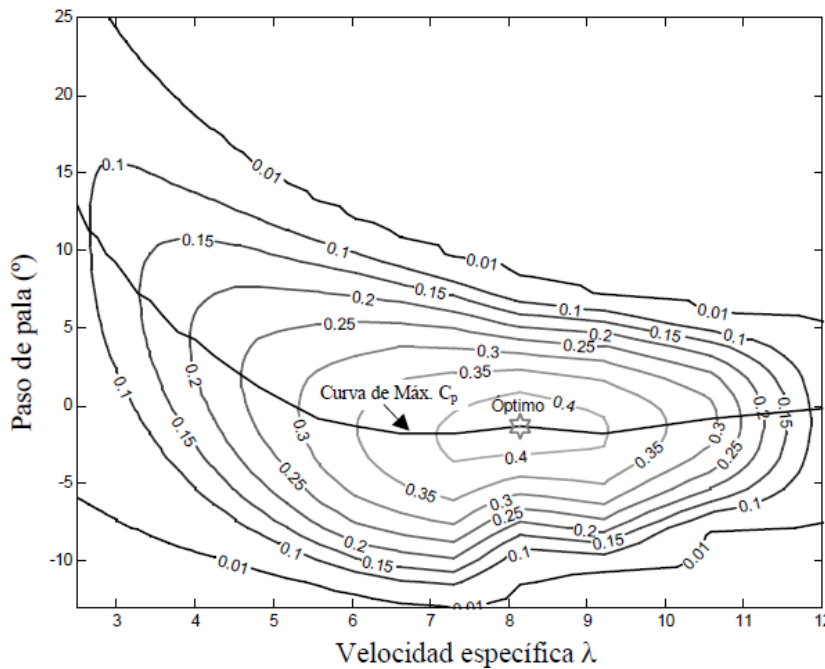
Fuente: ACKERMAN, Thomas. Wind Power in Power Systems (2005).

El ángulo de ataque (β) es el ángulo formado entre la línea de la cuerda del aspa y la dirección del viento relativo, o sea, el ángulo con el cual el aire incide sobre las aspas.

El coeficiente de potencia C_p determina el rendimiento de la turbina y relaciona la potencia del viento con la potencia que se puede extraer, y depende de la

aerodinámica de la turbina. Unos datos de diseño son las curvas que relacionan el coeficiente de potencia con el coeficiente de velocidad específica ($C_p-\lambda$), y a partir de éstas se pueden obtener las familias de curvas que relacionan la potencia que se extrae de la turbina con la velocidad de giro, para cada velocidad de viento. Son valores óptimos del coeficiente de velocidad específica λ entre 8 y 9. La figura 12 muestra la variación del coeficiente de potencia C_p para diferentes ángulos de paso de pala β y como el $C_{p\text{máx}}$ se obtiene para un $\lambda_{\text{óptimo}} = 8$.

Figura 12. Relación de la velocidad específica y el ángulo de paso del asa.

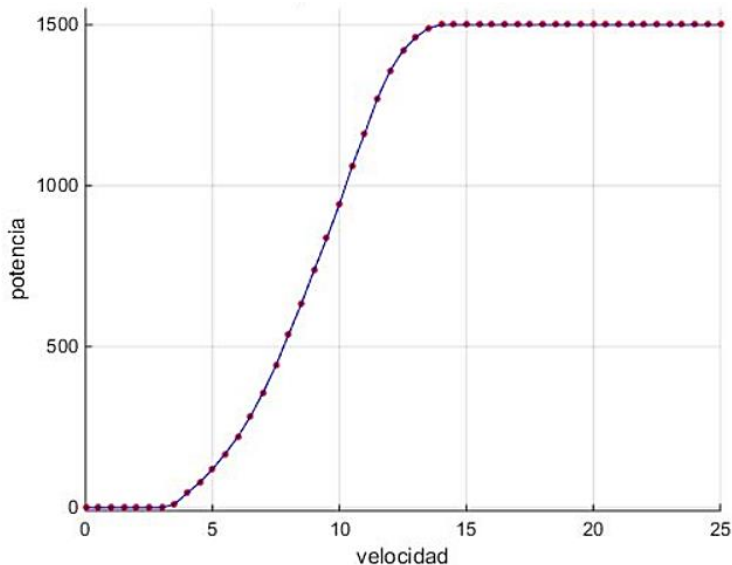


Fuente: Fuente: II Master de energía solar y renovable: Módulo Energía eólica.

El par aerodinámico se obtiene dividiendo la potencia aprovechada del viento entre la velocidad angular de la turbina.

$$T_{Aer} = \frac{P_a}{\omega_{Rot}}$$

Figura 13. Curva de potencia de un aerogenerador.



Fuente: Danish Wind Industrial Association.

La curva de potencia de un aerogenerador es un gráfico que indica cuál será la potencia eléctrica disponible en el aerogenerador a diferentes velocidades del viento. La gráfica 13 muestra una curva de potencia de un típico aerogenerador danés de 1500 kW, este aerogenerador empieza a rotar cuando la velocidad del viento de arranque supera la inercia de las palas alrededor de 3 m/s, sigue captando potencia hasta que la velocidad del viento supera el valor nominal de 13 m/s y empieza a actuar el sistema de control de pitch para regular la potencia independientemente de la velocidad del viento hasta que ésta llega a un valor de 25 m/s y se desconecta para evitar daños estructurales y en los demás sistemas.

En esta tesis se hará la simulación en el caso de que la velocidad del viento supere la velocidad nominal que es cuando el ángulo de paso cambia de 0° un ángulo que permita mantener constante la potencia, para velocidades del viento menores a 9 m/s el controlador permite que la potencia mecánica sea la máxima y el ángulo de paso permanece en 0° .

3.1. REGULACIÓN PARA CONTROL DE POTENCIA

Se diseñan sistemas de regulación de las palas del rotor en turbinas grandes, que regulen la potencia mecánica extraíble del viento, para evitar daños en generador y en el rotor de la turbina cuando hay excesivas velocidades del viento. Para regular la potencia se utiliza un control PID que compara la potencia de salida del generador con la referencia y envía la señal de control para variar el paso de los aspas. En esta tesis se considera que las aspas están orientadas siempre con el viento.

3.1.1. Regulación por pérdida aerodinámica (stall control)

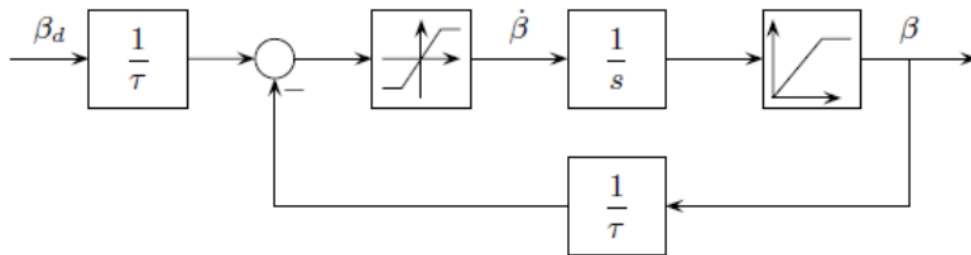
En la regulación por pérdida aerodinámica, las palas o álabes del rotor están unidas al buje formando un ángulo fijo, cuando la velocidad del viento se incrementa, el diseño aerodinámico del perfil de las palas crea turbulencia en la parte de la pala que no da al viento, lo que reduce la fuerza de sustentación, el torque, y la generación de potencia. En este tipo de sistema se presenta una caída de potencia a velocidades altas del viento, debido a las mayores pérdidas de sustentación. Por otro lado, la regulación por pérdida aerodinámica representa un problema de diseño aerodinámico muy complejo, y comporta retos en el diseño de la dinámica estructural de toda la turbina, para evitar las vibraciones provocadas por la pérdida de sustentación

3.1.2. Regulación por variación de ángulo de paso (pitch control)

Cuando la potencia generada excede a un valor permitido, el controlador envía una orden al mecanismo de cambio de ángulo de paso, y aumenta ligeramente el ángulo de paso β para reducir la potencia, cuando esta disminuye el mecanismo hace girar las palas nuevamente para reducir el ángulo β . Este actuador puede ser modelado como un sistema de primer orden con saturación en la amplitud del ángulo de paso

β y en su derivada $d\beta/dt$, como se observa en la figura 14. β_d representa al ángulo de paso deseado.

Figura 14. Actuador de variación del ángulo de paso



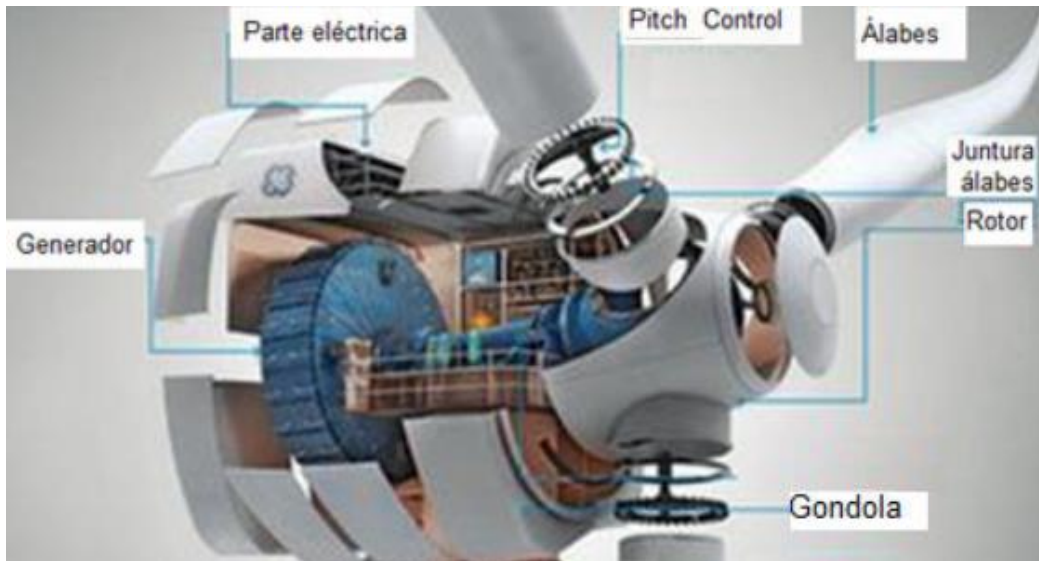
Fuente: Wind Turbine Control Systems 2007.

La dinámica del regulador empleado es de especial importancia cuando se supera la velocidad nominal de viento, ya que entonces el regulador del paso del aspa ha de ser lo suficientemente rápido como para ajustar rápidamente la potencia de salida del aerogenerador, aliviar las cargas estructurales debido a ráfagas. Por otra parte, la velocidad de actuación está limitada por factores como son la gran inercia de las palas y las características del propio actuador, generalmente hidráulico.

El diseño de aerogeneradores controlados por cambio del ángulo de paso requiere una ingeniería muy desarrollada, para asegurar que las palas giren exactamente el ángulo deseado. En este tipo de aerogeneradores, el ordenador generalmente girará las palas unos pocos grados cada vez que el viento cambie, para mantener un ángulo óptimo que proporcione el máximo rendimiento a todas las velocidades de viento.

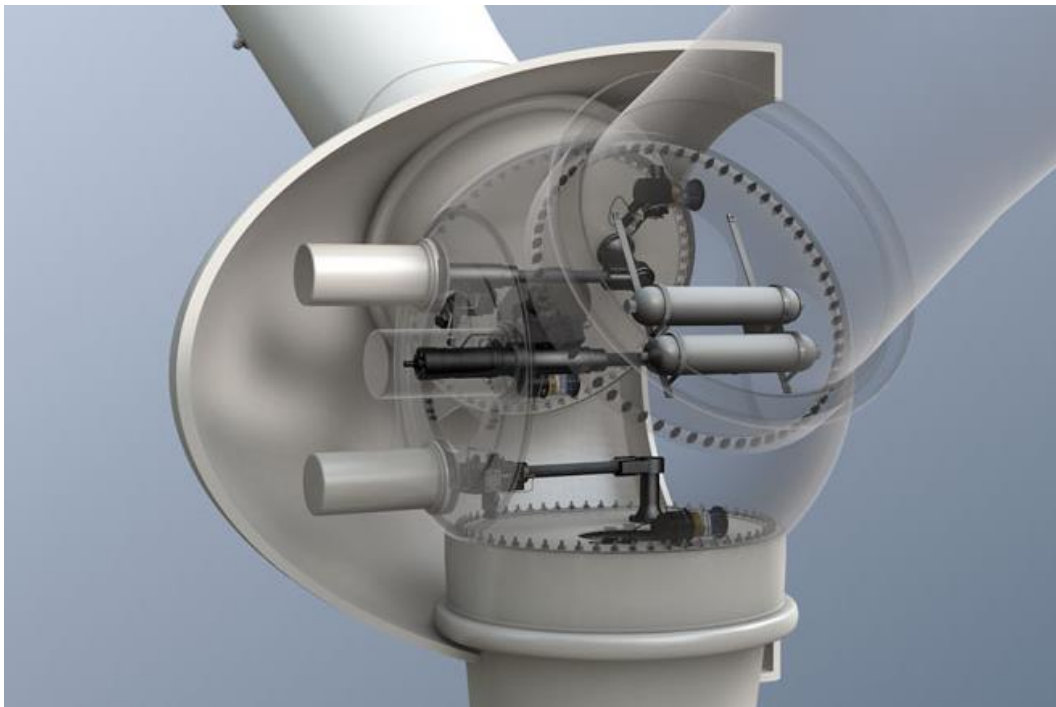
En la figura 15 y 16, se observan mecanismos de control de ángulo de paso, el mecanismo del actuador generalmente utiliza sistemas hidráulicos o mecánicos eléctricos.

Figura 15. Sistema mecánico de control de ángulo de paso.



Fuente: Wind Power Basics 2010

Figura 16. Sistema hidráulico de control de ángulo de paso.



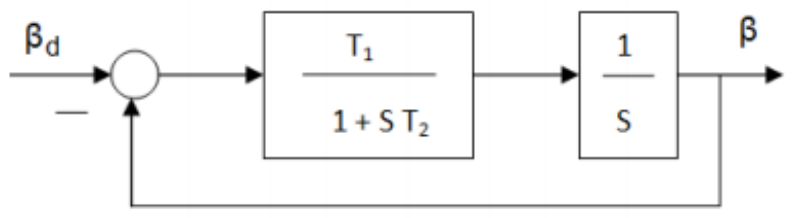
Fuente: BARCO S, Francisco. Montaje y mantenimiento de un parque eólico.

3.1.3. Modelo del actuador de la variación del ángulo de paso

En la actualidad, para limitar la potencia de turbinas de tamaños medianos y grandes, se utiliza el control de la variación del ángulo de paso, que permite la rotación de las palas o álabes del rotor alrededor de sus ejes longitudinales, mediante la utilización de dispositivos mecánicos e hidráulicos. En esta tesis, se controlará el ángulo de ataque de las palas de una forma netamente académica para visualizar cómo varía el ángulo de paso en este aerogenerador, por cuestiones económicas y de operación, en aerogeneradores de baja potencia no se incorporan estos sistemas.

En el desarrollo de esta tesis se considera el modelo del actuador de la referencia (Macedo A.V.A, 2012), que se observa en la figura 17.

Figura 17. Actuador variación ángulo de paso

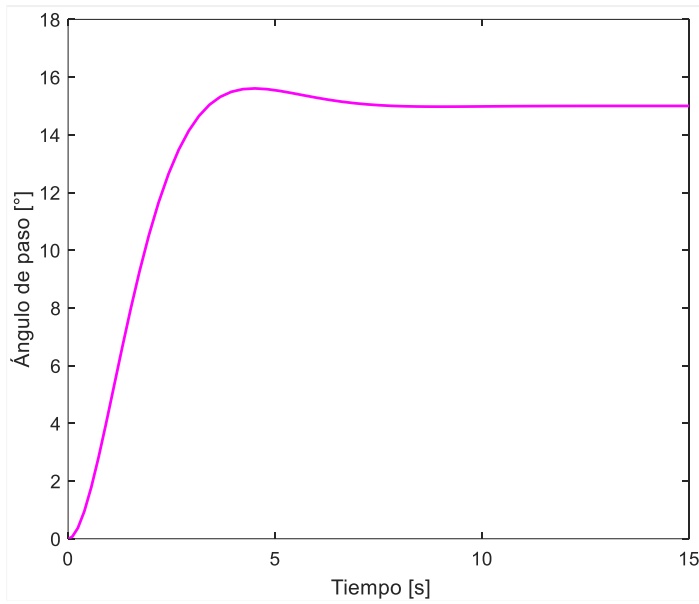


Fuente: Adaptación Wind turbine pitch angle control 2012.

