



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**“COMPENDIO TECNICO PARA LA SELECCION,
RECOMENDACIONES Y USOS DE LAS BOMBAS
CENTRIFUGAS EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS”**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERA EN ALIMENTOS**

P R E S E N T A:

ZULEYKA CONCEPCION RODRIGUEZ GUTIERREZ

ASESORA: I.A. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

DRA. SUEMI RODRIGUEZ ROMO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
PRESENTE

ATN: L. A. ARACELI HERRERA HERNANDEZ
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la Tesis:

Compendio técnico para la selección, recomendaciones y usos
de las bombas centrífugas en la industria de alimentos.

que presenta la pasante: Zuleyka Concepción Rodríguez Gutiérrez
con número de cuenta: 09927886-7 para obtener el título de:
Ingeniera en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 20 de Octubre de 2009

PRESIDENTE	<u>Dra. Laura Patricia Martínez Padilla</u>	
VOCAL	<u>IA. Laura Margarita Cortazar Figueroa</u>	
SECRETARIO	<u>IQ. María Elena Quiroz Macias</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>IA. Francisco Javier López Martínez</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>IA. María Guadalupe Morales Cabral</u>	

AGRADECIMIENTOS

A la I.A. Laura M. Cortazar Figueroa por asesorarme y apoyarme en la realización de éste trabajo, por su paciencia, por ser mi maestra, consejera y amiga. Mil gracias.

A los integrantes del sínodo: Dra. Laura Patricia Martínez Padilla, I.Q. María Elena Quiroz Macías, I.A. Francisco Javier López Martínez e I.A. María Guadalupe Morales Cabral, por sus comentarios y sugerencias en la revisión de este documento.

Al Ing. Pedro Valdés por sus valiosos comentarios y asesoría en detalles esenciales de esta tesis.

Al Arq. Félix Ferruzca por su apoyo en la elaboración de imágenes.

Al Dr. José Luis Arjona y a la M. en C. Rosalía Meléndez por su apoyo para realizar este trabajo en el tiempo que tuve la suerte de trabajar con ellos. Gracias por ser más que mis maestros, por ser mis amigos y por seguirme apoyando.

A la Dra. Sara Valdés y a la I.A. María de los Ángeles Ruiz, por su amistad y su apoyo.

DEDICATORIAS

A mis padres, por su incondicional amor y confianza, por su esfuerzo y sus enseñanzas. Gracias por estar siempre conmigo y por apoyarme en todo momento.

A mis hermanos, por su cariño y por ser los mejores hermanos que una persona puede tener.

A mis abuelos, tíos y primos por enseñarme lo valiosas que son la familia y la amistad.

A mis amigos, que no importando cuándo o dónde, siempre estarán ahí.

ÍNDICE

ÍNDICE.....	5
ÍNDICE DE FIGURAS.....	7
ÍNDICE DE TABLAS.....	9
SIMBOLOGÍA.....	10
INTRODUCCION	14
1 REOLOGIA.....	17
1.1 FLUIDOS NEWTONIANOS.....	18
1.2 FLUIDOS NO NEWTONIANOS.....	19
1.2.1 Fluidos independientes del tiempo	20
1.2.2 Fluidos dependientes del tiempo	25
1.3 FLUIDOS VISCOELÁSTICOS	27
2 FLUJO DE FLUIDOS	29
2.1 REGÍMENES DE FLUJO.....	30
2.2 PERFILES DE VELOCIDAD	31
2.2.1 Régimen laminar.....	32
2.2.2 Régimen de transición.....	34
2.2.3 Régimen turbulento	35
2.3 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN	37
2.3.1 Balance de masa	37
2.3.2 Balance de Energía.....	38
2.3.3 Energía Cinética	39
2.3.4 Energía Potencial	40
2.3.5 Energía de Presión.....	41
2.3.6 Pérdidas de energía por Fricción.....	41
3 SISTEMAS DE BOMBEO	58
BOMBAS	58
TUBERÍA.....	59
VÁLVULAS	60
3.1 CLASIFICACIÓN GENERAL DE BOMBAS	60
3.1.1 Por su principio de adición de energía	60
3.1.2 Por cómo se logra la adición de energía	61
3.1.3 Por la geometría usada.....	62
3.2 BOMBAS CENTRIFUGAS	64
3.2.1 Descripción de su funcionamiento	64
3.3 PARTES QUE COMPONEN UNA BOMBA CENTRÍFUGA	68
3.3.1 Carcasa.....	68

3.3.2	<i>Ejes</i>	70
3.3.3	<i>Impulsores</i>	70
3.3.4	<i>Rodamientos</i>	73
3.3.5	<i>Caja de prensaestopas</i>	73
3.3.6	<i>Estoperos, empaques y sellos</i>	73
3.4	SELECCIÓN	74
3.4.1	<i>Propiedades del Producto</i>	74
3.4.2	<i>Requerimientos del proceso</i>	77
3.4.3	<i>NPSH y Cavitación</i>	85
3.4.4	<i>Caballaje y Eficiencia</i>	89
3.4.5	<i>Consideraciones hidráulicas especiales</i>	91
3.5	REQUERIMIENTOS OPERACIONALES	94
3.6	COSTO	95
3.7	SOFTWARE DE SELECCIÓN	95
3.7.1	<i>Software de diseño de tuberías</i>	96
3.7.2	<i>Evaluación de software de flujo de fluidos</i>	97
3.7.3	<i>Modelación del sistema</i>	98
3.7.4	<i>Cálculo de la operación del sistema</i>	99
3.7.5	<i>Ejemplo de uso de un software para selección de bombas</i>	100
3.8	AHORRO DE ENERGÍA	107
3.8.1	<i>Escoger la bomba más eficiente</i>	109
3.8.2	<i>Operar con el mínimo de energía</i>	109
3.8.3	<i>Recorte o reemplazo de impulsores en bombas sobredimensionadas</i>	110
3.8.4	<i>Aplicaciones de bombeo de velocidad ajustable</i>	112
3.8.5	<i>Estimación del desempeño</i>	112
3.8.6	<i>Mantener sistemas de bombeo efectivamente</i>	114
	<i>Prueba para la eficiencia del sistema de bombeo</i>	116
4	APLICACIONES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS	118
4.1	<i>ACEITES COMESTIBLES</i>	118
4.2	<i>SOLUCIONES DE AZÚCAR Y JUGOS CLARIFICADOS</i>	119
4.3	<i>OTRAS SOLUCIONES CLARIFICADAS</i>	121
4.4	<i>LECHE</i>	121
4.5	<i>MIEL Y EXTRACTOS DE AZÚCAR</i>	122
4.6	<i>BOMBAS SANITARIAS</i>	127
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	129
6	BIBLIOGRAFÍA	132
7	ANEXO I	137
8	ANEXO II	142