Para los valores $T_1=0.7$, $T_2=0.7$, se cumple que si el ángulo de paso β está comprendido en el rango $[0^\circ 20^\circ]$, la variación en el tiempo de β ($d\beta/dt$), está limitado en el rango $[0^\circ/s 10^\circ/s]$

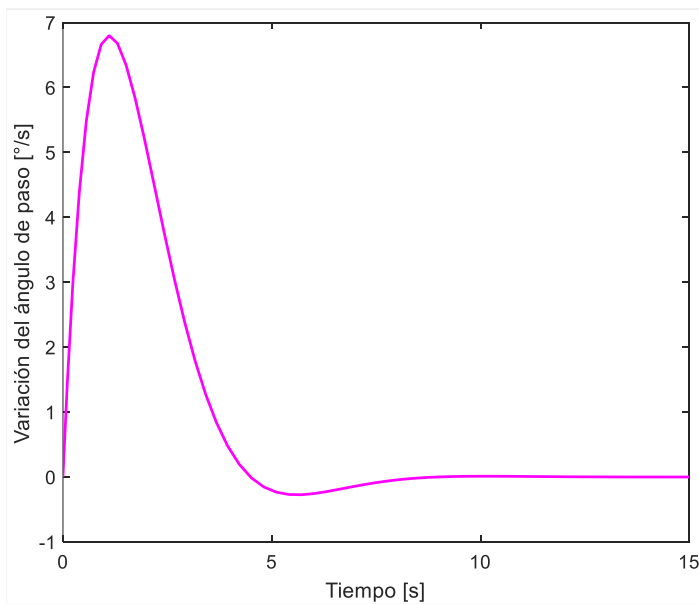
En la figura 18 se observa la respuesta dinámica del actuador del ángulo de paso para un valor de referencia de $\beta=15^\circ$.

Figura 18. Respuesta dinámica del ángulo de paso a una referencia de $\beta=15^\circ$



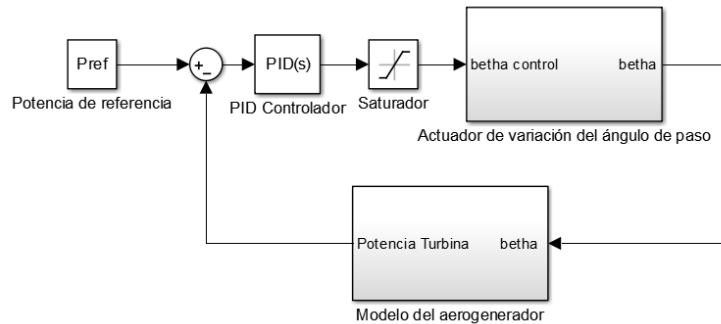
En la figura 19 se observa el gráfico de la variación en el tiempo del ángulo de paso β , para un valor de referencia de $\beta=15^\circ$.

Figura 19. Respuesta dinámica de la variación del ángulo de paso a una referencia de $\beta=15^\circ$



Realizando un control PID para regular la potencia aprovechada de la turbina se obtiene el diagrama de bloques de la figura 20. El modelo del aerogenerador se puede ver en detalle en el anexo B.

Figura 20. Diagrama de bloques del control PID para la potencia de la turbina



Considerando una relación de velocidad de punta de 8, radio de 11 [m], velocidad de viento de $v(t)=10$ [m/s] se obtienen la gráfica de la respuesta dinámica del ángulo de paso β para una potencia de referencia de 72,15 kW.

Figura 21. Respuesta del actuador del ángulo de paso

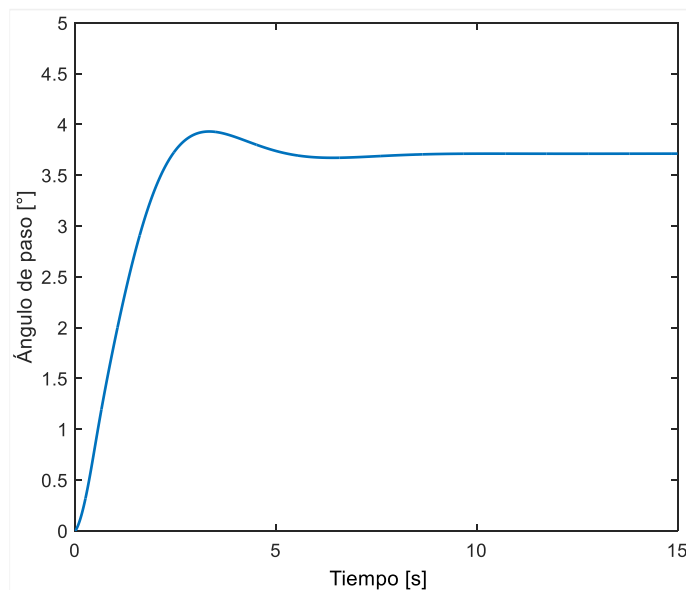


Figura 22. Respuesta dinámica del coeficiente de potencia

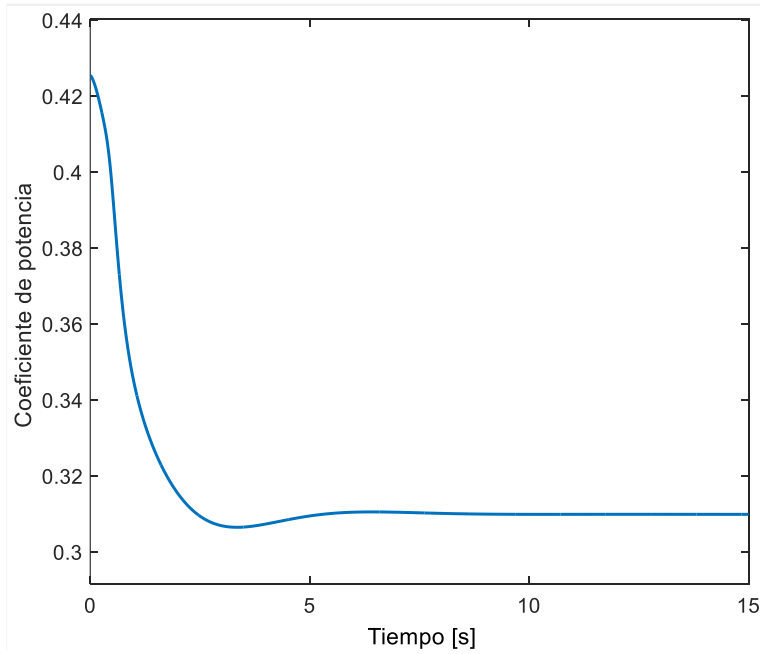
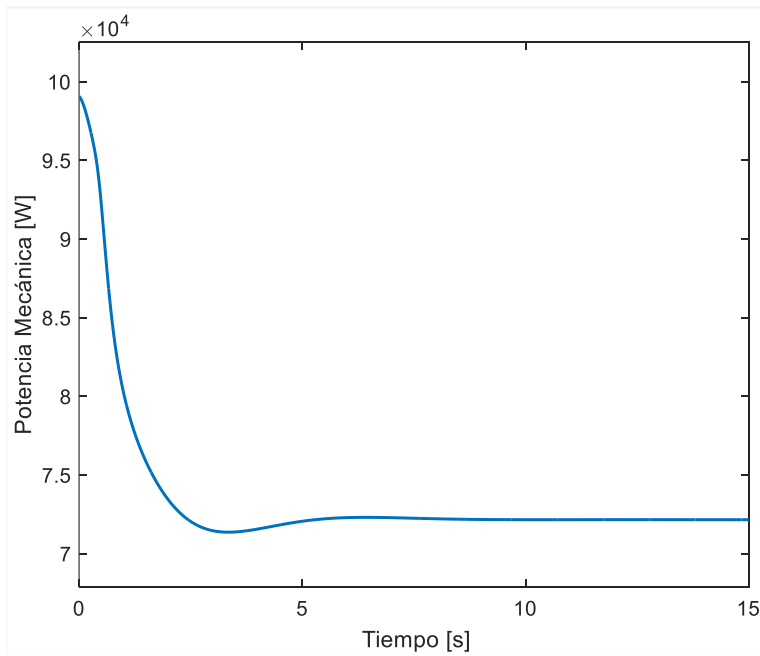


Figura 23. Respuesta dinámica de la potencia



En las figuras 21, 22 y 23 se puede ver la respuesta dinámica del ángulo de paso, el coeficiente de potencia y la potencia mecánica cuando la velocidad del viento es superior a la velocidad nominal, que es cuando se envía una señal al controlador para que el actuador aumente dicho ángulo y mantener la potencia de referencia.

Para la regulación de la potencia se utiliza un controlador PID con constantes: $K_p = -2.81 \cdot 10^{-4}$ y $K_i = -1.68 \cdot 10^{-4}$ $K_d = -1.16 \cdot 10^{-4}$ haciendo un ajuste fino que cumpla con las condiciones de lazo cerrado.

Por otra parte, a partir de la relación de la velocidad de punta de 8 (con un diseño optimizado), del radio de las aspas $R = 11$ [m] y con la velocidad de viento nominal de 9 [m/s] se calcula la velocidad de la turbina en estado estable.

$$\omega = \frac{\lambda * V_v}{R}$$

$$\omega = \frac{8 * 9}{11} = 6.54 \frac{rad}{s}$$

$$n = 62.5 \text{ rpm}$$

Esta velocidad es importante porque es necesaria en el diseño de los controladores.

4. CARACTERIZACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA TRANSMISIÓN

Uno de los pasos claves para modelar y simular cualquier sistema es caracterizarlo para encontrar el modelo indicado que describa el comportamiento dinámico de la planta. Por esto, se debe conocer primero la función y descripción de la transmisión para posteriormente, implementar un controlador por métodos tradicionales.

4.1. TRANSMISIÓN MECÁNICA

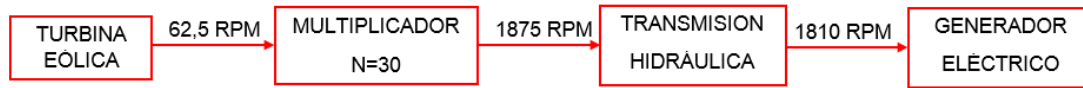
Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina.

Para este caso el motor sería la turbina que es movida por la acción de viento y la máquina sería la bomba. Las bombas operan en rangos de velocidades normalmente entre 500 y 3600 RPM y la velocidad del eje de la turbina es de 62,5 RPM por lo que se hace necesario acoplar una caja de engranajes entre la salida de la turbina eólica y el eje de la bomba para multiplicar la velocidad angular. La caja de engranajes con relación de 30 hace el papel de multiplicador que garantiza que la velocidad de la bomba esté dentro del rango de operación siendo 1800 rpm la velocidad promedio en donde la bomba tiene mejor eficiencia.

$$N = \frac{\omega_B}{\omega_T} = \frac{T_T}{T_B}$$

Según Mott, la eficiencia de engranajes rectos está alrededor de 95% si los engranes, rodamientos y sellos tienen una precisión razonable.

Figura 24. Velocidad de los componentes.



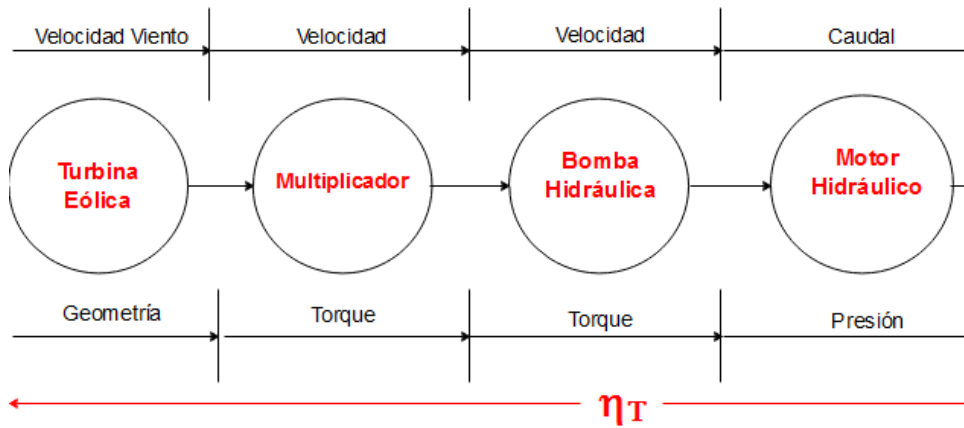
4.2. GENERALIDADES DE LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS

Hoy en día los sistemas hidráulicos proporcionan una flexibilidad impresionante a la hora de implementar las diversas funcionalidades en máquinas y equipos. Son muchas las necesidades y funciones que se le exigen a estos sistemas hidráulicos y por supuesto éstas se irán ampliando a medida que avancen las tecnologías en este campo.

En los sistemas hidráulicos industriales para transmitir potencia, el tipo de bomba que se usa es la de desplazamiento positivo o volumétrica. Las bombas centrífugas son utilizadas en la industria alimenticia, farmacéutica y de cosméticos ya que su principal función es el transporte del fluido con partículas sólidas.

La función primordial de una transmisión hidrostática (HST) es recibir potencia rotativa desde una fuente de energía que tiene su propio conjunto de características y posteriormente transmitir esa energía a una carga que también tiene sus características particulares. En el proceso, las hidrotransmisiones generalmente deben regular velocidad, torque, potencia o, en algunos casos, dirección de rotación, lo que en el diseño mecánico se acostumbra a hacer con reductores, poleas o cadenas. Dependiendo de su configuración, las transmisiones hidrostáticas pueden conducir una carga a máxima velocidad en una dirección y luego en la dirección opuesta, también a la máxima velocidad, con infinitas variaciones de velocidad entre los dos máximos.

Figura 25. Transformación de energía en el circuito.



En la figura 25 se puede observar la transformación de potencia a través de los diversos equipos que están involucrados en el aerogenerador. El principio de operación de las transmisiones hidrostáticas es simple: una bomba, conectada a un motor o fuente de energía, genera flujo para conducir un motor hidráulico, el cual está conectado a la carga.

Las transmisiones hidrostáticas ofrecen muchas ventajas importantes sobre otras formas de transmisión de potencia. Dependiendo de su configuración una HST, las ventajas que ofrecen son:

- Transmiten gran potencia por in^3 de desplazamiento con baja inercia.
- Operan eficientemente sobre un amplio rango de relaciones torque-velocidad.
- Mantienen una velocidad controlada (aún en reversa).
- Relación infinitamente variable de salida de torsión y velocidad.
- Mantienen la velocidad seleccionada aún con cargas aceleradas o de frenado.
- Pueden transmitir potencia desde una fuente primaria hacia múltiples locaciones, aún si la posición y orientación cambian.

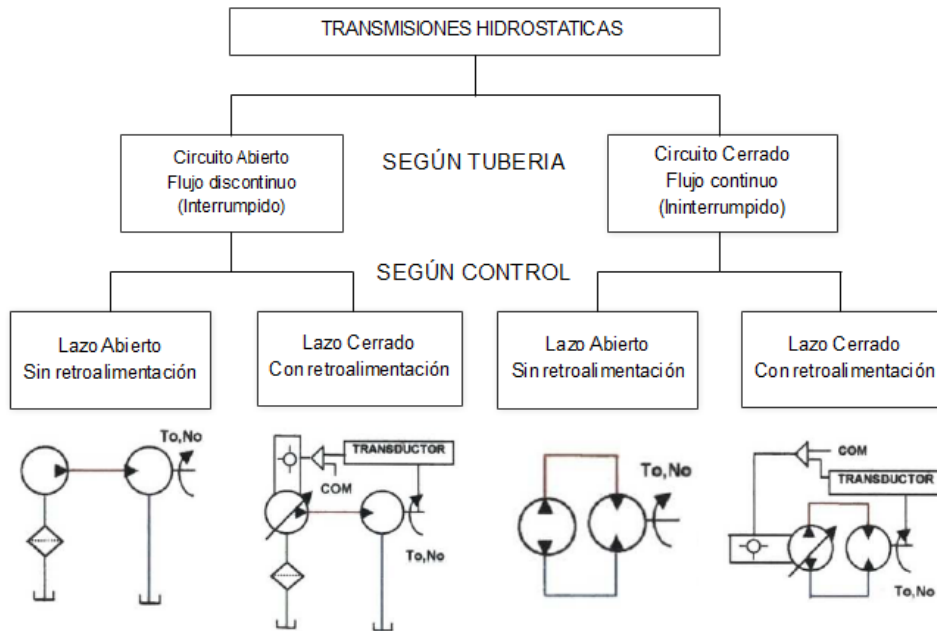
- De control fácil y exacto.
- Pueden permanecer detenidas sin daño alguno bajo carga plena.
- Proporcionan una respuesta más rápida que las transmisiones mecánicas o electromecánicas de tamaño similar.
- Pueden proporcionar frenado dinámico.
- Protección contra sobrecargas.
- Se ahorran válvulas en el sistema.
- Sencillez en su montaje (no requiere uniones soldadas).
- Pueden tener control remoto.

Se usan dos tipos de transmisiones hidrostáticas: integrales y no integrales. La disposición no integral es la más común, porque la potencia puede transmitirse a unas o varias cargas en áreas a las cuales de otra manera sería difícil acceder. En esta técnica, la no integral o no compacta; la bomba esta acoplada a la fuente de energía, el motor oleohidráulico está acoplado a la carga, y ambos están conectados a través de tubería o mangueras.

4.2.1. Clasificación de las hidrotransmisiones

La clasificación de las hidrotransmisiones se realiza de acuerdo a las disposiciones de los elementos bomba (fijo o variable) y motor (fijo o variable), la cual es determinada de acuerdo a la aplicación, características de desempeño y la retroalimentación.

Figura 26. Clasificación general de las transmisiones hidrostáticas

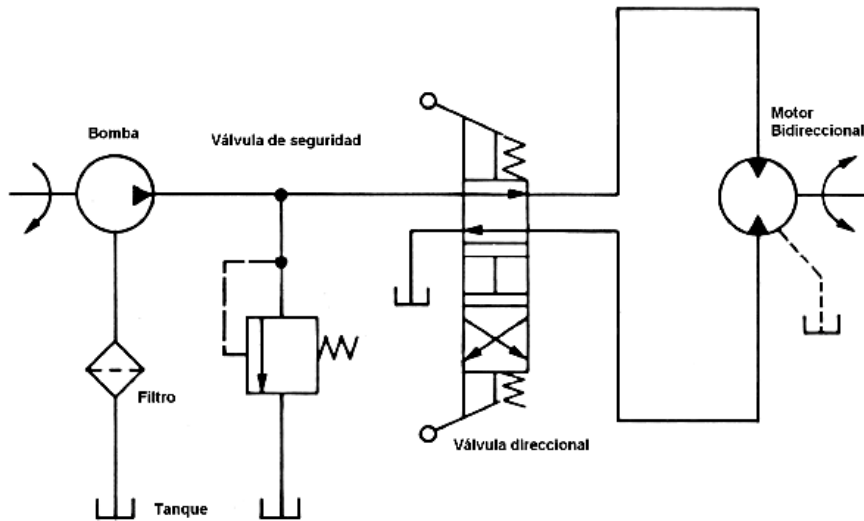


Fuente: Tomado y editado de Hydraulics and pneumatics handbook.

4.2.1.1. Circuitos abiertos o no integrales.

En un circuito abierto, la bomba extrae el aceite del depósito. Su salida se dirige a un motor hidráulico que a su vez descarga al tanque. La figura 27 ilustra un circuito abierto que contiene las unidades básicas requeridas para una transmisión hidrostática reversible. Si la bomba y el motor tienen el mismo desplazamiento teórico, la velocidad y el par de salida deberán ser idénticos a la velocidad y el par de entrada.

Figura 27. Circuito Abierto

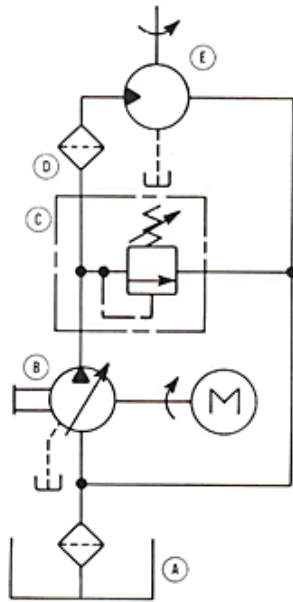


Fuente: Manuel Oleohidráulica Industrial.

4.2.1.2. Circuitos cerrados o integrales.

En un circuito cerrado, el aceite de salida del motor vuelve directamente a la entrada de la bomba. La figura 28 muestra un circuito cerrado unidireccional. La velocidad del motor viene determinada por la variación de desplazamiento de la bomba. El par depende del desplazamiento del motor y del taraje de la válvula de seguridad. Debido a las fugas del circuito cerrado, el caudal de entrada de la bomba sería siempre inferior al de salida, lo que produciría vacío y cavitación de la bomba. Una conexión a tanque en la línea de baja presión permite que la bomba aspire el aceite necesario del depósito.

Figura 28. Circuito cerrado

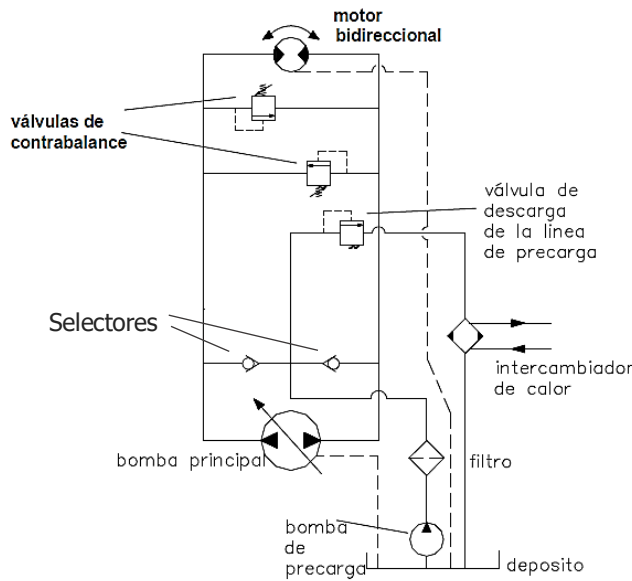


Fuente: Manuel Oleohidráulica Industrial.

4.2.1.3. Circuitos reversibles

Muchas transmisiones de circuito cerrado incluyen una bomba reversible de desplazamiento variable, con una salida conectada al orificio del motor y el otro orificio del motor conectado a la otra salida de la bomba como se muestra en la figura 29. Esto permite que el motor sea accionado en cualquier dirección a velocidades infinitamente variables, determinadas cada una por la posición del control de caudal de la bomba. En el circuito que se muestra, las pérdidas debidas a fugas internas son compensadas por una bomba de pre-llenado que mantiene una presión positiva en el lado de baja presión del sistema. La protección contra sobrecargas está asegurada por válvulas de seguridad montadas en paralelo.

Figura 29. Circuito Reversible



Fuente: Tomado y editado de Manual de Oleohidráulica Industrial.

La hidrotransmisión que se va a utilizar en el aerogenerador es de bomba de caudal variable y motor de caudal fijo en un circuito cerrado (como el de la figura 29), también llamada de torque constante y potencia variable. Esta transmisión es la más empleada, particularmente en problemas clásicos de variación de velocidad

Tabla 1. Características generales de las 4 tipos de HTS

Desplazamiento		Rendimientos de la transmisión		
Bomba	Motor	Velocidad	Torque	Potencia
Fija	Fijo	Constante	Constante	Constante
Variable	Fijo	Variable	Constante	Variable
Fija	Variable	Variable	Variable	Constante
Variable	Variable	Variable	Variable	Variable

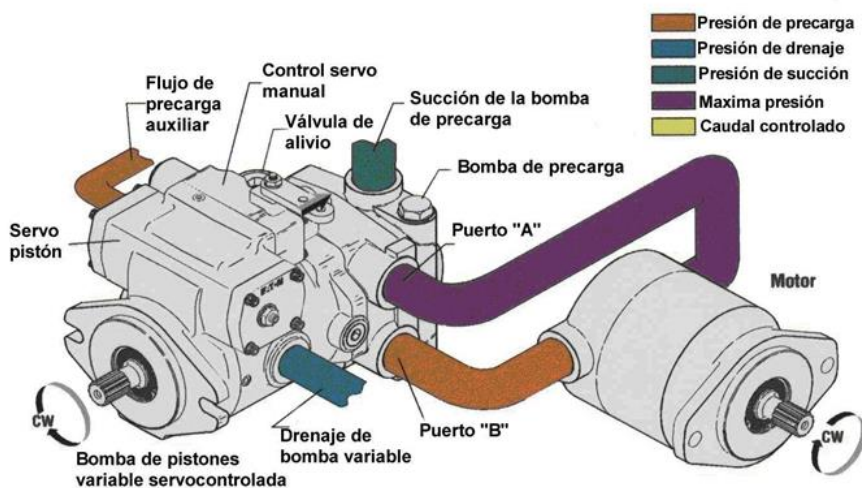
Fuente: Bombas-motores-transmisiones-fallas y acumulares, Vickers.

4.3. TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA BOMBA VARIABLE - MOTOR FIJO

Utilizando una bomba de desplazamiento variable en lugar de una de desplazamiento fijo se obtiene una transmisión hidrostática de torque constante. La salida de torque es constante a cualquier velocidad porque el torque depende solamente de la presión del fluido y del desplazamiento del motor. Incrementando o disminuyendo el desplazamiento de la bomba aumenta o disminuye la velocidad del motor, respectivamente, mientras el torque permanece aproximadamente constante. La potencia, por tanto, aumenta con el desplazamiento de la bomba.

Este tipo de transmisión hidrostática es el más comúnmente utilizado. Mediante la variación del desplazamiento de la bomba se obtienen infinitas velocidades de salida desde neutral hasta el máximo valor, hacia delante o hacia atrás. El máximo valor de velocidad está determinado por las capacidades nominales del motor y de la bomba. También se obtiene condición neutral sin necesidad de utilizar válvulas.

Figura 30. Transmisión hidrostática con bomba variable y motor fijo



Fuente: Eaton Hydraulics

4.4. CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES DE LA HTS

Un aspecto importante es que los accionamientos hidrostáticos de lazo cerrado son compactos, ya que no se usan válvulas direccionales, ni reguladoras de caudal para invertir o controlar la velocidad de rotación del eje.

Para este estudio, se deben hacer apreciaciones y suposiciones válidas que simplifican notablemente los cálculos como:

El módulo de compresibilidad efectivo (β_e), es la medida de la resistencia de un fluido a cambiar de volumen bajo el efecto de la presión. Si se considera una tubería con aceite y el aire atrapado en él, este módulo será el equivalente a efecto aportado por el aceite y por el aire. Para el análisis se tendrá en cuenta solo la compresibilidad del aceite para facilitar los cálculos. Ésta compresibilidad efectiva es un factor muy importante al diseñar sistemas en los que es necesario tener altos grados de precisión.

Cuando la bomba de pistones en línea variable es usada en un circuito de lazo cerrado es importante seleccionar los componentes necesarios para una operación adecuada. Los componentes mínimos se incluyen en la siguiente lista.

- Bomba de precarga
- Válvula de alivio para bomba de precarga
- 2 válvulas cheques para anticavitación
- 2 válvulas contrabalance
- sistema de filtración
- Sistema de enfriamiento de aceite.

Además se debe escoger una bomba con los puertos apropiados en los cuales ambos sirvan para trabajar a alta presión. La bomba de precarga permite un incremento de 30% o más en el rango de velocidad de esta clase de bombas de pistones, produciendo una considerable mayor potencia con el mismo paquete. Esto además presenta las siguientes ventajas:

El flujo de la bomba de precarga puede ser filtrado antes de entrar a la bomba principal. Esto no sólo aumenta el tiempo de vida y la confiabilidad de la bomba principal, también lo hace con los elementos a los que le llega el flujo posteriormente. El caudal de exceso de la bomba de precarga puede ser pasado a través de la carcasa de la bomba principal para ayudar al enfriamiento.

4.4.1. Bomba de caudal variable de pistones axiales

Las bombas de pistones axiales son de tipo volumétrico, es decir, generan un cierto caudal de aceite en cada rotación completa de la misma. La cilindrada o volumen aportado por la bomba en cada vuelta está influenciada principalmente por el ángulo de inclinación de la placa estacionaria. Cuanto mayor es éste mayor es el volumen desplazado por el pistón ya que su carrera será mayor. Por tanto, se puede variar el caudal de aceite hidráulico simplemente variando el ángulo de inclinación de la placa estacionaria.

Las bombas de pistones axiales Rexroth A4VG para circuito cerrado tiene altas prestaciones de rendimiento, presión nominal hasta los 450 bar y múltiples configuraciones manuales, eléctricas e hidráulicas lo que la hacen una excelente alternativa a la hora de utilizar sistemas hidráulicos.

4.4.2. Servoválvula

Las servoválvulas se utilizan en sistemas electrohidráulicos de control de posición, velocidad, presión o de control de la fuerza, incluyendo aquellos sistemas con altos requerimientos de respuesta dinámica.

El contar con un control digital para la transmisión hidrostática, demanda el uso de un dispositivo que permita hacer el puente entre la hidráulica y la electrónica, que a su vez garantice una óptima manipulación de la señal introducida al sistema, es aquí donde el uso de una servoválvula toma relevancia, ya que este dispositivo permite convertir una señal eléctrica, en este caso voltaje, dando así control sobre el flujo y presión de un actuador hidráulico, muy necesarios en la transmisión, donde el ejercer un control de posición y velocidad requiere de un dispositivo apto para sistema de rápida respuesta.

4.4.3. Motor de caudal fijo de pistones axiales

Los motores de pistones son utilizados cuando el sistema opera a presiones altas, su funcionamiento es similar a una bomba de pistones axiales. El torque depende de la presión y del desplazamiento del motor, ambos son fijos por lo que el torque permanece constante.

Los motores de pistones Rexroth A4FM presentan altas prestaciones y múltiples configuraciones de rendimiento para optimización perfecta de la potencia, con cilindradas que van desde los 28 cm³ hasta los 1.000 cm³.

4.5. CALOR A EVACUAR EN EL SISTEMA

El aumento de temperatura de un fluido hidráulico en operación, se debe a ineficiencias en el sistema, las cuales dan por resultado pérdidas en la potencia suministrada que se transforman en calor. Para obtener una buena eficiencia del sistema se debe mantener la temperatura del aceite dentro del intervalo de funcionamiento óptimo, alrededor de 55°C. La carga de calor de un sistema hidráulico es igual a la pérdida total de potencia (PL) causada por las ineficiencias del sistema y se puede expresar matemáticamente de la siguiente forma:

$$PL_{total} = PL_{bomba} + PL_{tuberías} + PL_{motor}$$

Si la potencia total perdida en forma de calor es mayor que la cantidad de calor disipada, eventualmente el sistema hidráulico se sobrecalentará.

En esta tesis no se tomará en cuenta las pérdidas en tuberías, solo las pérdidas del motor y la bomba, también se despreciará la potencia de la bomba de precarga ya que es muy pequeña.

Para calcular el calor que debe retirar el intercambiador de calor se aplica la ley de conservación de la energía. La eficiencia total de la bomba y del motor es de 85,56% según el catálogo.

$$\eta_{sist} = \eta_B * \eta_M$$

$$\eta_{sist} = 0.8556^2 = 0.73$$

Se sabe que la potencia de salida del motor son 50 kW y conociendo la eficiencia del sistema se calcula la potencia perdida.

$$\eta_{sist} = \frac{50}{50 + Q_e}$$

Igualando las dos ecuaciones de eficiencia y despejando el calor a evacuar Q_e :

$$Q_e = \frac{50}{0.74} - 50 = 17.57 \text{ kW}$$

$$P_e = P_s + Q_e = 50 + 17,57 = 67,57 \text{ kW}$$

Considerando un caudal de operación de 29 gpm a la velocidad nominal de la turbina eólica (más adelante se explica cómo hallar el caudal), se puede cuantificar el calor se debe evacuar por galón de aceite en la bomba principal. Conociendo la potencia de entrada se puede determinar la configuración y tamaño del aerogenerador.

$$Q_e = 605.86 \frac{W}{gpm}$$

La selección del tipo de intercambiador de calor que mejor se ajusta al servicio, se basa exclusivamente en consideraciones técnicas y económicas, que fijan la opción ganadora en términos de servicio prolongado y satisfactorio con menores costos iniciales y de operación. Hay un número ilimitado de alternativas en la selección de equipos de transferencia de calor para un determinado proceso, pero solo uno es el mejor diseño.