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS ADELGAZANTES Y ESPESANTES A LA CIZALLA	20
FIGURA 2. COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS Y PLÁSTICOS DE BINGHAM.....	22
FIGURA 3. COMPORTAMIENTO HERSCHEL-BULKLEY.	23
FIGURA 4. COMPORTAMIENTOS DEPENDIENTES DEL TIEMPO: TIXOTRÓPICO Y ANTITIXOTRÓPICO	25
FIGURA 5. FLUJO LAMINAR.....	31
FIGURA 6. FLUJO TURBULENTO	35
FIGURA 7. PERFILES DE VELOCIDAD PARA FLUIDOS DE LA POTENCIA COMO FUNCIÓN DEL ÍNDICE DE COMPORTAMIENTO AL FLUJO.....	32
FIGURA 8. PERFILES DE VELOCIDAD PARA PLÁSTICOS DE BINGHAM COMO FUNCIÓN DEL PARÁMETRO m	34
FIGURA 9. PERFILES DE VELOCIDAD EN NÚMEROS DE REYNOLDS INCREMENTANDO, DE UNA SOLUCIÓN DE CARBOPOL AL 0.2%.....	36
FIGURA 10. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA DE UN FLUIDO.....	37
FIGURA 11. DIAGRAMA DE MOODY.....	48
FIGURA 12. GRÁFICO DEL FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS PLÁSTICOS DE BINGHAM.	49
FIGURA 13. GRÁFICO DEL FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS ADELGAZANTES Y ESPESANTES A LA CIZALLA. ..	50
FIGURA 14. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS HERSCHEL-BULKLEY ($n=0.2$).....	51
FIGURA 15. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS HERSCHEL-BULKLEY ($n=0.5$).....	51
FIGURA 16. TRANSFORMACIONES DE ENERGÍA EN UNA BOMBA	59
FIGURA 17. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS.....	63
FIGURA 18. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA	65
FIGURA 19. VARIACIÓN DE LOS NIVELES DE VELOCIDAD Y PRESIÓN AL MOVERSE EL FLUIDO A LO LARGO DEL FLUJO EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA.	66
FIGURA 20. CURVA CARACTERÍSTICA DE CABEZAL-CAPACIDAD	66
FIGURA 21. DISTRIBUCIÓN DE LAS PRESIONES EN EL IMPULSOR DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA	68
FIGURA 22. IMPULSOR DE ASPAS RADIALES	70
FIGURA 23. IMPULSOR ABIERTO.....	71
FIGURA 24. IMPULSOR SEMIABIERTO	71
FIGURA 25. IMPULSOR CERRADO.....	71
FIGURA 26. BOMBA CENTRÍFUGA DESENSAMBLADA	72
FIGURA 27. ÁRBOL DE DECISIÓN PARA LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA DE ACUERDO A SU CLASIFICACIÓN.....	76
FIGURA 28. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS	79
FIGURA 29. CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA	80
FIGURA 30. FAMILIA DE CURVAS DE UNA BOMBA.....	83
FIGURA 31. CURVAS DE DESEMPEÑO PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE IMPULSOR.....	84
FIGURA 32. CRITERIOS DE CÁLCULO DE NPSHA	88
FIGURA 33. GRÁFICO DE CORRECCIÓN DE DESEMPEÑO.....	93

FIGURA 34. CATÁLOGOS.....	101
FIGURA 35. SELECCIÓN DE TIPOS Y VELOCIDADES	102
FIGURA 36. PUNTO DE DISEÑO	102
FIGURA 37. LISTADO DE OPCIONES DE BOMBAS A SELECCIONAR PARA AGUA.....	103
FIGURA 38. GRAFICO DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA SELECCIONADA PARA AGUA	104
FIGURA 39. INSERCIÓN DE DATOS DE LA LECHADA DE ALMIDÓN	104
FIGURA 40. LISTADO DE OPCIONES DE BOMBAS A SELECCIONAR PARA LECHADA DE ALMIDÓN.....	105
FIGURA 41. GRAFICO DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA SELECCIONADA PARA LECHADA DE ALMIDÓN	106
FIGURA 42. CUADRO DE DIALOGO DE NOTAS DE DISEÑO.....	107
FIGURA 43. USO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE MOTORES DE EQUIPOS EN PLANTAS INDUSTRIALES.....	109
FIGURA 44. VARIACIÓN EN LA CURVA $H-G$ DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA CON LA VELOCIDAD.....	113
FIGURA 45. GRAFICO DE VISCOSIDAD VS TEMPERATURA CON DATOS DE ACEITES COMESTIBLES.....	119
FIGURA 46. COMPARACION DE VISCOSIDADES DE JUGO DE MANZANA DEPECTINIZADO Y SOLUCIONES DE SACAROSA A 20-60°C.	120
FIGURA 47. COMPARACIÓN DE VISCOSIDADES DE JUGO DE UVA Y SOLUCION DE SACAROSA A 40°C	121
FIGURA 48. VISCOSIDAD DE LECHE HOMOGENEIZADA	122
FIGURA 49. VSICOSIDAD DE MELAZAS DE REMOLACHA A 40,50 Y 70°C.....	124
FIGURA 50. CURVAS DE CARGA PARA UNA BOMBA QUE TRANSPORTA AGUA Y MELAZAS CON DIFERENTES VALORES DE °BRIX A 50°C	125
FIGURA 51. EFECTO DEL CONTENIDO DE AIRE EN LA CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA NORMAL. MELAZAS A 50°C.	126
FIGURA 52. EFECTO DEL CONTENIDO DE AIRE EN LA CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA ELIINADORA DE GAS. MELAZAS A 50°C	126
FIGURA 53. EJEMPLO DE CCV PARA UN SISTEMA DE BOMBEO	143

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. EJEMPLOS DEL COMPORTAMIENTO REOLÓGICO DE ALGUNOS ALIMENTOS.....	28
TABLA 2. FACTORES DE CORRECCIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA PARA FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS	40
TABLA 3. MAGNITUDES DE RUGOSIDAD SUPERFICIAL.....	45
TABLA 4. LONGITUDES EQUIVALENTES PARA DIFERENTES ACCESORIOS. (SÓLO NEWTONIANOS EN FLUJO TURBULENTO)	53
TABLA 5. COEFICIENTES DE RESISTENCIA PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS EN FLUIDOS NEWTONIANOS EN COMPLETA TURBULENCIA	55
TABLA 6. RELACIONES DE K_f PARA VÁLVULAS DE TRES PASOS, TES Y CODOS DE 90°	56
TABLA 7. RELACIONES DE K_f PARA V. DE MARIPOSA, DE GLOBO Y CODOS EN FLUIDOS DE LA POTENCIA.....	56
TABLA 8. RELACIONES DE K_f PARA CODOS, V. DE COMPUERTA, V. DE GLOBO Y ORIFICIOS.....	57
TABLA 9. VELOCIDADES DE MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA - 60 HZ	81
TABLA 10. SOFTWARE PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE TUBERÍAS Y COMPONENTES.....	97
TABLA 11. VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA, EFICIENCIA Y BHP EN DIFERENTE NÚMERO DE ETAPAS.	109
TABLA 12. DATOS DE ACEITES COMESTIBLES	119
TABLA 13. SELECCIÓN DE GRADOS DE ACERO INOXIDABLE CON DESCRIPCIONES BREVES.	137
TABLA 14. GUÍA DE COMPARACIÓN DE MEDICIONES DE GRANULOSIDAD Y RA.	138
TABLA 15. NÚMERO DE ACABADO Y DESCRIPCIÓN PARA TUBERÍA SANITARIA.	139
TABLA 16. ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍA SANITARIA.	139
TABLA 17. NÚMEROS DE IDENTIFICACIÓN DE ALGUNOS ACCESORIOS SANITARIOS.	140
TABLA 18. LISTA DE MATERIALES DE EMPAQUE APROBADOS Y SUS INTERVALOS DE TEMPERATURA DE OPERACIÓN.	141

INTRODUCCION

A lo largo de la historia, la humanidad ha tenido la necesidad de elevar y transportar fluidos, lo que originó que desde tiempos del antiguo Egipto, se buscaran dispositivos capaces de realizar dicha función. Durante el renacimiento aparecieron ya algunas máquinas que mediante pistones realizaban la impulsión con cierta eficacia. El desarrollo a lo largo de los siglos, ha llevado a que hoy en día se disponga de una gran variedad de equipos de bombeo de acuerdo a las necesidades requeridas por la industria (Baquero, 1985). En todas las plantas industriales es necesario el manejo, transporte y almacenamiento de diferentes líquidos y gases. Fluidos como el agua líquida, el vapor de agua y el aire se transportan de un punto a otro mediante redes de tuberías. En su mayoría el agua y otros fluidos líquidos son impulsados por equipos de bombeo (Aguado, 2002).

Las bombas son equipos que transfieren fluidos de un lugar a otro convirtiendo la energía mecánica de un impulsor rotatorio en energía de presión. La presión aplicada al fluido obliga al mismo a fluir a una velocidad requerida y a vencer las pérdidas por fricción en tuberías, válvulas, accesorios y equipos de proceso. Para diseñar un sistema de bombeo deben tomarse en cuenta las propiedades del fluido, las condiciones ambientales a las que se trabajará y los requerimientos finales de uso.

En la industria de los alimentos se manipulan frecuentemente productos en fase líquida en todos o en algunos de sus procesos industriales, como lo son la evaporación, pasteurización y por supuesto, el bombeo. Estos productos pueden ser desde soluciones acuosas y aceites vegetales ligeros hasta jarabes y melazas de gran viscosidad, así como también líquidos puros que tienen gran proporción de sólidos. Los alimentos en fase líquida usados en procesos industriales o por el consumidor, incluyen pastas, purés, bebidas, huevo y sus derivados, leche y sus derivados, jugos de frutas, salsas y concentrados vegetales, entre otros. Dada la extensa variedad de características de estos medios, la industria emplea casi todos los tipos de bombas existentes, con ciertas preferencias en aplicaciones concretas.

Debido a la constante necesidad de transportar grandes cantidades de fluidos por largas distancias, las bombas centrifugas, han tomado un papel protagónico en procesos asociados a todo tipo de industrias. Las bombas del tipo centrífugo se usan con frecuencia donde hay cargas

y capacidad variables. Este tipo de bombas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo.

Para comprender los fenómenos ocurridos en el proceso del bombeo de fluidos por medio de bombas centrífugas y su transporte a través de tuberías, son necesarios conocimientos previos de las propiedades de los fluidos y de su comportamiento al fluir. En el diseño de cada proceso es necesario conocer las características físicas de todo aquello que lo conforma. Una de estas características es el comportamiento reológico de los fluidos a ser procesados, los cuales deben ser conocidos para evitar en lo posible una mala selección de bombas y/o tuberías.

Es por esto, que en este trabajo se presenta en primera instancia la clasificación reológica de los materiales alimenticios. De manera general, se hace una distinción entre fluidos con comportamientos newtoniano y no newtoniano, en seguida se exhiben aquellos fluidos en los que su comportamiento es función solamente del esfuerzo de corte y fluidos que dependen no solo de la velocidad de cizalla sino también de la duración de la misma, y por último se describe el comportamiento de los fluidos viscoelásticos.

En la industria de los alimentos, los fluidos alimenticios son procesados de diversas maneras las cuales incluyen calentamiento, enfriamiento, concentración y mezclado, entre otras. El movimiento de estos fluidos de una locación a otra es en su mayoría logrado por el uso de bombas. Dependiendo de la velocidad del fluido y de sus fuerzas internas y viscosas, se obtienen diferentes características de flujo. La energía requerida para bombear un fluido será diferente bajo diferentes condiciones. En la siguiente parte de este trabajo, se presentan los métodos cuantitativos para describir las características del flujo y las expresiones matemáticas útiles en la determinación de la energía requerida para transportar fluidos alimenticios a través de bombas centrífugas y tuberías.

En seguida son descritos los sistemas de bombeo. Se presenta una clasificación general de bombas en las que se explican las diferencias entre las principales categorías de bombas usadas en la industria, es decir, las bombas centrífugas y las de desplazamiento positivo, y se describen las diferentes maneras en que son clasificadas. A continuación es descrito el principio de operación de las bombas centrífugas, su funcionamiento, las partes principales que

componen una bomba centrífuga y sus funciones. Se presentan cuidadosamente los criterios que deben ser tomados en cuenta para la selección de este tipo de bombas considerando las propiedades del producto, los requerimientos del proceso y operacionales; así como una comparación y explicación de uso de diferentes paquetes de cómputo que sirven como herramientas para la selección de bombas y el diseño de sistemas de flujo.

Por último se ejemplifican algunas de las aplicaciones que tienen las bombas centrífugas en la industria de los alimentos, su importancia y algunos aspectos de costos energéticos.

1 REOLOGIA

La mayor parte de las operaciones básicas de la Industria Alimentaria, tanto de conservación como de procesado de alimentos, conllevan el manejo de fluidos en movimiento. En un sistema de flujo, las pérdidas de energía por rozamiento dependen directamente de la viscosidad del fluido.

La viscosidad es la propiedad de transporte más importante en el flujo de fluidos ya que determina la resistencia que ejerce un líquido al fluir. Es útil en muchas aplicaciones en la ciencia y tecnología de alimentos, como lo son el diseño de procesos alimenticios, el diseño de equipos de proceso, la evaluación y el control de la calidad de productos y el entendimiento de la estructura de los materiales alimenticios (Saravacos, 2001). La consistencia macroscópica de los alimentos viene determinada por variables principalmente a nivel microscópico como el tamaño y disposición de las macromoléculas, el tamaño y grado de agregación de las partículas sólidas, y las fuerzas de interacción entre moléculas y/o partículas. (Aguado, 2002).

Para todos los fluidos que se comportan siguiendo la Ley de Newton el valor de viscosidad es constante. La mayoría de estos fluidos exhiben bajas viscosidades y son transportados por bombas centrífugas. Entre los fluidos no newtonianos, en los cuales la viscosidad depende de la velocidad de cizallamiento (viscosidad aparente) y que generalmente se consideran de alta viscosidad, existen algunos que son bombeados por medio de bombas centrífugas debido a que su viscosidad es baja.

Los alimentos en general, pueden ser clasificados como sólidos, geles, líquidos homogéneos, suspensiones líquidas y emulsiones. Los alimentos fluidos, son materiales heterogéneos que consisten en dispersiones de fibras, células, partículas proteínicas, gotas de aceite y burbujas de aire en una fase continua (Saravacos, 2001). La disposición de estas moléculas y partículas, así como las fuerzas de interacción entre las mismas pueden variar al someter al fluido a la acción de fuerzas externas.

Cuando la materia se encuentra sometida a la acción de fuerzas externas se pueden presentar dos casos:

- Comportamiento elástico. La aplicación de fuerzas externas a un sólido elástico provocan una deformación y un cambio de volumen de la materia, cuando las fuerzas externas dejan de actuar, el sólido recupera su forma y dimensiones originales.
- Comportamiento viscoso. En este caso cuando la acción de las fuerzas aplicadas dejan de actuar, el trabajo realizado se disipa completamente en forma de calor y el estado de deformación permanece.

El esfuerzo (σ) aplicado a un material se define como la fuerza (F) que actúa por unidad de área (A). El esfuerzo aplicado puede ser normal o tangencial (Ibarz, 2003). Los fluidos reaccionan según la fuerza aplicada sea normal o tangencial. Bajo la acción de esfuerzos normales (perpendiculares a la superficie) son materiales elásticos. Sin embargo, el comportamiento de los fluidos es viscoso cuando se aplican esfuerzos tangenciales (comprendido en el plano que pasa por la superficie). De hecho, los fluidos se definen como aquellas sustancias que se deforman y fluyen continuamente al aplicar un esfuerzo tangencial por pequeño que éste sea (Aguado, 2002).

Todos los esfuerzos aplicados a un material, producen una deformación. Por lo tanto, el esfuerzo y el gradiente de velocidad de deformación estarán relacionados. El gradiente de velocidad o velocidad de cizallamiento se representa con $\dot{\gamma}$.

$$\sigma = \Phi(\dot{\gamma}) \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Según la función matemática de Φ se dará un tipo u otro de comportamiento reológico.

Por la diversa variación en su estructura y composición, los alimentos exhiben comportamientos al flujo de tipo newtoniano, no newtoniano y viscoelástico. Así, un alimento dado, puede exhibir comportamiento newtoniano o no newtoniano, dependiendo de su origen, concentración e historia previa (Rao et al., 2005).