Conocida la potencia del eje del motor y la velocidad asíncrona, se calcula el torque del motor:

$$T = \frac{P_s}{\omega_e * 10}$$

$$T_M = \frac{50000 \text{ W}}{189,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 10} = 26,38 \text{ daN.m} = 263,8 \text{ N.n}$$

Eligiendo un motor con capacidad volumétrica de $\frac{56 \text{ cm}^3}{\text{rev}}$ Rexroth de referencia A4FM22W y conociendo el torque, se puede determinar la presión del motor.

$$\Delta P_M = \frac{628 * T}{C_M * \eta_{MM}}$$

$$\Delta P_M = \frac{628 * 26,38 \text{ daN.m}}{\frac{56 \text{ cm}^3}{\text{rev}} * 0,93} = 318.1 \text{ bar}$$

Igualando el caudal del motor y la bomba, se obtiene la relación entre las cilindradas para la velocidad del viento nominal.

$$N_m = \frac{C_B * N_B * \eta_{vB} * \eta_{vM}}{C_M}$$

$$1810 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = \frac{C_B * 1875,13 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 0,93 * 0,92}{56 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}}$$

$$C_B = 63,18 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Estandarizando el tamaño de la bomba, se escoge una bomba de $71 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ Rexroth de referencia A4VGD32N, con esto se determina el caudal de la bomba.

$$Q_B = \frac{C_B * N_B * \eta_{vB}}{231}$$

$$Q_B = \frac{3,85 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}} * 1875,13 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 0,93}{231 \frac{\text{in}^3}{\text{galon}}} \approx 29 \text{ gpm}$$

Tabla 2. Especificaciones de los componentes

Especificaciones	Bomba principal	Bomba precarga	Motor
Serie	A4VGD32N	PGF2	A4FM22W
ΔP [psi]	4610	250	4610
C_b [cm ³ /rev]	71	1	56
η_{vol}	0.93	-	0.92
η_{mec}	0.92	-	0.93

En el anexo C se pueden ver las especificaciones completas de los equipos.

4.6. FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para poder diseñar un controlador por método analítico es necesario antes obtener un modelo matemático acertado del sistema para que se busca controlar.

Para un mejor entendimiento del sistema éste se analizará en dos: El subsistema servoválvula-cilindro y el subsistema bomba-motor.

4.6.1. Modelo de la servoválvula

Existen tres formas de modelar este elemento recomendado por el fabricante: Como una ganancia, como un sistema de primer orden o como un sistema de segundo orden. Entre mayor sea el orden del modelo, mayor es su aproximación al

comportamiento real pero el mayor número de polos puede complicar el sistema. El fabricante también indica que un modelo acertado para una servoválvula funcionando por debajo de los 50 ciclos por segundo es el de primer orden. Dicho modelo requiere de una ganancia (K_v) y un tiempo de respuesta (τ).

$$G_v = \frac{K_v}{\tau * s + 1}$$

El valor de K depende de la señal de entrada y salida. Es decir, el voltaje proveniente de la tarjeta de adquisición de datos (el cual se encuentra en un rango de 0 a 10 [V] y el caudal entregado en el puerto de salida (máximo de 40 [GPM]). Al ser lineal el comportamiento, se puede calcular la ganancia como el cociente entre el caudal máximo y voltaje máximo. El tiempo de respuesta de la servoválvula se puede encontrar en los catálogos, para un caudal de 40 gpm el tiempo de respuesta es de 18 ms.

Conociendo entonces ambos parámetros, se puede conocer la función de transferencia de la servoválvula. Como posteriormente se quiere manejar el caudal en [in^3/s], se convierten los [gpm] a la unidad requerida.

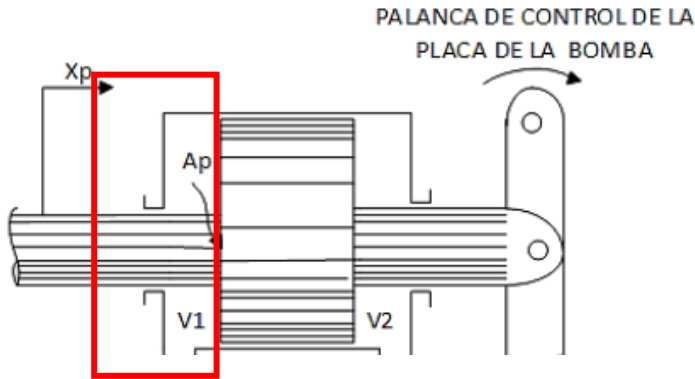
$$G_v = \frac{4 * 3,85}{0.018s + 1} = \frac{855.55}{s + 55.55}$$

4.6.2. Modelo del cilindro actuador

El modelo matemático correspondiente al cilindro actuador es de más complejidad que el desarrollado en la servoválvula. Las dos ecuaciones básicas consideradas en el análisis son: El diagrama de cuerpo libre en el vástago del cilindro y un volumen de control en la cámara de presión del actuador. Integrando ambas ecuaciones se obtiene la función de transferencia correspondiente.

El modelo se desarrolló basado en el análisis del libro Hydraulic control systems.

Figura 31. Subsistema servoválvula-pistón



Fuente: Tomado y editado del libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

La primera ecuación hace un balance de volumen en la cámara, es decir se aplica continuidad, luego aplicando la transformada de Laplace al caudal de carga se obtiene:

$$Q_l = A_p s x_p + \frac{V_c}{4\beta_e} s P_l \quad (1)$$

V_c es el volumen de la cámara del cilindro en in^3 y β_e el módulo de compresibilidad del aceite o módulo de Bulk, para simplificar los cálculos no se tiene en cuenta las pérdidas en el cilindro.

La segunda ecuación es hacer sumatoria de fuerzas en el cilindro tenemos que:

$$F_c = A_p P_l = m s^2 x_p + b s x_p \quad (2).$$

Despejando P_l de la ecuación (2) se obtiene:

$$P_l = \frac{ms^2 x_p + bsx_p}{A_p} \quad (3)$$

Reemplazando en (1) se obtiene que:

$$Q_l = A_p s x_p + \frac{V_c}{4\beta_e} s \left(\frac{ms^2 x_p + bsx_p}{A_p} \right) \quad (4)$$

Finalmente despejando $\frac{x_p}{Q_l}$:

$$\frac{x_p}{Q_l} = \frac{4A_p\beta_e}{s(m_t V_c s^2 + V_c b s + 4A_p^2 \beta_e)}$$

En esta ecuación los estados son: Posición del cilindro, velocidad del cilindro y la otra puede ser la presión o el caudal.

Pero lo que se desea conocer es la posición angular de la placa, se sabe que esta es directamente proporcional a la posición del cilindro por lo que hay que multiplicar el desplazamiento del pistón por una constante K_g para convertir las pulgadas en grados.

$$\frac{\theta}{Q_l} = \frac{4A_p\beta_e K_g}{s(m_t V_c s^2 + V_c b s + 4A_p^2 \beta_e)}$$

Los parámetros requeridos para cuantificar la función de transferencia son:

- Masa del pistón $m_t=2,2 \text{ lb}$

- Área del cilindro $A_p=1,5 \text{ in}^2$
- Volumen promedio de la cámara $V_c=5 \text{ in}^3$
- Módulo de compresibilidad $\beta_e=220000 \text{ psi}$
- Coeficiente de fricción viscosa $b=500 \text{ lb.s/in}$
- Constante de conversión $K_g=3 \text{ }^\circ/\text{in}$

La función de transferencia obtenida es:

$$\frac{\theta}{Q_l} = \frac{3.96 * 10^6}{s(11s^2 + 2500s + 1.98 * 10^6)} = \frac{3.6 * 10^5}{s(s^2 + 227.27s + 1.8 * 10^5)}$$

Para conocer la función de transferencia total del subsistema servoactuador se deben multiplicar las dos funciones de transferencia de los elementos.

$$\frac{\theta}{V} = \frac{Q_l}{V} * \frac{\theta}{Q_l}$$

$$\frac{\theta}{V} = \left[\frac{855.55}{s + 55.55} \right] * \left[\frac{3.6 * 10^5}{s(s^2 + 227.27s + 1.8 * 10^5)} \right]$$

$$\frac{\theta}{V} = \frac{30.8 * 10^7}{s(s + 55.55)(s^2 + 227.27s + 1.8 * 10^5)}$$

Con ver la función de transferencia se puede deducir que se trata de un sistema inestable (debido al polo en cero del denominador), dado que si fuera físicamente posible, el actuador se desplazaría indefinidamente hasta que se anule el suministro de aceite hidráulico. Sí la señal de entrada se establece en un valor dado, el actuador seguirá desplazándose, por lo que la señal de entrada debe ser aquella que represente una perturbación.

4.6.3. Modelo bomba-motor

Para el análisis de este subsistema es necesario tener en cuenta la figura 32, de este documento. Se utilizó como referencia el libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

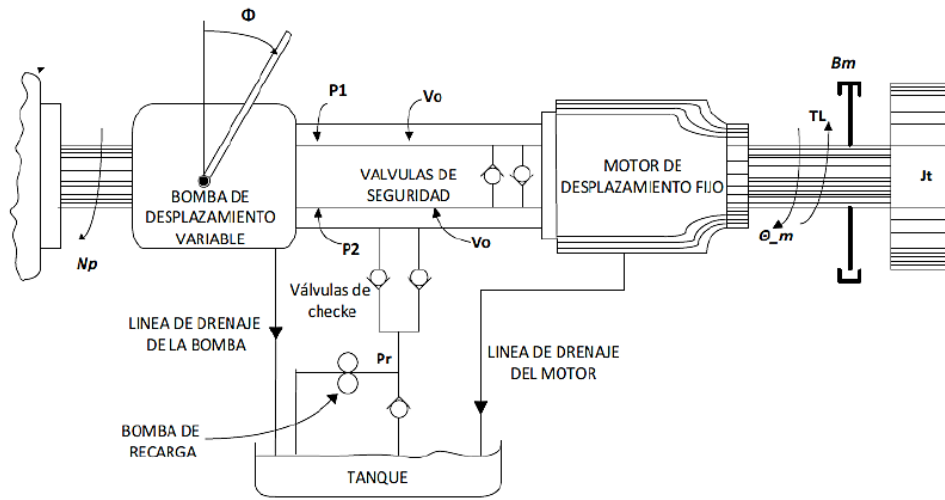
Para el análisis se tienen en cuenta los parámetros de carga inercial, propiedades del aceite y las especificaciones de los catálogos de las bombas y motor. Los parámetros que se emplean en el diseño para el control de la transmisión son:

- Inercia del generador $J=9 \text{ lb.in.s}^2$
- Velocidad de la bomba $N=1875,13 \text{ rpm}$
- Presión de máxima $P_{max}=4610 \text{ psi}$
- Modulo del aceite $\beta_e = 220000 \text{ psi}$
- Volumen de aceite $V_o=244 \text{ in}^3$
- Coeficiente de fricción viscoso $B_m=12 \text{ lb.in.s}$
- Constante de la bomba $K=0.02378 \text{ in}^3/\text{rad. } ^\circ$

A modo de aproximación, para un coeficiente de pérdidas en el motor del 14% del caudal máximo enviado por la bomba en condiciones de máxima presión:

$$C_t = \frac{0.14 * Q_{max}}{P_{max}} = \frac{0.15 * 154}{4610} = 4.66 * 10^{-3} \left[\frac{\text{in}^3}{\text{psi.s}} \right]$$

Figura 32. Subsistema bomba-motor



Fuente: Tomado y editado del libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

Siendo P_r , la presión de precarga del sistema, $P_2 = P_r$, P_1 la presión de la bomba, V_0 el volumen promedio en las líneas incluyendo dentro de la bomba y el motor, ϕ el ángulo de la placa, θ_m el ángulo del eje del motor de desplazamiento fijo, B_m es el coeficiente de amortiguamiento viscoso interno del motor.

Se sabe que el tamaño de la bomba es función del diámetro de la placa por lo tanto:

$$C_b = k_b \phi \quad \wedge \quad Q_b = k_b N_b \phi$$

Donde C_b , es el tamaño de la bomba en $[in^3/rad]$, k_b es la constante de desplazamiento angular de la bomba $[in^3/rad.^{\circ}]$.

Por continuidad y aplicando Laplace:

$$k_b N_b \phi = C_m s \theta_m + c_t P_1 + \frac{V_0}{\beta_e} s P_1 \quad (7)$$

Donde N_b es la velocidad de la bomba en [rad/s], β_e el módulo de compresibilidad del aceite o módulo de Bulk en [psi] y c_t coeficiente total de pérdidas, haciendo sumatoria de torque en el motor se obtiene:

$$P_1 C_m = J s^2 \theta_m + B_m s \theta_m \quad (8)$$

Donde J es la carga inercial del sistema en [lb.in.s²], el C_m el tamaño del motor en [in³/rad], P_1 es la presión del sistema en [psi], θ_m el ángulo del eje del motor y por último B_m el coeficiente de amortiguamiento viscoso en [lb.in.s].

Despejando P_1 en (7) y (8), igualándolas y luego despejando $\frac{\dot{\theta}_m}{\phi}$ se obtiene:

$$\frac{\dot{\theta}_m}{\phi} = \frac{\frac{k_b N_b}{C_m}}{\left[\frac{J V_0}{\beta_e C_m^2} s^2 + \left(\frac{J c_t}{C_m^2} + \frac{B_m V_0}{\beta_e C_m^2} \right) s + \left(\frac{B_m C_t}{C_m^2} + 1 \right) \right]}$$

Reemplazando los valores establecidos anteriormente se calculan la función de transferencia:

$$\frac{\dot{\theta}_m}{\phi} = \frac{254.74}{[s^2 + 7.54s + 35.28]}$$

5. CONTROL AUTOMÁTICO

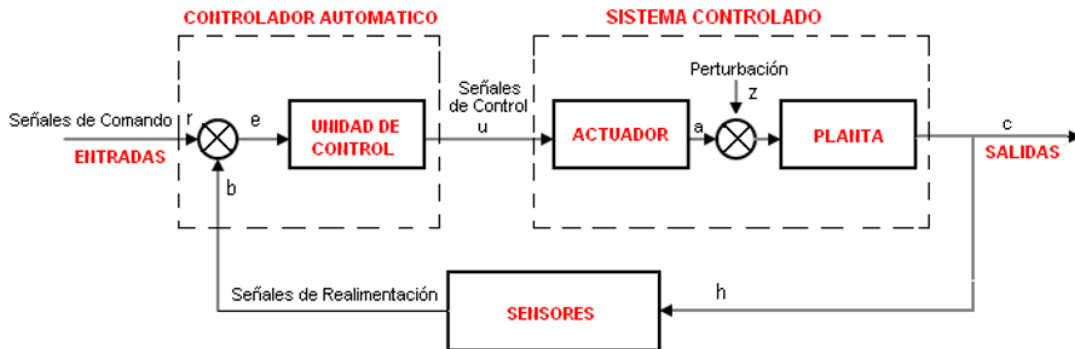
Un control automático compara el valor real de salida de una planta con la entrada de referencia (el valor deseado), determina la desviación y produce una señal de control que reducirá la desviación a cero o a un valor pequeño. La manera en la cual el controlador automático produce la señal de control se denomina acción de control.

5.1. REPRESENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL

En todo sistema de control existen relaciones matemáticas que pueden ser representadas por medio de diagramas de bloques. La ventaja principal de estos diagramas consiste en representar de una forma práctica lo que ocurre en el sistema, en lugar de observar formulaciones netamente matemáticas relacionadas con el sistema de control.

Los diagramas de bloques son una forma sencilla de mostrar las relaciones funcionales, o ecuaciones de transferencia de los diversos componentes y revela el funcionamiento del sistema más fácilmente que la observación directa del propio sistema físico. Un aspecto importante del diagrama de bloques, es la posibilidad de apreciar la similitud entre diferentes tipos de sistemas, permitiendo con ello observar cómo, sistemas físicos aparentemente distintos, pueden ser analizados con las mismas técnicas y que sistemas, aparentemente sin relación, pueden ser representados por el mismo diagrama de bloques. La figura 33 representa el diagrama de bloques de un sistema de control típico. La salida C, señal que se pretende controlar, se realimenta a un punto, donde se le compara con la entrada de referencia R, señal deseada para el sistema.

Figura 33. Diagrama de bloques



Fuente: Centeno Oscar, Cepeda Freddy. Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante.

Como se observa en la figura 33, se pueden distinguir dos elementos significativos los cuales son: el controlador automático, que es quien realiza la acción de control y recibe la señal de error. Sistema controlado, que está comprendido por el elemento actuador y la planta. La terminología empleada en los diagramas de bloques es la siguiente:

- r: Señal de referencia o Set Point (SP)
- e: Señal de error
- b: Señal de retroalimentación o Variable del Proceso (PV)
- u: Señal de control o Variable de control (CV)
- a: Señal accionadora
- z: Señal de perturbación
- c: Señal de salida
- h: Señal de retroalimentación de perturbación

5.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

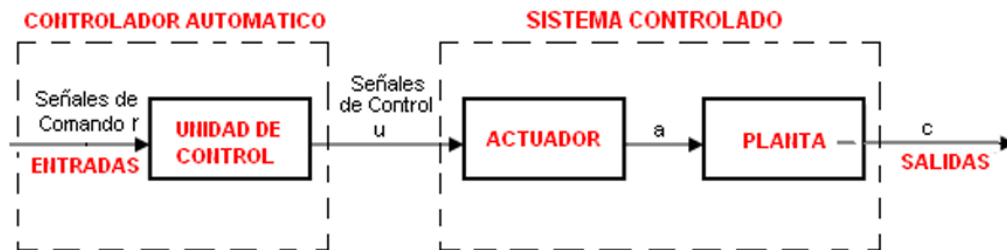
Retomando la definición de sistema de control: conjunto de componentes físicos conectados de tal manera que pueda regularse a sí mismo o a otro sistema. Se pueden distinguir varias clasificaciones posibles en los sistemas de control, en función de una serie de criterios. Una de ellas se realiza o vienen dadas en función de la forma general del diagrama de bloques del sistema.

Así se tendrían los sistemas de control en lazo abierto en los que no existe cadena de realimentación y sistemas de control en lazo cerrado, en los que sí existe.

5.2.1. Sistema de lazo abierto

El control de lazo abierto se caracteriza porque la salida no tiene efecto sobre la acción de control, además porque la salida ni se mide ni se retroalimenta. Esto quiere decir que para un comando dado se tiene una salida o condición de operación y cualquier condición externa al sistema afectará su operación y por consecuencia la salida.

Figura 34. Representación sistema de lazo abierto

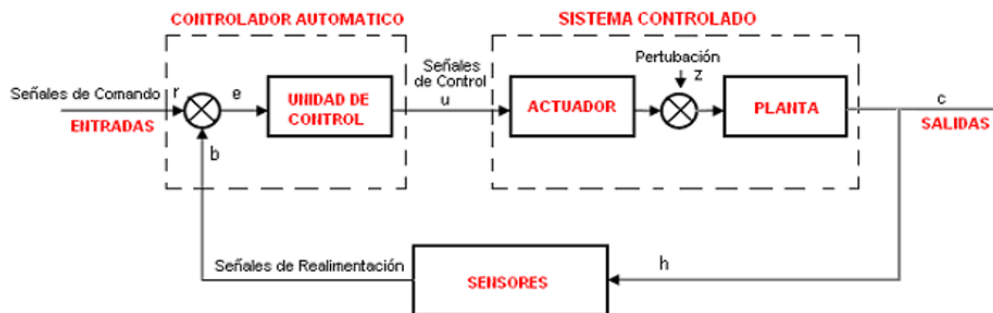


Fuente: Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante.

5.2.2. Sistema de lazo cerrado

Un sistema de control de lazo cerrado es aquel en que la señal de salida tiene efecto directo sobre la acción de control, esto es, son sistemas de control realimentado. La señal de error actuante, que es la diferencia entre la señal de entrada y la de realimentación (que puede ser la señal de salida o una función de la señal de salida y sus derivadas), entra al detector o controlador para reducir el error y llevar la salida del sistema al valor deseado. La figura 35, muestra la relación entrada-salida de un sistema de control de lazo cerrado. En la mayoría de los casos suele modelarse el sistema de forma que la señal de salida llega directamente al controlador, sin que el elemento de medida influya en la misma (realimentación unitaria), por ejemplo incluyéndolo en la cadena directa y tomando como variable controlada la salida del mismo.

Figura 35. Representación sistema de lazo cerrado



Fuente: Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante.

5.3. ACCIONES BÁSICAS DE CONTROL

El controlador tiene dos tareas en el lazo cerrado que están naturalmente unidas. Una es la de asegurar que la variable controlada c reaccione a las alteraciones en la variable de comando r tan rápido y exacto como sea posible; con la variable de comando constante, la variable controlada debe ser equivalente a la variable de

comando sin compensación. Por otro lado, el controlador debe mantener al mínimo los efectos perturbadores externos que actúan sobre la variable controlada.

El controlador recibe la diferencia entre la variable de comando y la variable de retroalimentación formada por el comparador como una señal de entrada. Esta diferencia siempre existe cuando el circuito de control está desbalanceado; ya sea como resultado de un cambio en la variable de comando o debido a la influencia de una variable perturbadora. La variable debe ser cero en condiciones de estado estable y si el controlador está operando apropiadamente.

5.3.1. Controlador PID

El control PID es un mecanismo de control que a través de un lazo de retroalimentación permite regular la velocidad, temperatura, presión y flujo entre otras variables de un proceso en general.

El algoritmo del control PID consiste de tres parámetros distintos: el proporcional, el integral, y el derivativo. El valor proporcional depende del error actual. El integral depende de los errores pasados y el derivativo es una predicción de los errores futuros. La suma de estas tres acciones es usada para ajustar al proceso por medio de un elemento de control como la posición de una válvula de control o la potencia suministrada a un calentador.

Cuando no se tiene conocimiento del proceso, históricamente se ha considerado que el controlador PID es el controlador más adecuado. Ajustando estas tres variables en el algoritmo de control del PID, el controlador puede proveer una acción de control diseñado para los requerimientos del proceso en específico. La respuesta del controlador puede describirse en términos de la respuesta del control ante un

error, el grado el cual el controlador sobrepasa el punto de ajuste, y el grado de oscilación del sistema. Nótese que el uso del PID para control no garantiza control óptimo del sistema o la estabilidad del mismo.

Tabla 3. Ventajas y desventajas de cada acción de control PID.

Tipo de Control	Ventajas	Desventajas
Proporcional (P)	Si aumenta K_p la respuesta se hace más rápida y disminuye el error en estado estacionario.	Si existe ruido a la salida, este será amplificado gracias al aumento del K_p . Puede provocar oscilación.
Integral (I)	Cuando se agrega K_i se asegura un error en estado estable pequeño. Asegura robustez y minimiza la presencia de ruido.	Puede que gracias a su acción la respuesta se vuelva lenta y/o oscilatoria
Derivativo (D)	Con K_d el sistema responde más rápidamente.	Puede maximizar el ruido, debido a su sensibilidad ante él. Nunca puede aplicarse sola porque descontrola el sistema.

Fuente: Ogata Katsuhiko. Ingeniería de control moderna.

5.3.2. Controlador LQR

Las siglas LQR indican control óptimo cuadrático, es una acción de control moderno multivariable que se caracteriza por su robustez tanto en tiempo discreto como en tiempo continuo. Se dice que es una estrategia de control óptima ya que se procura

la operación del sistema dinámico al menor costo, es decir que los ajustes del controlador proporcional se encuentran usando un algoritmo matemático que minimiza la función de coste o desviaciones no deseadas.. En primera instancia es necesario disponer de las ecuaciones de estado del sistema proceso o planta que se desea controlar las cuales son de la forma:

$$[\dot{x}] = [A][x] + [B][u]$$

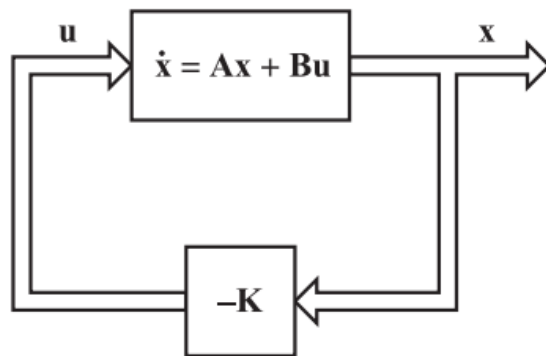
$$[y] = [C][x] + [D][u]$$

La ley control LQR responde en esencia a una acción de control proporcional como se ve en (1), debe determinarse con cálculos matemáticos los componentes de la matriz (2) que representa las constantes del control proporcional.

$$u = -[k(t)][x(t)] \quad (1)$$

$$[k(t)] = [R^{-1}][B^T][P(t)] \quad (2)$$

Figura 36. Sistema regulador óptimo.



Fuente: Ogata Katsuhiko. Ingeniería de control moderna.

El control LQR se calcula minimizando la función de coste J según (3), la cual tiene una expresión que se suma cuando el proceso que se controla no es de régimen permanente, es decir cuando no es controlable ni observable, sin embargo en este caso no se presenta esta expresión debido a que la planta (Sistema hidráulico) es observable y controlable como más adelante se demostrará. Se habla de un proceso en régimen permanente cuando existe una única matriz de control óptimo $[k(t)]$ tal que pueda estabilizar al sistema en lazo cerrado con (1).

$$J = \int_0^{\infty} [x^T Q x + R u^T(t)] dt \quad (3)$$

En (2), $[P(t)]$ es la matriz de la ecuación de Ricatti que se halla según (4).

$$[A]^T [P] + [A][P] + [Q] - [P][B][R]^{-1}[B]^T [P] = 0 \quad (4)$$

La ecuación de Ricatti (4) puede resolverse solo si el sistema es controlable y observable, por lo tanto antes de aplicar la ley de control LQR, debe comprobarse que el proceso a controlar cumpla con estas dos condiciones y así también se garantiza la existencia de la matriz (2) de control óptimo.

El control LQR presenta una sensibilidad menor o igual 1 la cual es una cifra reducida que le proporciona robustez, es óptimo para la J (ver (3)) definida por el diseñador, tiene amplios márgenes de fase y ganancia y amplia tolerancia a la reducción de la ganancia.

Una vez definidas las matrices $[Q]$ (matriz de error ponderado) y $[R]$ (matriz ponderada de control) se determina la función de coste (3) y luego con la técnica LQR se minimiza J a partir de las variables de control.

Se va a implementar estos dos tipos de controles en la hidrottransmisión y de acuerdo a los resultados se hará una comparación de desempeño de los controladores.

5.4. DISEÑO DE CONTROLADORES

El propósito del control en la transmisión hidráulica es mantener la velocidad del motor constante sin importar la perturbación del sistema que en este caso es el ruido de la velocidad de la bomba ocasionada por la inconsistencia del viento.

Para obtener la respuesta real del sistema hay que realizar pruebas experimentales para determinar los coeficientes de las funciones de transferencias y realizar el control. Para esta tesis no se tiene datos experimentales por lo que se decidió tomar datos experimentales obtenidos de tesis y artículos con hidrottransmisiones como herramienta para determinar y visualizar la respuesta del sistema.

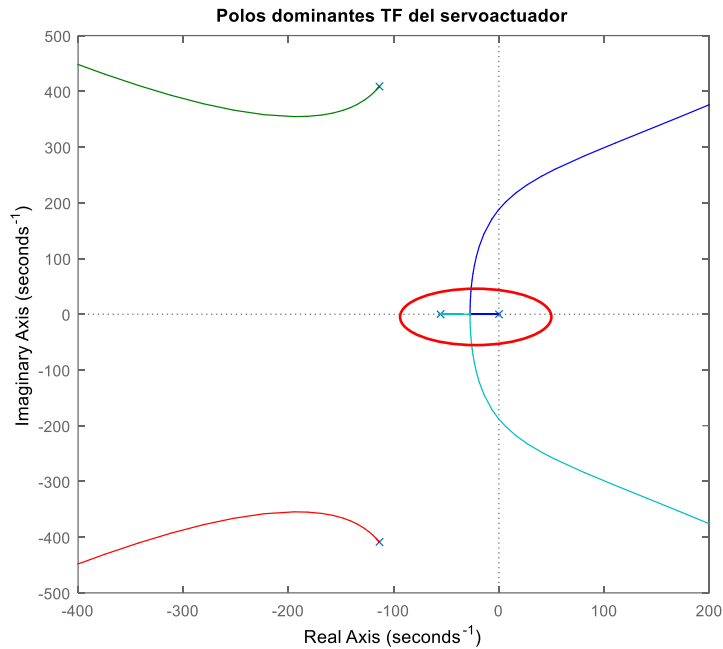
Se implementaron dos sistemas de control, uno clásico (PID) y otro (LQR), para realizar la comparación obteniendo tiempos de respuesta, error en estado estable, máximo sobreimpulso etc., y observar las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

5.4.1. Control PID

La función de transferencia $G(s) = \frac{\theta}{V} = \frac{30.8 \cdot 10^7}{s(s+55.55)(s^2+227.27s+1.8 \cdot 10^5)}$ del subsistema servoválvula-pistón calculada a partir de los parámetros definidos para obtener una aproximación a la respuesta del sistema.

Resulta entonces un sistema de cuarto orden, al cual es necesario hacerle una reducción de dos orden. Los polos dominantes son los dos que se encuentran encerrados en rojo en la siguiente figura:

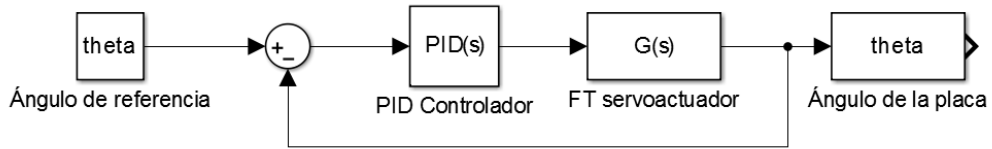
Figura 37. Raíces de la TF servoactuador.



Al estar los polos conjugados a 113,64 unidades del cero, se puede despreciar su acción de respuesta. Se debe calcular entonces una nueva ganancia para el sistema reducido; esta se calcula como el cociente de la ganancia actual sobre la constante del polinomio descartado. La función reducida es:

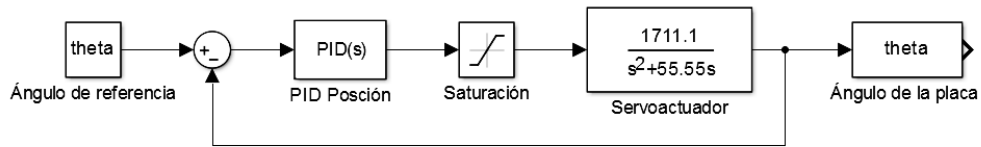
$$G(s) = \frac{1711.1}{s(s + 55.55)}$$

Figura 38. Diagrama de bloques de la servoválvula-pistón en lazo cerrado.



Se realiza el diagrama de bloques con la función de transferencia del servoactuador y el controlador PID, se incluye un saturador para delimitar la salida del sistema de adquisición de datos que está comprendido entre -10 y 10 [V].

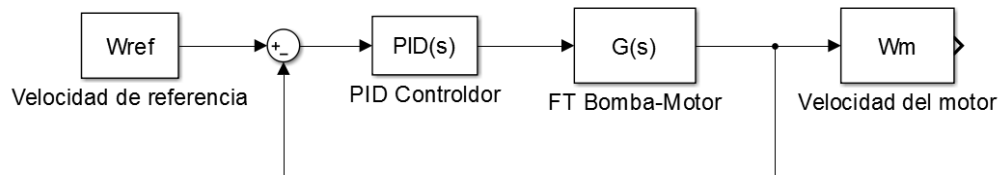
Figura 39. Diagrama de bloques control PID de posición.



Para realizar el control de velocidad se calculó la función de transferencia a partir de los parámetros de operación definidos anteriormente.

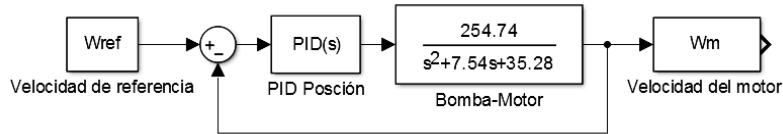
$$G(S) = \frac{254.74}{s^2 + 7.54s + 35.28}$$

Figura 40. Diagrama de bloques bomba-motor en lazo cerrado.



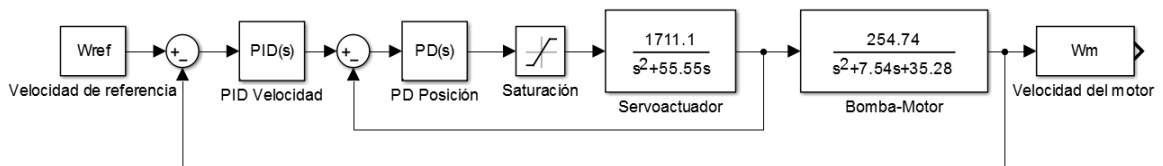
Se realiza la configuración de bloques con la función de transferencia bomba-motor y el controlador PID, verificando que el ángulo de la placa esté entre 0 y 29°.

Figura 41. Diagrama de bloques control PID de velocidad



Teniendo los modelos cuantificados, se procede a integrarlos ambos en un modelo global. En el modelo global hay que tener en cuenta que contiene dos controladores (uno para cada subsistema). De modo que el diagrama de bloques general es:

Figura 42. Diagrama de bloques del sistema global con lazo cerrado.