1.1 Fluidos newtonianos

En los fluidos newtonianos, la velocidad de cizallamiento es directamente proporcional al esfuerzo de cizallamiento y el gráfico inicia en el origen. Estos fluidos cumplen la ley de viscosidad de Newton:

$$\sigma = \eta \dot{\gamma} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

En los fluidos newtonianos existe una relación lineal entre el esfuerzo de cizalla (σ) y el gradiente de velocidad ($\dot{\gamma}$) (velocidad de cizallamiento) sobre el espesor.

La constante de proporcionalidad es la viscosidad del fluido, propiedad física que depende de la naturaleza, estado físico y temperatura del mismo (Aguado, 2002). En el sistema SI la viscosidad está dada en $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

El comportamiento newtoniano se presenta en casi todos los líquidos ordinarios como el agua. Los alimentos típicos newtonianos son aquellos que contienen compuestos de bajo peso molecular y que no contienen grandes concentraciones de polímeros disueltos o sólidos insolubles. Ejemplos de alimentos newtonianos incluyen jarabes de azúcar, la mayoría de las mieles (aquellas con bajas concentraciones de azúcar), bebidas carbonatadas, aceites comestibles, jugos filtrados y la leche (Rao, 1999).

1.2 Fluidos no newtonianos

Son fluidos en los que la relación $\sigma - \dot{\gamma}$ no se ajusta a la ley de Newton. Es decir, que la curva de la relación $\sigma - \dot{\gamma}$ no es lineal y/o la curva no inicia en el origen o que el material exhibe un comportamiento reológico dependiente del tiempo como resultado de cambios estructurales (Rao, 1999). La mayoría de los fluidos alimenticios contienen macromoléculas disueltas y partículas suspendidas, lo que los desvía del comportamiento newtoniano. Cuando un fluido de estas características es sometido a la acción de esfuerzos de cizalla, se producen cambios significativos en su microestructura, lo que a nivel macroscópico se traduce en una variación de la viscosidad del fluido en función de la intensidad del esfuerzo de cizalla aplicado (Aguado, 2002). Por ello en los fluidos no newtonianos al cociente entre el esfuerzo de cizalla y la velocidad de cizalla se le denomina viscosidad aparente:

$$\eta_a = \frac{\sigma}{\dot{\gamma}} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

En este caso, la viscosidad aparente η_a es función del esfuerzo de cizalla o de la velocidad de cizalla. Los fluidos no newtonianos pueden dividirse en dos categorías principales: fluidos independientes del tiempo y fluidos dependientes del tiempo. En los que el comportamiento al flujo al depender sólo de la velocidad de cizalla y no de la duración de la

misma, son llamados independientes del tiempo, mientras que los que dependen de la duración de la cizalla son llamados dependientes del tiempo (Aguado, 2002).

1.2.1 Fluidos independientes del tiempo

Existen diferentes fluidos independientes del tiempo, en general, su viscosidad aparente no depende del tiempo de actuación del esfuerzo de cizalla (Rao, 1999). A continuación, se presentan diferentes modelos de fluidos independientes del tiempo de cizallamiento.

1.2.1.1 Modelo de la Potencia (Ostwald de Waale)

Muchos fluidos se rigen por la Ley de la Potencia:

$$\sigma = k\dot{\gamma}^n \quad (\text{Ec. 1.4})$$

Donde k es el índice de consistencia y n es el índice de comportamiento al flujo.

En estos fluidos la viscosidad es dependiente de la velocidad de cizallamiento ya que, a cada velocidad corresponde un valor de viscosidad. Los fluidos de la potencia son definidos por los parámetros n y k .

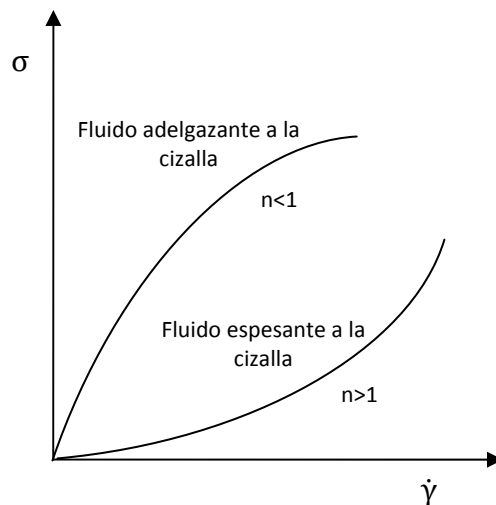


FIGURA 1. COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS ADELGAZANTES Y ESPESANTES A LA CIZALLA (SARAVACOS, 2001).

1.2.1.1.1 Fluido adelgazante a la cizalla.

En el caso especial de los fluidos newtonianos, ($n = 1$), el índice de consistencia k es idéntico a la viscosidad del fluido. Cuando la magnitud de $n < 1$, el fluido es adelgazante a la cizalla.

Como se observa en el reograma, es decir, en la relación $\sigma - \dot{\gamma}$, la curva inicia en el origen del gráfico y es cóncava hacia arriba, esto quiere decir que un incremento en la velocidad de cizalla brinda menor incremento proporcional en el esfuerzo de cizalla. Se observa que al aumentar la velocidad de cizallamiento, la viscosidad disminuye. El efecto del adelgazamiento a la cizalla es reversible y al cesar el cizallamiento, las moléculas vuelven a su situación original y el material recupera su viscosidad inicial. Por sus propiedades, este tipo de fluidos facilitan la transferencia de calor (Bharti et al., 2007).

Se piensa que los fluidos adelgazantes a la cizalla se deben al rompimiento de las unidades estructurales en un alimento debido a las fuerzas hidrodinámicas generadas durante el cizallamiento (Rao, 1999). El adelgazamiento a la cizalla se produce con suspensiones y concentraciones diluidas de moléculas grandes a menudo asimétricas, partículas pequeñas o de otras estructuras. Cuando el líquido está en reposo las moléculas o partículas se enredan en un orden aleatorio. Sin embargo en el cizallamiento, hay un desenredo y una orientación de las moléculas en la dirección de cizalla que es proporcional a la velocidad de cizallamiento. Así, la medida del fenómeno migratorio afecta a la estructura y apariencia del fluido y bien puede influir en su transformación (Smith, 2003).

Los fluidos adelgazantes a la cizalla son los más frecuentes dentro de los fluidos no newtonianos e incluyen las soluciones o polímeros fundidos, las grasas, las suspensiones de almidón, ciertos fluidos biológicos, las suspensiones de detergentes, etc.

1.2.1.1.2 Fluidos espesantes a la cizalla

En contraste con los anteriores, cuando la magnitud de $n > 1$, se trata de un fluido espesante a la cizalla. Como se muestra en la Figura 1, en estos fluidos la curva comienza en el origen del gráfico $\sigma - \dot{\gamma}$ y es cóncava hacia abajo, es decir, un incremento en el esfuerzo de cizalla brinda un incremento no proporcional a la velocidad de cizalla. Estrictamente hablando, el espesamiento es debido al incremento de unidades estructurales como resultado del cizallamiento.

Los alimentos espesantes a la cizalla son raramente encontrados. Se dan en suspensiones con elevada concentración de sólidos a las que al aplicar un esfuerzo de cizalla, resulta en expulsión de líquido de las partículas sólidas, lo que disminuye la lubricación y aumenta el rozamiento.

Se han reportado casos de este comportamiento en algunas mieles de eucalipto y suspensiones de almidón cocidas. A pesar de estos estudios, se han encontrado pocos datos e instrumentos para indicar la existencia de comportamiento espesante a la cizalla (Rao et al., 2005).