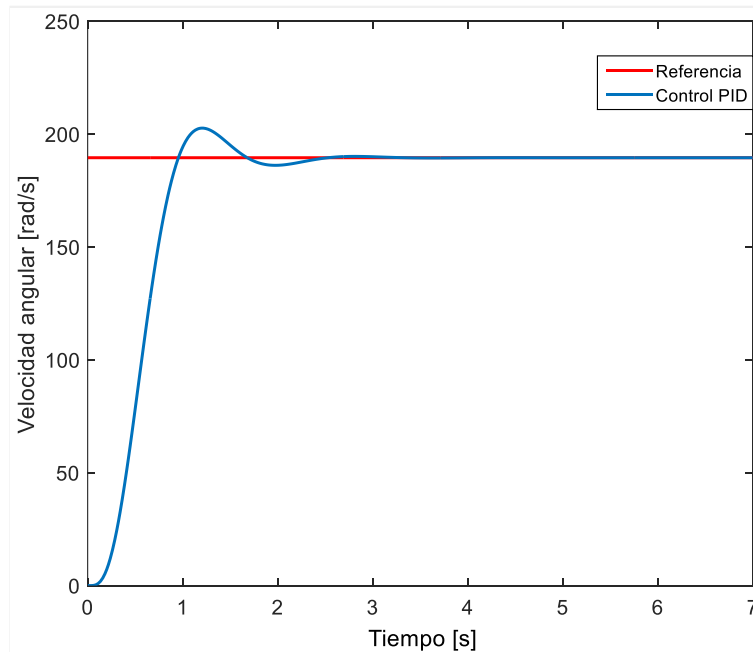
Para el proceso de sintonización se aplicó la regla de sintonización de Ziegler-Nichols pero se llegó a unos valores de K_p y K_i , los cuales no cumplieron con la expectativa deseada. Por lo tanto se decide utilizar la herramienta de simulink “Controlador PID” cuyo bloque tiene una opción llamada “Tune” el cual linealiza la planta y diseña el controlador dando las constantes recomendadas y donde se puede modificar las rapidez de la respuesta y la robustez del controlador. Realizando este procedimiento se obtiene las constantes de los controladores para los subsistemas servoactuador y bomba-motor respectivamente:

$$K_p=0.96573, K_i=0, K_d=0.00512$$

$$K_p= 0.000001274, K_i= 0.26103, K_d=0$$

Realizando la simulación para una velocidad angular de referencia de 189.54 rad/s (velocidad requerida el eje del motor) se obtiene:

Figura 43. Respuesta transitoria de la hidrotransmisión con control PID



5.4.2. Control LQR

El método de control LQR, es la solución óptima a un problema de minimización con lo cual asegura la estabilidad del sistema en lazo cerrado, además su cómputo es fácil. El caso donde la dinámica del sistema se describe mediante un conjunto de ecuaciones diferenciales lineales y el costo se describe mediante una función cuadrática se denomina problema LQ.

La función LQR permite elegir dos parámetros, R y Q, que balancean la importancia relativa de la entrada y el estado en el costo que se pretende optimizar. Para la aplicación de esta estrategia de control es necesario la representación en espacios

de estado del sistema para poder determinar la matriz de ganancias de retroalimentación.

La representación por matrices de las variables de estado parte de las ecuaciones diferenciales que describen la dinámica del sistema, o en su defecto teniendo la función de transferencia se puede realizar la conversión a espacios de estados.

Aplicando la matemática necesaria y utilizando la forma canónica de variables de estado, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones en forma matricial.

Para el sistema global, la representación en espacios de estado es:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -55.55 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 254.74 & -7.54 & -5.28 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1711.1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [u(t)]$$

$$y = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 1] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + [0][u(t)]$$

Donde el vector de estado y la entrada representan, respetivamente:

X₁=Velocidad de la placa

X₂= Posición de la placa

X₃=Aceleración del motor

X₄= Velocidad del motor

U(t)=Tensión de la servoválvula

Se inicia con la comprobación de observabilidad y controlabilidad para determinar si es viable la aplicación del control LQR a la hidrotensión, si alguno de los dos parámetros no se cumple no será posible controlar la planta mediante un control LQR. La determinación de observabilidad y controlabilidad se efectúa a partir del teorema de Cayley Hamilton.

5.4.2.1. Controlabilidad

Un sistema controlable es aquel que converge a una referencia en un tiempo finito, es decir que sin importar cuál sea su estado actual en algún momento la respuesta se estabilizará en un punto definido. Si se aplica una acción de control cualquiera, esta tendrá la capacidad de llevar los estados del proceso a un valor de referencia en un lapso de tiempo finito, se sabe que los estados son afectados por las entradas y por lo tanto el control se efectúa manipulando las entradas.

Entonces si un proceso es controlable debe existir una función de entrada o control capaz de lograr que los estados del sistema cambien de un valor a otro en un tiempo determinado, hay un acople entre las entradas y estados todos los estados deben ser afectados por las entradas.

Para comprobar controlabilidad se puede establecer que el rango de la matriz de controlabilidad coincida con el orden del sistema donde A y B son las matrices de estado y n es el orden; con esto se garantiza que en el comportamiento dinámico del sistema no exista un punto en el que se torne inestable.

$$MAB = [B \ AB \ A^2B \ \dots \ A^{n-1}B]$$

Sí el rango de matriz de controlabilidad es igual al número de filas de la matriz de estado (n) el sistema es completamente controlable. Utilizando el comando de matlab se obtiene:

$$MAB=[ctrb(A,B)]$$

$$\text{rank}(MAB)$$

5.4.2.2. Observabilidad

Un proceso es observable cuando los estados pueden ser determinados a partir de las salidas en cada instante de tiempo, es decir hay un acople entre estados y salidas. En caso de que un proceso sea no observable, con la información de las salidas no es posible conocer de manera precisa y completa el comportamiento del sistema. Se puede comprobar observabilidad sabiendo que el rango de la matriz coincide con el orden n del sistema.

$$MAC \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix}$$

Sí el rango de matriz de observabilidad es igual al número de filas de la matriz de estado (n=4) el sistema es completamente controlable. Utilizando el comando de matlab se obtiene:

$$MAC=[obsv(A,C)]$$

$$\text{rank}(MAC)$$

Como el sistema es de estado completamente controlable y observable se puede afirmar que cumple las condiciones y sí se puede diseñar el controlador LQR.

5.4.2.3. ¿Cómo elegir adecuadamente las matrices Q y R?

En el controlador LQR, las matrices de peso Q y R se convierten en los parámetros de diseño. La matriz Q es la matriz de peso para los estados intermedios y la matriz R es la matriz de peso para la acción de control del sistema. Las matrices Q y R determinan la importancia relativa del error y del coste de esta energía.

Hay algunos parámetros que deben tomarse en cuenta para seleccionar las matrices Q y R, sin embargo no existe una regla determinada para hacerlo, además la estrategia LQR tiene la ventaja de que independientemente de la selección de Q y R sigue siendo capaz de estabilizar al sistema porque es un control robusto.

Algunos parámetros que suelen seguirse para seleccionar estas matrices son:

- Los valores deben ser siempre positivos o 0.
- Debe conocerse muy bien el comportamiento dinámico de la planta.
- Con frecuencia se escoge Q y R diagonales asignando valores grandes a las variables que se quieran minimizar.
- Si Q contiene valores grandes, la exigencia al control será mayor.
- Q debe ser positiva semidefinida, es decir que cumpla con $Q = Q^T \geq 0$.
- R debe ser positiva definida, es decir que cumpla con $R = R^T > 0$.
- Si R contiene valores grandes, se incrementa la influencia de las acciones de control sobre la planta.

Desafortunadamente no existen métodos analíticos que permitan al diseñador definir los valores que configuran dichas matrices, no existe más opción que proponer unas matrices Q y R, calcular el controlador y comprobar el comportamiento del sistema en lazo cerrado mediante simulación. En función de los resultados, se modifican los valores de las matrices, se recalcula el controlador y se

simula de nuevo. Este proceso se repite el número de veces necesario hasta llegar al comportamiento específico del sistema.

Una vez definidas las matrices Q y R se determina la función de coste y luego con la técnica LQR se minimiza J a partir de las variables de control. La matriz de ganancia se puede determinar con el comando de Matlab:

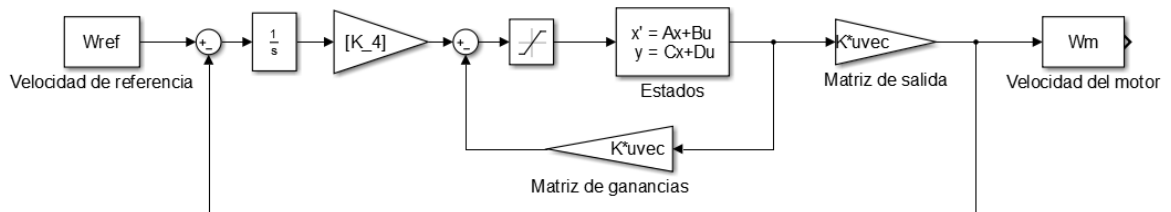
$$K=lqr(A, B, Q, R)$$

Se proponen unas matrices Q y R para diseñar el controlador, por prueba y error se llegan a unas matrices que cumplen con los requisitos del sistema en lazo cerrado.

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1e3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2e4 \end{bmatrix}; \quad R = [100]$$

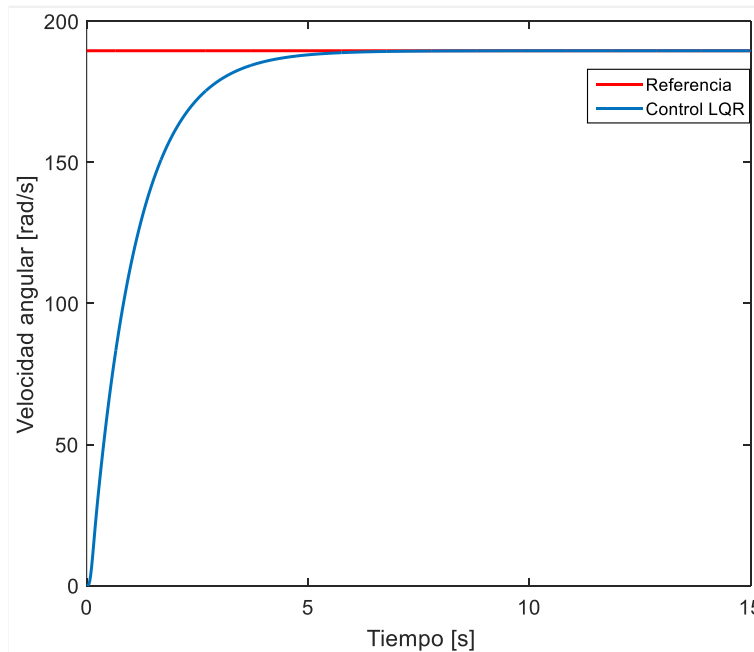
Debido a que con el control LQR el sistema presenta un considerable error en estado estable se procede a agregar un integrador, el cual mitiga dicho error aunque vuelve la respuesta del sistema un poco más lenta pero esto se puede ajustar modificando las matrices Q y R.

Figura 44. Diagrama de bloques del control LQR



Realizando la simulación para una velocidad angular de referencia de 189.54 rad/s (velocidad requerida el eje del motor) se obtiene:

Figura 45. Respuesta transitoria con control LQR.

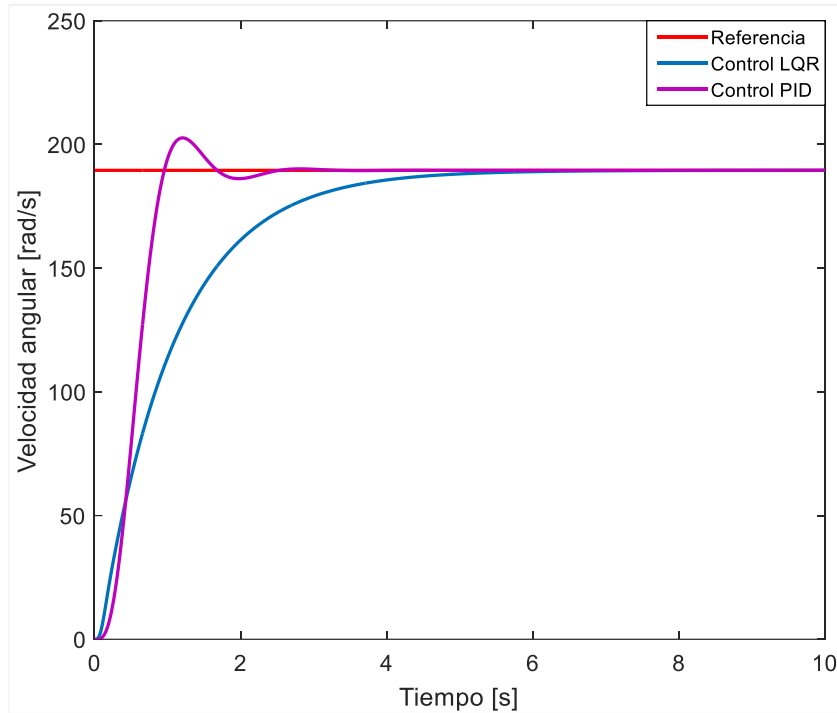


La diferencia entre la topología del control LQR con respecto a la del control PID, se hace muy evidente al momento de implementarlos usando Simulink. Mientras el primero requiere de una matriz de ganancias para la retroalimentación de los estados, en el PID solo se necesitan las constante que corresponden a cada una de las acciones de control que lo compone.

Tabla 4. Cuadro comparativo del resultado del desempeño de los controladores.

Tipo de controlador	Tiempo de retardo	Tiempo de levantamiento	Tiempo pico	Sobrepico máximo	Tiempo de asentamiento
PID	0.562 s	1 s	1.2 s	3.7 %	4 s
LQR	0.861 s	7.6 s	7.6 s	0 %	6 s

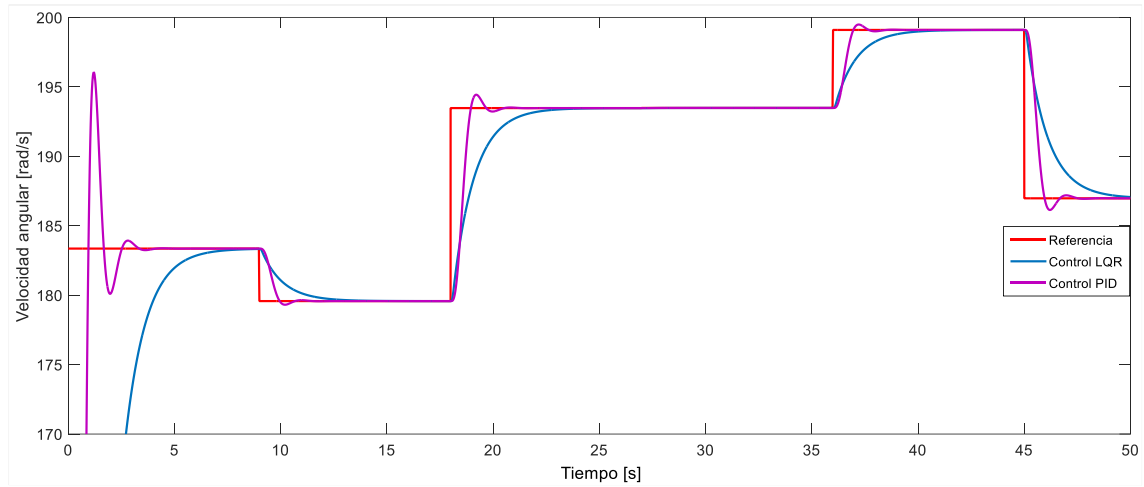
Figura 46. Respuesta dinámica Control PID Vs Control LQR



Implementando los controladores y comparando las mejores respuestas transitorias del sistema se aprecia que el controlador PID tiene un tiempo de respuesta y un tiempo de asentamiento mayor, es decir, que es más lento y tiene un sobrepico menor, mientras que el controlador LQR presenta un sobrepico menor y tiene un tiempo de respuesta y un tiempo de asentamiento menor, o sea es más rápido.

Para probar los controladores se incluirá como perturbación un ruido blanco de baja frecuencia utilizando la señal “uniform random number” de simulink de magnitud ± 100 rpm con un tiempo de muestreo de 9 segundos en la entrada de referencia del sistema.

Figura 47. Respuesta dinámica de los controladores con perturbación de ruido



La respuesta del sistema con control LQR presenta mejor desempeño comparando el sobrepico máximo aunque demora un poco más de tiempo en estabilizarse comparado con el control PID.