1.2.1.2 Modelo de Bingham

En este tipo de fluidos la variación $\sigma - \dot{\gamma}$ es igual a la de los fluidos newtonianos, pero se da después de que el esfuerzo ha superado un valor crítico; cuando los fluidos alimenticios están concentrados, puede aparecer una resistencia adicional al flujo, la cual es representada por el esfuerzo inicial de cizalla (Telis-Romero et al., 2006). La existencia de este valor crítico se debe a que el fluido posee inicialmente una estructura tridimensional con la suficiente rigidez como para soportar sin deformarse la aplicación de esfuerzos de cizalla hasta una determinada magnitud (Aguado, 2002).

El comportamiento reológico de un fluido Bingham es caracterizado por dos diferentes regiones de flujo: si $\sigma \leq \sigma_0$ el material se comporta como un sólido rígido (Alexandrou et al., 2003), mientras que si $\sigma \geq \sigma_0$ fluye con una viscosidad constante llamada viscosidad plástica η' .

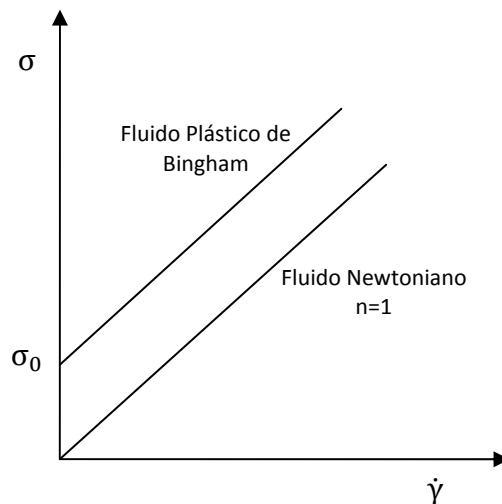


FIGURA 2. COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS NEWTONIANOS Y PLÁSTICOS DE BINGHAM (SARAVACOS, 2001).

El comportamiento de este tipo de fluidos se describe mediante:

$$\sigma = \sigma_0 + \eta' \dot{\gamma} \quad \text{si} \quad \sigma \geq \sigma_0 \quad (\text{Ec. 1.5})$$

Donde σ_0 es el esfuerzo inicial, debajo del cual el fluido no será capaz de fluir. Una vez que el fluido Bingham empieza a fluir se comporta como un newtoniano.

Como se muestra en la Figura 2, el modelo newtoniano y el modelo de Bingham pueden ser representados por líneas rectas en términos de la velocidad de cizalla y del esfuerzo de cizalla; el primero puede ser descrito por el parámetro η , y el segundo, por dos parámetros que son llamados: η' y σ_0 , respectivamente (Rao, 1999).

Zhu et al. (2005), reportan que para algunas aplicaciones complejas, el modelo de Bingham no puede ser objeto de análisis numérico ya que partes del material fluyen, mientras que el resto se comportan como un sólido.

1.2.1.3 Modelo Herschel – Bulkley

El modelo de Herschel-Bulkley describe materiales que combinan comportamientos de los fluidos de la potencia y plásticos de Bingham. Por encima del esfuerzo inicial de cizalla, el reograma no es lineal y puede exhibir adelgazamiento a la cizalla o espesamiento a la cizalla (Smith, 2003). Este tipo de fluidos puede ser incluido en el modelo de la potencia, siempre que el esfuerzo inicial de cizalla del alimento sea medible.

$$\sigma = \sigma_0 + k\dot{\gamma}^n \quad (\text{Ec. 1.6})$$

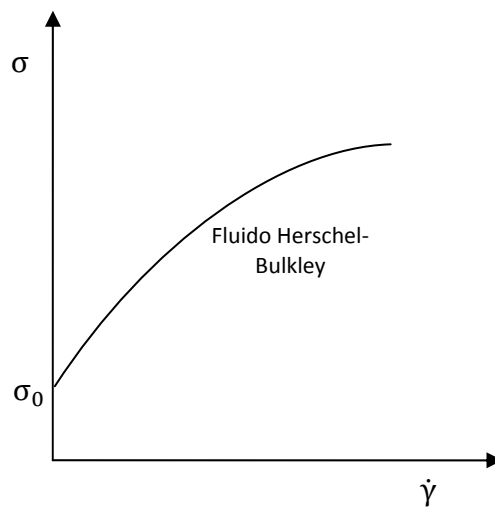


FIGURA 3. COMPORTAMIENTO HERSCHEL-BULKLEY (SARAVACOS, 2001).

El concepto del esfuerzo de cizalla inicial σ_0 ha sido discutido por Barnes & Walters, citados por (Rao, 1999), ya que un fluido puede exhibir deformaciones a valores menores que los de σ_0 y que este valor sólo aparece en los modelos porque es difícil medir flujos con menor velocidad de cizalla o por la sensibilidad del instrumento para determinar esfuerzos a velocidades de cizalla $\dot{\gamma}$ pequeñas.

Mullineux y Simmons (2008) presentan la similitud en los resultados que se obtienen de los modelos de la potencia y Herschel-Bulkley, y plantean el uso del más sencillo de los dos. En su estudio, concluyen que el uso de σ_0 es de poca importancia. Usando una serie de puntos que se ajustan exactamente a la relación de Herschel-Bulkley, se encontró que los cambios en la selección del valor de σ_0 puede resultar en grandes cambios en los parámetros n y k . En el caso de régimen turbulento, el esfuerzo de cizalla inicial σ_0 , no tiene efecto (Peixinho et al., 2005).

1.2.1.4 Modelo de Casson

La ecuación de Casson está basada en la teoría de suspensiones de dos fases y combina un esfuerzo inicial de cizalla y adelgazamiento a la cizalla (Smith, 2003). El modelo de Casson ha sido usado para numerosas dispersiones alimenticias, aunque originalmente fue desarrollado para caracterizar tintas de impresión.

$$\sqrt{\sigma} = \sqrt{\sigma_C} + k\sqrt{\dot{\gamma}} \quad (\text{Ec. 1.7})$$

De acuerdo con esta expresión, la determinación simultánea de los valores de $\sqrt{\sigma} - \sqrt{\dot{\gamma}}$ es una recta de pendiente k y ordenada en el origen $\sqrt{\sigma_C}$.

Para un alimento que sigue el modelo de Casson, se obtiene como resultado una línea recta cuando la raíz cuadrada de la velocidad de cizalla $\dot{\gamma}$ es graficada contra la raíz cuadrada del esfuerzo de cizalla σ . El esfuerzo inicial en un fluido de Casson σ_C , es determinado a partir del cuadrado de la intersección (Rao, 1999).

El modelo de Casson ha encontrado aplicación en fluidos alimenticios complejos, como el caso del chocolate. Actualmente, la Oficina Internacional del Cacao y Chocolate (International Office of Cocoa and Chocolate), ha adoptado el modelo de Casson como el método oficial para interpretar los datos de flujo del chocolate (Steffe, 1996).

1.2.2 Fluidos dependientes del tiempo

La caracterización reológica de los fluidos dependientes del tiempo no es fácil. Su viscosidad aparente no depende solamente de la velocidad de cizalla, sino también del tiempo en que el cizallamiento es aplicado. Al someter a un fluido a un proceso de cizallamiento con ascenso y descenso de la velocidad, las curvas de ascenso y descenso no se sobreponen, a esto se le conoce como bucle de histéresis, o sea que adicional a la reorientación de las partículas debido al cizallamiento, existe otro fenómeno de interacción entre partículas y moléculas relacionadas con el tiempo.

Experimentalmente, la dependencia del fluido al tiempo es claramente demostrada al aplicarse un ciclo de histéresis. Una manera más común de cuantificar esta característica es registrando el descenso del esfuerzo de cizalla con el tiempo de aplicación de una velocidad de cizalla constante y ajustar los datos experimentales a algún modelo matemático empírico (Tárrega et al., 2004) como los que se han mencionado anteriormente. Se clasifican en fluidos tixotrópicos y antitixotrópicos.