6. MODELO DEL GENERADOR DE JAULA DE ARDILLA

La mayoría de turbinas eólicas del mundo utilizan un generador asíncrono trifásico, también llamado generador de inducción, para generar corriente alterna. Fuera de la industria eólica y de las pequeñas unidades hidroeléctricas, este tipo de generadores no está muy extendido. Una tercera parte del consumo mundial de electricidad es utilizado para hacer funcionar motores de inducción que muevan maquinaria en fábricas, bombas, ventiladores, compresores, elevadores, y otras aplicaciones donde se necesita convertir energía eléctrica en energía mecánica.⁶ Otra de las razones para la elección de este tipo de generador es que es muy fiable, y comparativamente no suele resultar caro. Este generador también tiene propiedades mecánicas que lo hace especialmente útil en turbinas eólicas (el deslizamiento del generador, y una cierta capacidad de sobrecarga).

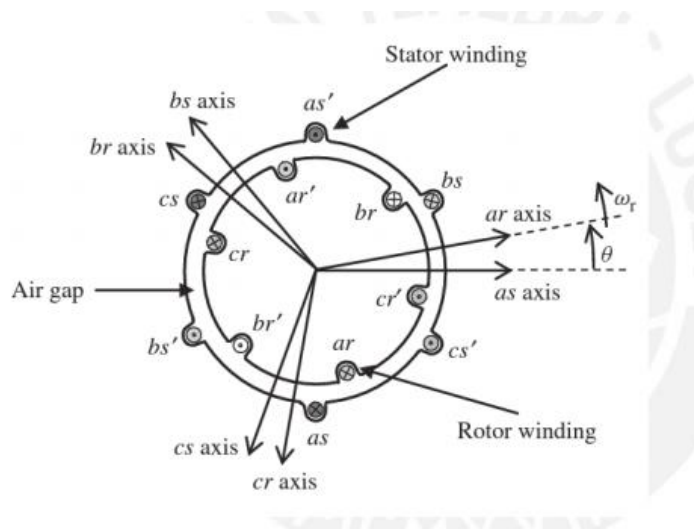
En un generador asíncrono, el estator debe estar magnetizado por la red antes de funcionar. Sin embargo, se puede hacer funcionar un generador asíncrono de forma autónoma si se le provee de condensadores que le suministren la corriente magnetizante necesaria para crear un pequeño torque de excitación. También es preciso que haya algo de remanencia en el hierro del rotor, es decir, algo de magnetismo restante, cuando se ponga en marcha la turbina (en caso contrario, necesitará una batería y electrónica de potencia, o un pequeño generador diesel, para arrancar el sistema).

El generador de jaula de ardilla, es un generador de inducción o asíncrono, está formado 3 devanados en el estator a_s , b_s , c_s , separados entre sí por 120° , el rotor

⁶DANISH WIND INDUSTRY ASSOCIATION. Generadores asíncronos (o de inducción). [En línea]. (Recuperado en 24 de Noviembre de 2017). Disponible en: <http://www.windpower.org>

está compuesto de 3 devanados a_r , b_r , c_r , el rotor consiste de una serie de barras de cobre, las cuales son cortocircuitadas en cada extremo mediante el uso de unos anillos. Puede considerarse que el rotor adopta la misma distribución y número de par de polos N , que el estator. El ángulo θ es el ángulo relativo entre los ejes del rotor y el estator.

Figura 48. Diagrama esquemático de la máquina de inducción



Fuente: Wind Energy Generation Systems: Modelling and Control 2009.

Se define w_s como la velocidad eléctrica del estator o velocidad de sincronismo, w_r como la velocidad eléctrica del rotor, w_m es la velocidad mecánica de rotación del generador.

$$w_s - w_m = w_r$$

Se define el deslizamiento S , como la relación entre la velocidad eléctrica del rotor y la velocidad eléctrica del estator.

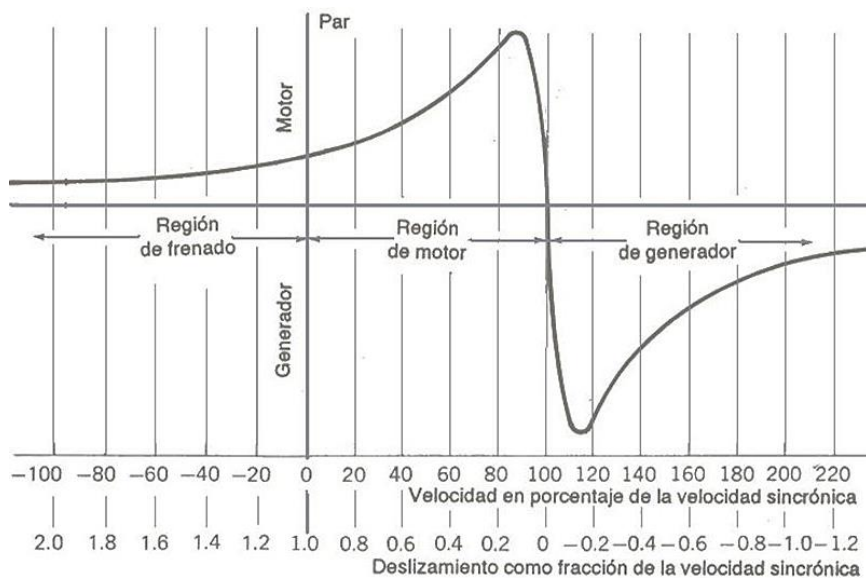
$$S = \frac{w_r}{w_s} = \frac{w_s - w_m}{w_s}$$

Para que la máquina de inducción trabaje en la región de generador, la velocidad eléctrica de rotación debe ser mayor que la velocidad de sincronismo (s negativo).

Teniendo en cuenta lo anterior, se debe controlar que la velocidad mínima producida por la transmisión hidrostática, sea mayor a la de sincronismo ya que si es igual o menor, la generación eléctrica será nula o el dispositivo empezará a funcionar como motor. En caso de que el dispositivo de generación empiece a trabajar como motor, se debe usar un interruptor para desconectar éste inmediatamente de la red para prevenir daños.

La figura 49 muestra la relación entre el torque eléctrico y el deslizamiento, se observa que para valores negativos del deslizamiento el torque es negativo.

Figura 49. Curva Par Vs Deslizamiento de una máquina de inducción

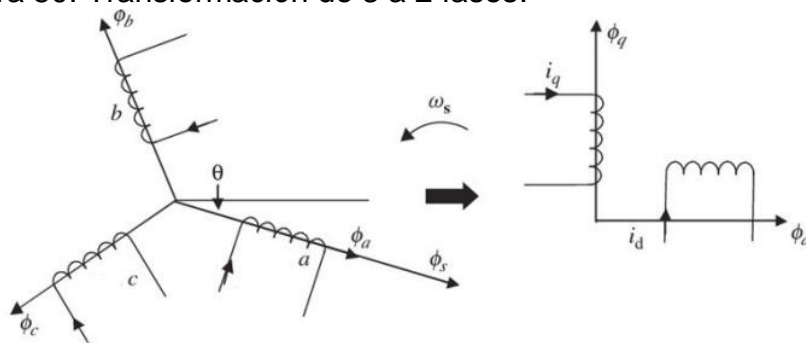


Fuente: Adaptado de Wind Energy Generation Systems: Modelling and Control

6.1. TRANSFORMADA DE PARK

Para facilitar el análisis del sistema se realiza una transformación de Park de tres fases: a, b, c a dos fases d, q, el eje d está alineado con la posición del campo del rotor y forma 90° con el eje q.

Figura 50. Transformación de 3 a 2 fases.



Fuente: Adaptado de Wind Energy Generation Systems: Modelling and Control.

Las ecuaciones de la transformación de Park son:

$$\begin{bmatrix} V_{sd} \\ V_{sq} \\ V_0 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix}$$

Matriz de transformación T:

$$T = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos \theta & \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ -\sin \theta & -\sin \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & -\sin \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

Matriz de transformación inversa:

$$T^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 1 \\ \cos\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & 1 \\ \cos\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) & 1 \end{bmatrix}$$

Se consideran tres señales de voltaje desfasadas 120°, con voltajes línea neutro V_a , V_b , V_c , simuladas en simulink:

$$V_{max} = V_{rms} \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}$$

$$V_a = V_{max} \cos(\omega t)$$

$$V_b = V_{max} \cos(\omega t - 120^\circ)$$

$$V_c = V_{max} \cos(\omega t + 120^\circ)$$

Todas las ecuaciones que modelan el generador de jaula de ardilla en el marco de rotación dq, que fueron obtenidas de las referencias (Yu Zou, et al, 2010) y (Trilla L, et al, 2010).

Las ecuaciones que modelan el generador de jaula de ardilla y relacionan los campos electromagnéticos del estator y el rotor en función de las corrientes del estator y rotor en el marco de rotación dq son las siguientes:

$$\psi_{sd} = L_s i_{sd} + L_m i_{rd}$$

$$\psi_{sq} = L_s i_{sq} + L_m i_{rq}$$

$$\psi_{rd} = L_r i_{rd} + L_m i_{sd}$$

$$L_r = L_{rr} + L_m$$

$$L_r = L_{rr} + L_m$$

Donde:

Ψ_{sd} : Campo electromagnético en el estator d

Ψ_{sq} : Campo electromagnético en el estator q

Ψ_{rd} : Campo electromagnético en el rotor d

Ψ_{rq} : Campo electromagnético en el rotor q

i_{sd} : Corriente en el estator d

i_{sq} : Corriente en el estator q

i_{rd} : Corriente en el rotor d

i_{rq} : Corriente en el rotor q

L_{rr} : Inductancia en el rotor

L_r : Inductancia total en el rotor

L_{ss} : Inductancia en el estator

L_s : Inductancia total en el estator

L_m : Inductancia mutua

Las ecuaciones del sistema eléctrico del estator y rotor en el marco de rotación dq, los voltajes en el rotor u_{rd} , u_{rq} son nulos por tratarse de un generador jaula de ardilla.

$$\frac{d\psi_{sd}}{dt} = u_{sd} - R_s i_{sd} + w_s \psi_{sq}$$

$$\frac{d\psi_{sq}}{dt} = u_{sq} - R_s i_{sq} + w_s \psi_{sd}$$

$$\frac{d\psi_{rd}}{dt} = (w_s - w_m)\psi_{rq} - R_r i_{rd}$$

$$\frac{d\psi_{rq}}{dt} = -(w_s - w_m)\psi_{rd} - R_r i_{rq}$$

U_{sd} : Voltaje en el estator d [V]

U_{sq} : Voltaje en el estator q [V]

R_s : Resistencia en el estator [Ω]

R_r : Resistencia en el rotor [Ω]

w_s : Velocidad de rotación del estator [rad/s]

w_m : Velocidad eléctrica de rotación [rad/s]

Es posible obtener las corrientes del estator y rotor en función de los campos del estator y rotor.

$$i_{sd} = \frac{L_r \psi_{sd} - L_m \psi_{rd}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$i_{sq} = \frac{L_r \psi_{sq} - L_m \psi_{rq}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$i_{rd} = \frac{L_s \psi_{rd} - L_m \psi_{sd}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$i_{rq} = \frac{L_s \psi_{rq} - L_m \psi_{rd}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

Reemplazando las ecuaciones de corriente en función del campo electromagnético del rotor y estator en el marco de rotación dq.

$$\frac{d\psi_{sd}}{dt} = u_{sd} - \frac{R_s L_r \psi_{sd}}{(L_s L_r - L_m^2)} + w_s \psi_{sq} + \frac{R_s L_m \psi_{rd}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$\frac{d\psi_{sq}}{dt} = u_{sq} - w_s \psi_{sd} - \frac{R_s L_r \psi_{sq}}{(L_s L_r - L_m^2)} + \frac{R_s L_m \psi_{rq}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$\frac{d\psi_{rd}}{dt} = \frac{R_r L_m \psi_{sd}}{(L_s L_r - L_m^2)} - \frac{R_r L_s \psi_{rd}}{(L_s L_r - L_m^2)} + (w_s - w) \psi_{rq}$$

$$\frac{d\psi_{rq}}{dt} = \frac{R_r L_m \psi_{sq}}{(L_s L_r - L_m^2)} - (w_s - w) \psi_{rd} - \frac{R_r L_s \psi_{rq}}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

La representación en espacio de estado del generador jaula de ardilla:

$$\begin{bmatrix} \frac{d\psi_{sd}}{dt} \\ \frac{d\psi_{sq}}{dt} \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R_s L_r}{(L_s L_r - L_m^2)} & \frac{w_s}{R_s L_r} & \frac{R_s L_m}{(L_s L_r - L_m^2)} & 0 \\ -w_s & -\frac{R_s L_r}{(L_s L_r - L_m^2)} & 0 & \frac{R_s L_m}{(L_s L_r - L_m^2)} \\ \frac{R_r L_m}{(L_s L_r - L_m^2)} & 0 & -\frac{R_r L_s}{(L_s L_r - L_m^2)} & (w_s - w_m) \\ 0 & \frac{R_r L_m}{(L_s L_r - L_m^2)} & -(w_s - w_m) & -\frac{R_r L_s}{(L_s L_r - L_m^2)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_{rd} \\ \psi_{rq} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix}$$

Definiendo como constantes a, b, c, d y reemplazando en la representación de espacios de estado.

$$a = \frac{R_s L_r}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$b = \frac{R_s L_m}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$c = \frac{R_r L_m}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$d = \frac{R_r L_s}{(L_s L_r - L_m^2)}$$

$$L_s = L_{ss} + L_m$$

$$L_r = L_{rr} + L_m$$

$$\begin{bmatrix} \frac{d\psi_{sd}}{dt} \\ \frac{d\psi_{sq}}{dt} \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a & w_s & b & 0 \\ -w_s & -a & 0 & b \\ c & 0 & -d & (w_s - w_m) \\ 0 & c & -(w_s - w_m) & -d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_{rd} \\ \psi_{rq} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix}$$

$$P_g = (u_{sd} i_{sd} + u_{sq} i_{sq})$$

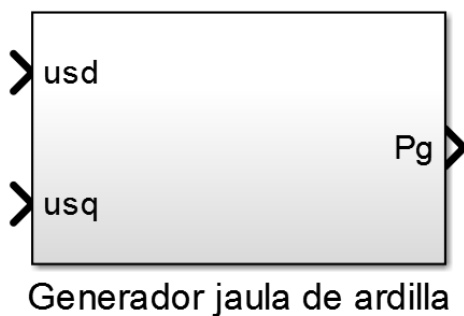
Para la simulación del generador asíncrono se realiza el diagrama de bloques en simulink conociendo las resistencias e inductancias del estator y rotor junto con la tensión eficaz de línea de 208 [V].

Gracias al control en la hidrotensión que se desarrolló anteriormente, la velocidad del eje del generador se define de 1810 rpm sin perder mucha exactitud en la potencia generada ya que el error de estado estable del control es prácticamente nulo.

El deslizamiento relativo del generador es aproximadamente 1% y se calcula a partir de la velocidad sincrónica de 1800 RPM y la velocidad del eje del generador del 1810 RPM. Con estos datos se puede obtener la potencia eléctrica de salida.

Se desarrolla el modelo del generador Jaula de ardilla en simulink ilustrado en la figura 51, se considera como entradas externas los voltajes en el estator U_{sq} , U_{sd} y entradas internas la velocidad angular del rotor y la velocidad sincrónica del generador, la salida es la potencia eléctrica generada.

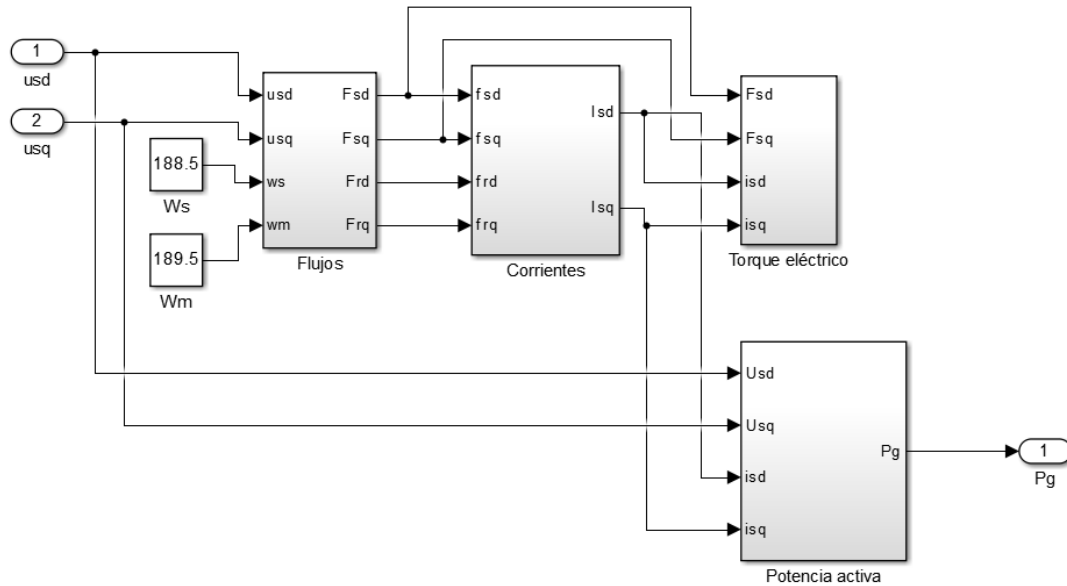
Figura 51. Modelo del generador jaula de ardilla.