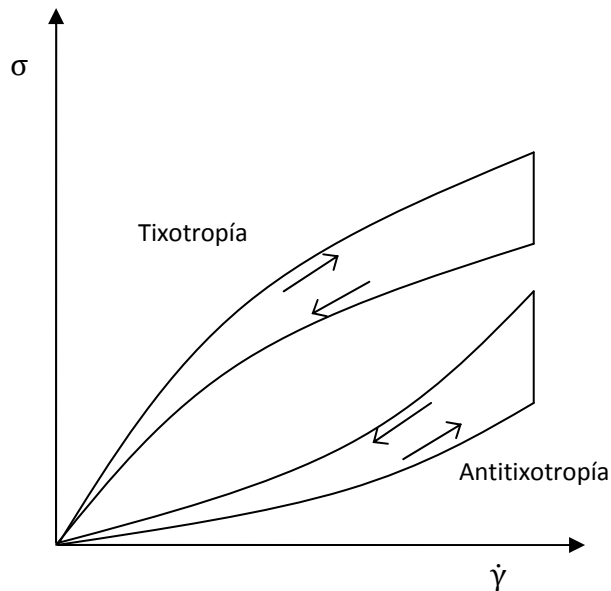


FIGURA 4. COMPORTAMIENTOS DEPENDIENTES DEL TIEMPO: TIXOTRÓPICO Y ANTITIXOTRÓPICO (RAO, 1999).

1.2.2.1 Tixotrópicos

La mayoría de los alimentos que exhiben comportamiento tixotrópico, son sistemas que contienen una fase dispersa que usualmente es muy fina. En reposo, las partículas o moléculas

en el alimento están ligadas por fuerzas débiles. Cuando las fuerzas hidrodinámicas durante el cizallamiento son lo suficientemente altas, las ligaduras inter-partícula se rompen resultando en una reducción de tamaño de las unidades estructurales, que ofrecen menor resistencia al flujo durante el cizallamiento (Rao, 1999). Se puede observar el comportamiento tixotrópico de un alimento en la Figura 4, donde los datos de σ contra $\dot{\gamma}$ son obtenidos primero en orden ascendente a la velocidad de cizalla e inmediatamente después en orden descendiente (bucle de histéresis), las dos curvas no coinciden y los valores de la última son menores que los de la primera.

La tixotropía está caracterizada por una disminución en la viscosidad aparente con cizallamiento prolongado a una velocidad de cizallamiento fija. Eventualmente un valor mínimo de la viscosidad aparente es alcanzado a una velocidad de cizallamiento constante dada. Este comportamiento no debe ser confundido con el fenómeno de adelgazamiento a la cizalla descrito por la ley de la potencia aunque estén fuertemente ligados. La viscosidad aparente decrece con el tiempo de cizallamiento. La estructura de los alimentos tixotrópicos es similar a la de aquellos que presentan sólo adelgazamiento al cizallamiento independiente del tiempo. A una velocidad de cizalla dada, existe un tiempo finito requerido para alcanzar el esfuerzo de cizallamiento al cual existe un equilibrio estructural, es decir, el punto donde el intervalo de agregación de moléculas grandes, partículas u otras estructuras es igual al intervalo de rompimiento (Smith, 2003).

En los alimentos tixotrópicos estos procesos son muy lentos comparados con el comportamiento de los fluidos independientes del tiempo. Sin embargo, la viscosidad aparente se recuperará si el material se deja en reposo. De esta manera es posible visualizar a la tixotropía y al adelgazamiento a la cizalla en esencia como el mismo fenómeno, pero observado en tiempos de escala muy diferentes.

1.2.2.2 Antitixotrópicos

El comportamiento dependiente del tiempo espesante a la cizalla, es llamado antitixotrópico. Anteriormente, era llamado reopéctico, pero actualmente se ha recomendado el uso del término antitixotropía. Es el fenómeno inverso a la tixotropía. A velocidad de cizalla constante,

este tipo de fluidos presentan un aumento de su viscosidad con el tiempo, implicando una restructuración del material, misma que es destruida durante el reposo (Smith, 2003).

En la Figura 4, se puede observar que en el caso del comportamiento antitixotrópico, los valores del esfuerzo de cizalla en orden descendiente a la velocidad de cizalla, son mayores que aquellos en orden ascendente.

1.3 Fluidos Viscoelásticos

Estos fluidos presentan un comportamiento tanto viscoso como elástico, por lo que exhiben una recuperación elástica de las deformaciones que se presentan durante el flujo. Parte de la deformación se recupera al eliminar el esfuerzo (Geankoplis, 1998).

La viscoelasticidad está asociada con una estructura de gel en los cuales largas cadenas de moléculas son estiradas y después liberan su energía elástica. El cizallamiento no produce solamente el resbalamiento usual entre capas lo cual resulta en flujo viscoso, sino también una rotación de grandes moléculas u otras estructuras. Esta rotación da lugar a esfuerzos normales en el fluido. Tales esfuerzos normales producen a su vez una presión en el líquido que pueden llevar al efecto Weissenberg, es decir, en la superficie de un líquido newtoniano se forma un vórtice libre al ser agitado, pero en lugar de esto, un fluido viscoelástico escalará el eje del agitador (Smith, 2003), regularmente esto sucede cuando estos fluidos son sometidos a operaciones de mezclado.

TABLA 1. EJEMPLOS DEL COMPORTAMIENTO REOLÓGICO DE ALGUNOS ALIMENTOS

NEWTONIANOS	Leche, soluciones de sucrosa, mieles Aceites comestibles (sin partículas o emulsiones diluidas) Té, café, cerveza, vinos y bebidas ligeras Jugos de fruta clarificados, productos de huevo (huevo completo, clara de huevo estabilizada), jarabes de maíz		(Gekas, 1992) (Saravacos, 2001) (Ibarz, 2003) (Rao et al., 2005)
NO NEWTONIANOS	Independientes del tiempo	Plásticos de Bingham	Suspensiones de caseinato de sodio con bajas concentraciones Pasta de chocolate (Saravacos, 2001) (Gekas, 1992)
		Adelgazantes a la cizalla	Jugos de fruta concentrados, chocolate líquido, mostaza francesa, crema de leche, clara de huevo no mezclada, purés de fruta y vegetales, concentrados de proteína Yema de huevo (Rao et al., 2005) (Telis-Romero et al., 2006)
		Espesantes a la cizalla	Algunas variedades de mieles de eucalipto, suspensiones de almidón cocidas (Rao et al., 2005)
		Herschel-Bulkley	Surimi (pasta de pescado) Pasta de pasas Salsa catsup (Saravacos, 2001) (Singh & Heldman, 1993)
		Casson	Chocolate, Pasta de tomate (Gekas, 1992) (Singh & Heldman, 1993)
	Dependientes del tiempo	Tixotrópicos	Leche condensada endulzada, quesos ligeros Natillas Mayonesa baja en grasa Yogurt (Smith, 2003) (Tárrega et al., 2004) (Liu et al., 2007) (O'Donell & Butler, 2002)
		Antitixotrópicos	Dispersión de almidón de maíz ceroso (Rao, 1999)
Viscoelástico	Masas de harina, betunes Helado, emulsiones concentradas, queso, geles alimenticios (Geankoplis, 1998) (Smith, 2003)		

2 FLUJO DE FLUIDOS

En la industria, para trasladar un fluido alimenticio de un punto a otro, son necesarias redes de tuberías y equipos que impulsen al fluido, es decir, bombas o sistemas de gravedad en el caso de que sea factible su uso.

Para estudiar el flujo de fluidos a través de tuberías es necesario establecer ecuaciones que relacionen la pérdida de presión del fluido dentro de la tubería, dependiendo del flujo, y de las diferentes propiedades del fluido, así como las características y dimensiones de la tubería. Una vez que estas relaciones se conocen, por medio de balances de materia y energía, es posible calcular la potencia necesaria para transportar el fluido a través de la tubería.