Se utiliza una configuración en la cual el generador de inducción jaula de ardilla es conectado directamente a la red, el voltaje y la frecuencia en los terminales del generador son impuestos por la red. La configuración se muestra en la figura 52.

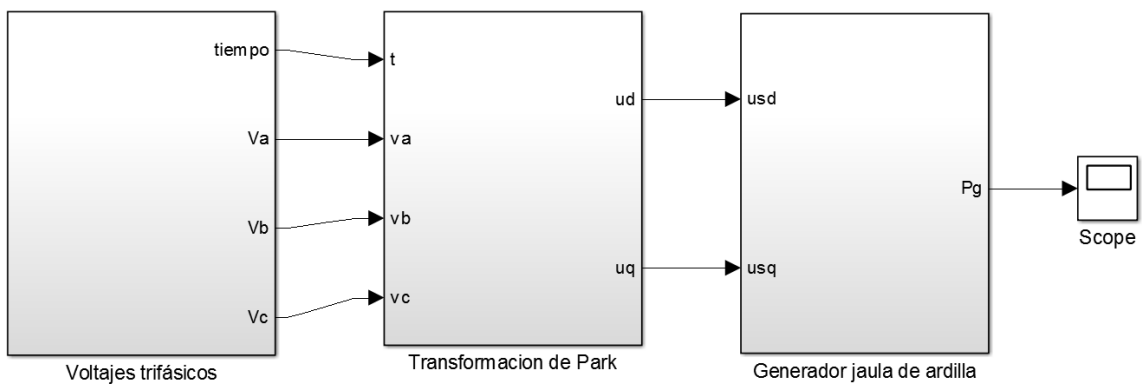
En la figura 52 se ilustra la configuración de los bloques utilizados para realizar la simulación del generador, debido a que el modelo es muy extenso se aglomera en subbloques para mayor organización en el espacio de trabajo de matlab.

Figura 52. Modelo detallado del generador.



Para el modelo del generador Jaula de ardilla de potencia nominal de 50 kW, se van a considerar los siguientes parámetros, obtenidos de la referencia (Macedo A.V.A, 2012).

Figura 53. Simulación del generador jaula de ardilla.



Al realizar la simulación en matlab se obtiene la respuesta del generador. En las figuras 54 y 55 se muestran las respuestas de la tensión trifásica y de la potencia eléctrica del generador.

Figura 54. Tensiones pico trifásicas del generador.

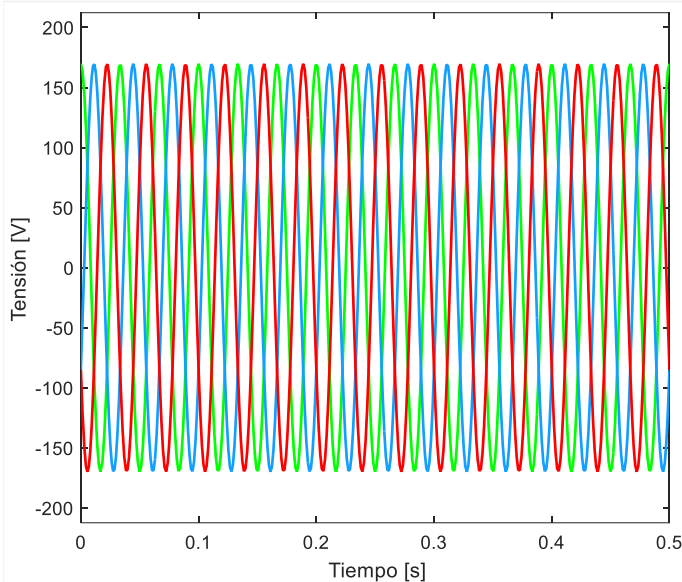
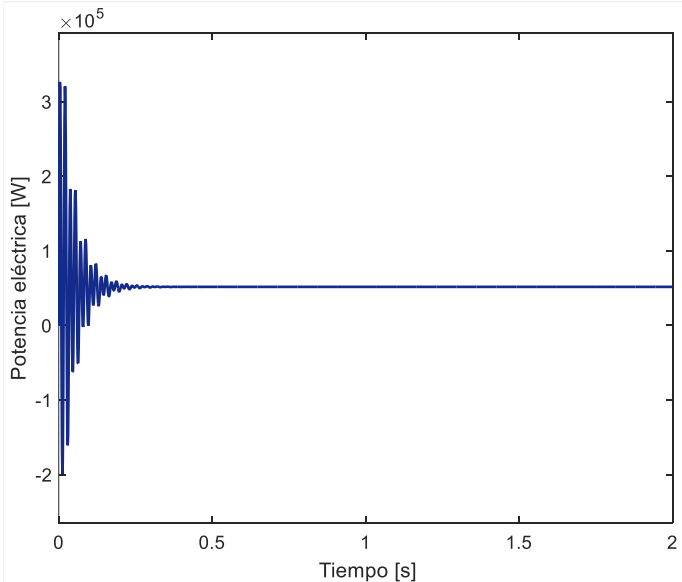


Figura 55. Respuesta de la potencia eléctrica.



7. ANÁLISIS DE LA PÉRDIDA DE POTENCIA

No toda la energía producida por los aerogeneradores termina en la red eléctrica. Esto se debe a la existencia de una serie de pérdidas energéticas que es necesario analizar para ver hasta qué punto se puede optimizar el diseño del aerogenerador.

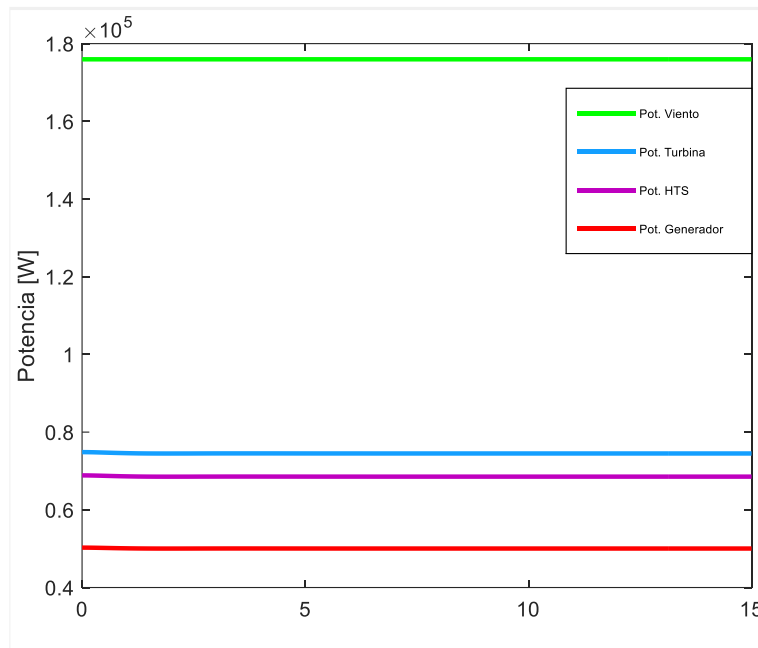
La eficiencia de una turbina eólica está limitada por el límite de Betz y se debe a las imperfecciones en el diseño aerodinámico de la turbina y pérdidas por carga aerodinámica en operación, también a las condiciones atmosféricas porque las palas están expuestas a la intemperie, y se manchan de polvo, insectos, hielo, etc, de manera que su superficie pierde propiedades aerodinámicas y baja su rendimiento.

En la caja multiplicadora las pérdidas se deben a la fricción entre las superficies en contacto y se puede reducir con la selección del tipo de engranajes acordes a la operación, y si los rodamientos y sellos tienen una buena precisión. En este estudio se toma una eficiencia del 95%.

La eficiencia hidráulica en términos del fluido hidráulico depende de varios factores y todos están relacionados con la viscosidad del fluido. Una baja viscosidad, debido a una incorrecta selección o por alta temperatura, da como resultado una pérdida de la eficiencia volumétrica, recalentamiento y desgaste. Una alta viscosidad, ocasionada por una incorrecta selección o bajas temperaturas, da como resultado una baja eficiencia mecánica, dificultad para el arranque y desgaste. En busca de obtener la mejor eficiencia posible es de suma importancia mantener la temperatura del aceite en el rango recomendado por el fabricante. En este estudio se calculó anteriormente la eficiencia del sistema hidráulico que es de 73%.

Para una velocidad de viento nominal de 9 [m/s] se grafica la pérdida de potencia en el aerogenerador hidráulico considerando las eficiencias del multiplicador y de la hidrotransmisión constantes. En la figura 56 se puede ver la pérdida de potencia en operación desde que la energía del viento es capturada y luego de pasar por las diferentes transformaciones hasta obtener energía eléctrica da como resultado que la eficiencia total del aerogenerador hidráulico es de aproximadamente 29,5% que se obtiene de multiplicar la eficiencia de la turbina eólica, por la eficiencia del multiplicador, por la eficiencia de la hidrotransmisión.

Figura 56. Pérdida de potencia en el aerogenerador en estado estable



Si se compara el tamaño de este aerogenerador con uno convencional es evidente que el aerogenerador hidráulico debe ser más grande porque su velocidad de viento nominal es de 9 [m/s], la pérdida en la transmisión debe ser compensada aumentando el radio de las aspas para obtener una potencia mayor por lo que el análisis económico del costo-beneficio es el factor principal.

8. CONCLUSIONES

- El modelo matemático de cada uno de los subsistemas que conforman el aerogenerador con accionamiento hidráulico y su respectiva implementación en Matlab Simulink abre un camino en la investigación sobre energía eólica en el país, tema que se ha investigado a profundidad en varios países de Europa debido a la necesidad de encontrar sistemas alternativos para la generación de energía eléctrica por las estrictas normas ambientales que los rigen.
- La idea de incorporar una transmisión hidráulica en los aerogeneradores ha surgido de la necesidad de reemplazar los convertidores electrónicos, que si bien logran sincronizar la frecuencia de la corriente alterna con la frecuencia de la red, resultan muy costoso su implementación sobre todo en aerogeneradores de pequeña potencia. La hidrotransmisión aporta características particulares que la hacen una muy buena opción para controlar de manera precisa la velocidad del generador de inducción además de disminuir la relación de la caja de engranajes y el peso de la góndola; también permite la posibilidad incluir un acumulador hidráulico en el circuito.
- Con la potencia lograda por estos aerogeneradores su puede pueden suplir las necesidades energética de 12 viviendas en promedio considerando un consumo unitario de 4,2 kW. Sin embargo al aumentar la escala de próximos desarrollos y mediante la optimización de las variables de operación y de las eficiencias de los sistemas se pueden llegar a obtener cantidades considerables de energía que puedan suplir las necesidades de comunidades donde no cuentan con el servicio de energía eléctrica.

- Los resultados de las simulaciones hechas en base al modelo dinámico del actuador incorporado al modelo de la turbina eólica muestran que el sistema de control del ángulo de paso de las aspas requiere cerca de 8 segundos para llegar a la referencia, en los aerogeneradores de gran potencia, el tiempo de reacción y tipo de mecanismo de cambio del ángulo de paso son factores críticos en el diseño de la turbina ya que involucran aspectos técnicos y económicos a considerar.
- Luego de implementar cada uno de los controladores y de observar el comportamiento de los mismos, se ha encontrado que, bajo los criterios de tiempo de estabilización, máximo sobre impulso y estabilidad, el controlador LQR diseñado para la controlar la velocidad del motor presentan un mejor desempeño que los PID. Esto, teniendo en cuenta que el sistema presenta un máximo de 0% y es menor que el sobre impulso presentado con el controlador PID que es de 3.7%; sin embargo, presenta un tiempo de estabilización de 6 segundos, lo que representa 2 segundos más que el tiempo que toma al controlador PID alcanzar la misma referencia. En cuanto a las señales de control, los reguladores LQR poseen una desventaja frente a los PID pues generan saturaciones que finalmente repercuten en el consumo de energía.
- Durante el diseño de los controladores LQR se debe considerar que si se tienen restricciones en las señales de control, la selección del parámetro de optimización R debe hacerse teniendo en cuenta esta condición de trabajo; de manera tal que para señales de control de mayores amplitudes se puede escoger una R de magnitud reducida obteniendo una respuesta rápida en el sistema pero con un consumo mayor de energía, si por el contrario, la señal de control es limitada, se puede seleccionar una R de mayor amplitud para evitar la saturación de la señal controlada aunque esto ocasiona que la respuesta del sistema sea lenta pero con un consumo de energía reducido.

Este tipo de control no tiene una única solución, ya que con diferentes matrices Q y R se puede obtener la misma respuesta del sistema, pero aun así sigue siendo capaz de estabilizar al sistema porque es un control robusto.

- Las etapas de modelado, simulación y control efectuados durante este trabajo, pueden brindar una visión general para continuar investigando, hacia una futura y mejor aplicación del recurso eólico disponible en el país que no ha sido aprovechado con el propósito de suplir las necesidades energéticas de comunidades en donde no llega este servicio y contribuir a la reducción del efecto invernadero y el calentamiento global del planeta.

BIBLIOGRAFÍA

ARAUJO Alex M., etc al. Simulación de la Producción de Energía Eléctrica con Aerogeneradores de Pequeño Tamaño. Universidad Federal de Pernambuco. Departamento de Ingeniería Mecánica. Programa de Post-gradados en Ingeniería Mecánica. Vol. 20 No.3–2009. ISSN: 0718-0764. p. 37-44.

CARDENAS RIOS, Jesica Patricia. Simulación y control de una turbina eólica para generación de energía eléctrica. Tesis de Magister en Ingeniería de Control y Automatización. Lima: Pontificia universidad católica de Perú, 2015. 90p.

CARRILLO GONZÁLEZ Camilo José. Análisis y simulación de sistemas eólicos aislados. Trabajo de grado de ingeniero eléctrico. Vigo: Universidad de Vigo. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Departamento de Ingeniería eléctrica, 2001. 342p.

DUARTE GÓMEZ Pedro Andrés. Estudio de transmisiones hidrostáticas para aerogeneradores. Trabajo de grado de ingeniero mecánico. Bogotá: Universidad de los Andes. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Departamento de Ingeniería Mecánica, 2016. 233p.

FERNANDEZ DIEZ, Pedro. Aerogeneradores modernos. 33p.

GALVÁN Gabriel. IMPSA Wind: Desarrollo de generadores con tecnología propia. Vestas Wind Systems Brochure

GAYA SEVILLA, Abel Mestre. Aerogeneradores, 2007

GONZÁLEZ ACEVEDO, Hernando. Modelado, simulación y control de un sistema de generación eólico. Trabajo de investigación de maestría en ingeniería electrónica. Bucaramanga: UIS, 2008. 128p.

HERNANDEZ GUZMÁN Víctor Manuel; SILVA ORTIGOZA Ramón y CARRILLO SERRANO Roberto Valentín. Control automático: Teoría de diseño, construcción de prototipos, modelado, Identificación y pruebas experimentales. Colección CIDETEC del Instituto Politécnico Nacional. México, 2013. ISBN: 978-607-414-362-1. p. 21-113.

Macedo A.V.A; Mota W.S (2012) Wind turbine pitch angle control using Fuzzy Logic. Transmission and Distribution: Latin América Conference and Exposition (T&DLA).Sixth IEEE/PES. p.1-6.

MERRITT, Herbet E. Hydraulic control systems, 1ra ed. Nueva York: John Wiley & Sons, 1991. p.132-173. ISBN: 9780471596172.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna, 5ta ed. Madrid: Pearson, 2010. p.567-595, 722-806. ISBN 978-84-8322-660-5.

UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA. Atlas de viento y energía eólica de Colombia. Escala 1:7'000.000. [En línea]. (Recuperado en 9 de Noviembre de 2017). Disponible en: http://www.upme.gov.co/atlas_viento.htm. p.7-34.

VICKERS. Manual de hidráulica industrial. p.154-163, 191-224, 238-300

VILLARUBIA LOPEZ, Miguel. Ingeniería de la energía eólica. 1ra ed. Barcelona: Marcombo, 2012. P.144-236. ISBN: 9788426715807.