En un sistema de flujo, existen pérdidas de energía por rozamiento entre las diversas capas de fluido o entre el fluido y la superficie con la que tiene contacto.

Se pueden obtener flujos de diferentes características dependiendo de la velocidad y las fuerzas viscosas del fluido. Estos fluidos pueden ser clasificados:

- De acuerdo al comportamiento presentado bajo la acción de presiones externas. Los fluidos pueden ser compresibles o incompresibles.
 - Los fluidos incompresibles son aquellos que cuando circulan a través de una tubería, tienen la misma densidad en cualquier punto, es decir, que la densidad permanece constante incluso cuando la presión cambia durante el flujo. Los líquidos pueden ser considerados como incompresibles, aunque realmente no lo son en su totalidad;
 - por otra parte, si la densidad varía, el fluido es compresible. Los flujos de gases pueden ser compresibles o incompresibles ya que su densidad varía por efecto de la presión o la temperatura.
- De acuerdo a los efectos producidos por el esfuerzo de cizalla en un fluido, como se ha visto en el apartado anterior, éstos pueden ser clasificados como fluidos newtonianos y no newtonianos; si siguen o no la ley de viscosidad de Newton determinará el perfil de velocidades del fluido dentro de la tubería (Ibarz, 2003).

2.1 Regímenes de flujo

Cuando un fluido se encuentra en movimiento, el flujo másico va incrementando y por lo tanto las fuerzas de momentum y la inercia incrementan, pero encuentran resistencia por parte de la fricción y las fuerzas viscosas del fluido. Cuando estas últimas alcanzan un balance, ocurren cambios en las características del fluido.

El número de Reynolds es un número único y adimensional que puede ser usado para definir las características de flujo en un tubo o en una tubería. Dentro de éstas, los fluidos pueden circular en régimen laminar o turbulento, dependiendo del valor del número de Reynolds (Re), el cual para fluidos newtonianos es definido como:

$$Re = \frac{Dv\rho}{\eta} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

v = velocidad del fluido en la tubería en m/s

D = diámetro interno de la tubería en m

ρ = densidad del fluido en kg/m^3

η = viscosidad del fluido en $\text{Pa}\cdot\text{s}$

Este número es una medida de la relación entre las fuerzas de inercia y la viscosidad o fuerzas de fricción en cada punto de un líquido en movimiento. Las fuerzas de momentum están en función de la densidad, diámetro del tubo y velocidad promedio del fluido. Mientras que la fricción o las fuerzas viscosas, son una función de la viscosidad del líquido.

Los tipos de regímenes de circulación de acuerdo al valor del número de Reynolds (Ibarz, 2003) son:

$Re < 2,100$ Régimen laminar

$2,100 < Re < 4,000$ Régimen de transición

$4,000 < Re < 10,000$ Prácticamente régimen turbulento

$10,000 < Re$ Régimen turbulento

El número de Reynolds ha sido definido en la ecuación 2.1 para fluidos newtonianos; sin embargo, para fluidos no newtonianos como los fluidos plásticos de Bingham, fluidos de la potencia o fluidos del tipo Herschel-Bulkley, existen las siguientes ecuaciones:

- Plásticos de Bingham:

$$Re_B = \frac{Dv\rho}{\eta'} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

- Fluidos de la Potencia y Herschel-Bulkley. Se define un número de Reynolds generalizado para estos fluidos:

$$Re_G = \frac{D^n v^{2-n} \rho}{8^{n-1} k} \left(\frac{4n}{1+3n} \right)^n \quad (\text{Ec. 2.3})$$

El número de Reynolds, brinda una apreciación de la disipación de la energía causada por los efectos viscosos. Esto quiere decir que cuando el número de Reynolds es pequeño, las fuerzas viscosas tienen gran efecto en la disipación de energía, y cuando el número de Reynolds es grande indica poca influencia de las fuerzas viscosas en la disipación de la energía (Singh & Heldman, 1993).

2.2 Perfiles de velocidad

El perfil de velocidad indica la distribución de las velocidades que presenta un fluido al ser transportado y varía con el valor de número de Reynolds. Depende del tipo de régimen de flujo, por lo que se obtendrán diferentes perfiles de velocidad dependiendo de si el flujo es laminar o turbulento.

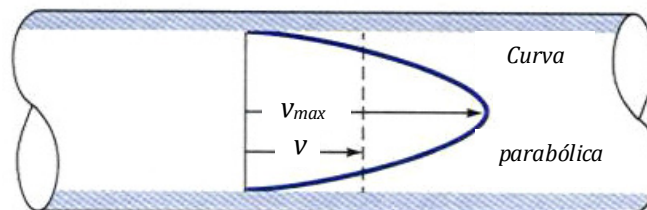


FIGURA 5. FLUJO LAMINAR (SELLENS, 2008)

2.2.1 Régimen laminar

En la Figura 5 se muestra un perfil de velocidades parabólico de un fluido en régimen laminar en una tubería. Se ha calculado que la velocidad promedio \bar{v} , es 0.5 veces la velocidad máxima v_{max} en el centro de la tubería (Singh & Heldman, 1993).

Para el caso de los fluidos de la potencia, el perfil de velocidad adimensional (v/\bar{v}) como función del radio adimensional (r/R) puede ser observado en la Figura 6. Los valores más bajos de índice de comportamiento al flujo resultan en un perfil de velocidad más plano y los valores más altos maximizan la diferencia entre los elementos fluidos más lentos y más rápidos (Steffe, 1996). El caso extremo ocurre con $n = \infty$ a $r/R = 0$ donde $v/\bar{v} = 3.0$. La curva para un fluido newtoniano es encontrada a $n = 1.0$.

La velocidad máxima, localizada al centro de la línea donde $r = 0$ puede ser determinada para cualquier índice de comportamiento al flujo con:

$$v_{max}/\bar{v} = \frac{3n + 1}{n + 1} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

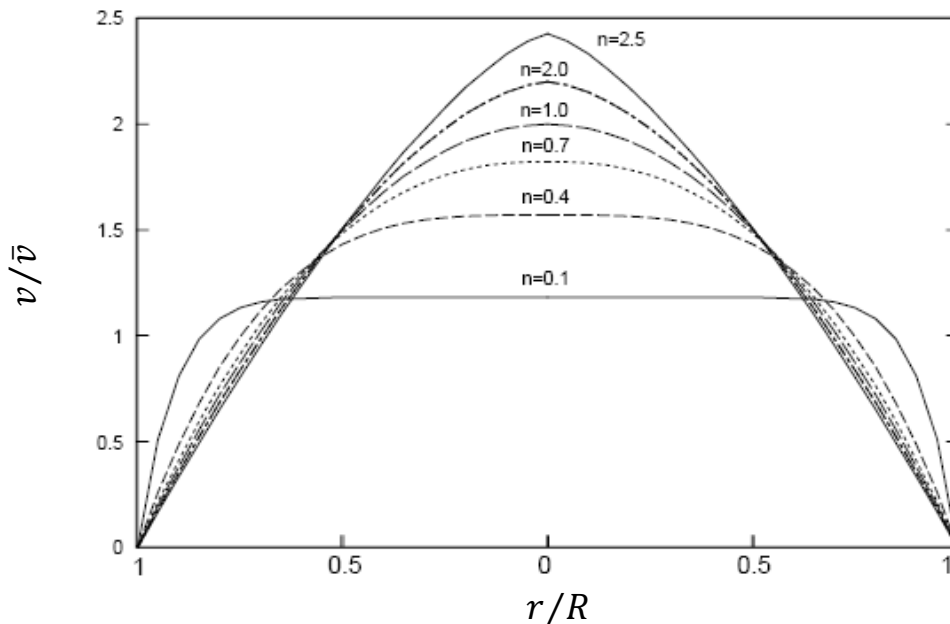


FIGURA 6. PERFILES DE VELOCIDAD PARA FLUIDOS DE LA POTENCIA COMO FUNCIÓN DEL ÍNDICE DE COMPORTAMIENTO AL FLUJO (STEFFE, 1996).

Claramente, el índice de comportamiento al flujo tiene una gran influencia sobre el perfil de velocidad. Los perfiles de velocidad de los fluidos de la potencia en flujo turbulento son muy planos en comparación con el flujo laminar.

Para los plásticos de Bingham, el valor de la velocidad adimensional es una función del parámetro que relaciona el esfuerzo de cizalla, de manera que existen dos expresiones. Para $1 \geq r/R \geq m$:

$$v/\bar{v} = \frac{2 \left[1 - 2m + \frac{2mr}{R} - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]}{1 - \frac{4m}{3} + \frac{m^4}{3}} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Para $r/R \leq m$:

$$v/\bar{v} = \frac{2(1 - 2m)^2}{1 - \frac{4m}{3} + \frac{m^4}{3}} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde $m = 1/n$, y n es el índice de comportamiento al flujo.

El perfil de velocidad adimensional para fluidos plásticos de Bingham está gráficamente representado en la Figura 7. Se puede observar que este perfil depende del valor de m .

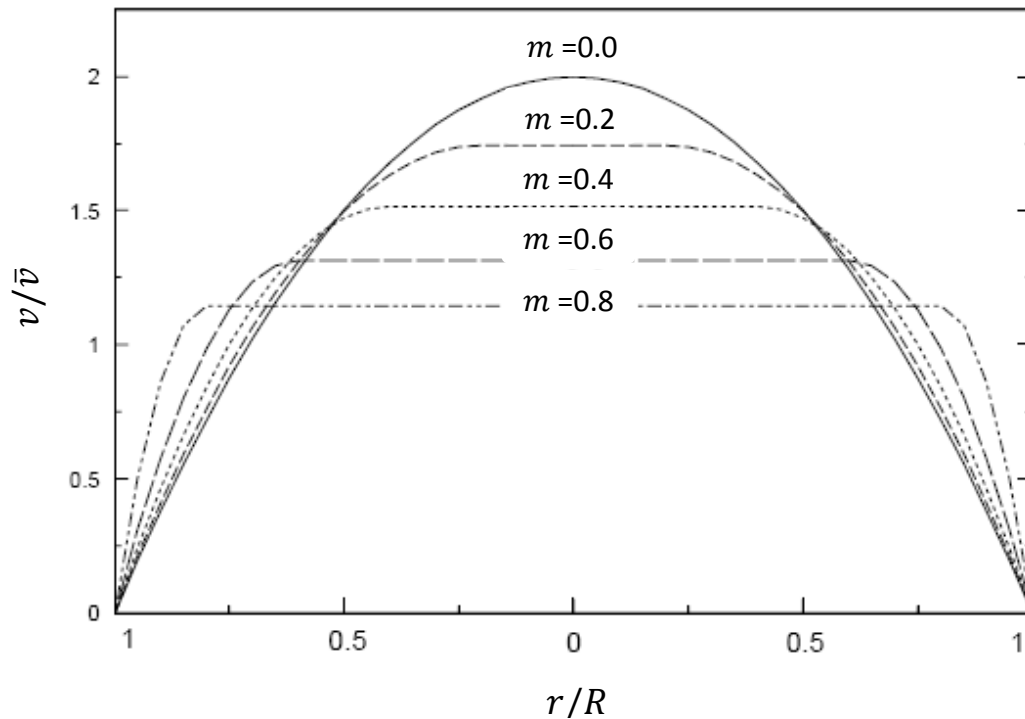


FIGURA 7. PERFILES DE VELOCIDAD PARA PLÁSTICOS DE BINGHAM COMO FUNCIÓN DEL PARÁMETRO m (STEFFE, 1996).

2.2.2 Régimen de transición

En la transición para algunos fluidos no newtonianos, las fluctuaciones permanecen a nivel laminar en una zona de flujo alrededor del eje, e incrementan ligeramente fuera de esta zona. En la zona anular, se observan oscilaciones de baja frecuencia de la velocidad axial. Entonces, con el incremento en el número de Reynolds, aparecen puntos turbulentos llenando la sección entera (Peixinho et al., 2005). El cambio de flujo laminar a turbulento está acompañado por grandes cambios en procesos relacionados con el flujo, tales como el mezclado, transferencia de calor y arrastre, los cuales incrementan dramáticamente. La mayoría de los estudios acerca del régimen de transición han sido realizados con fluidos newtonianos. Sin embargo, en aplicaciones industriales, se usan frecuentemente fluidos que pueden ser caracterizados como no newtonianos. Draad et al., (1998) encontraron que en el caso de algunos polímeros el número de Reynolds sufre un retardo. Estos polímeros reducen el número de Reynolds de transición natural desde $Re > 60,000$ para agua, hasta aproximadamente 8,000 para una solución de polímero fresca con una conformación extendida y, hasta 30,000 para soluciones de

polímeros degradadas y en espiral. La transición natural se origina a partir de las perturbaciones presentes en la entrada de la sección de la tubería. Sin embargo, la causa exacta de la reducción en el número de Reynolds de transición natural causada por el polímero sigue sin resolverse.

2.2.3 Régimen turbulento

En régimen turbulento, el perfil es bastante más achatado como consecuencia de la mezcla transversal que contribuye a homogeneizar las propiedades del fluido en cada sección (Figura 8); en las proximidades de la superficie sólida se forma una capa de fluido de pequeño espesor con flujo laminar (subcapa laminar) (Aguado, 1999).

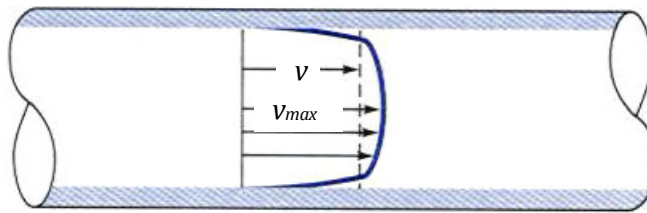


FIGURA 8. FLUJO TURBULENTO (SELLENS, 2008)

Superando el valor de número Reynolds de 2100, el flujo dentro del tubo se convierte errático. La intensidad del mezclado incrementa al mismo tiempo que el número de Reynolds aumente de 4,000 a 10,000. A valores mayores de número de Reynolds, la turbulencia es totalmente desarrollada y el perfil de velocidad es relativamente plano, La velocidad es aproximadamente 0.8 veces la velocidad máxima (Singh & Heldman, 1993). Predecir con exactitud los perfiles de velocidad para los fluidos en un flujo turbulento es difícil. Las relaciones para fluidos newtonianos son confiables, aquellas para fluidos de la potencia están disponibles pero no han recibido verificación experimental adecuada para fluidos alimenticios.

En la Figura 9 se muestra un estudio realizado por Peixinho et al., (2005), con una solución de carbopol en el que se observan que las dos primeras mediciones fueron realizadas a $Re = 500$ y 1650 . Las cuales son muy similares y representativas del régimen laminar. La tercera es obtenida a $Re = 1800$ partiendo de perfil laminar pero permanece cerca de la incertidumbre de dominio. El cuarto perfil a $Re = 3200$ es claramente distinguible del laminar. Fue obtenido en el primer paso de la transición. Aquí, una vez más en el núcleo de flujo, las fluctuaciones se mantienen al mismo nivel que en el régimen laminar e incrementan fuera de esta zona. Por lo tanto, el flujo puede ser inestable en presencia de una zona tapón. Este perfil peculiar pero

repetitivo, no se obtiene para fluidos newtonianos ni para fluidos adelgazantes a la cizalla. El último perfil en $Re = 5800$ se obtuvo plenamente en un flujo turbulento.

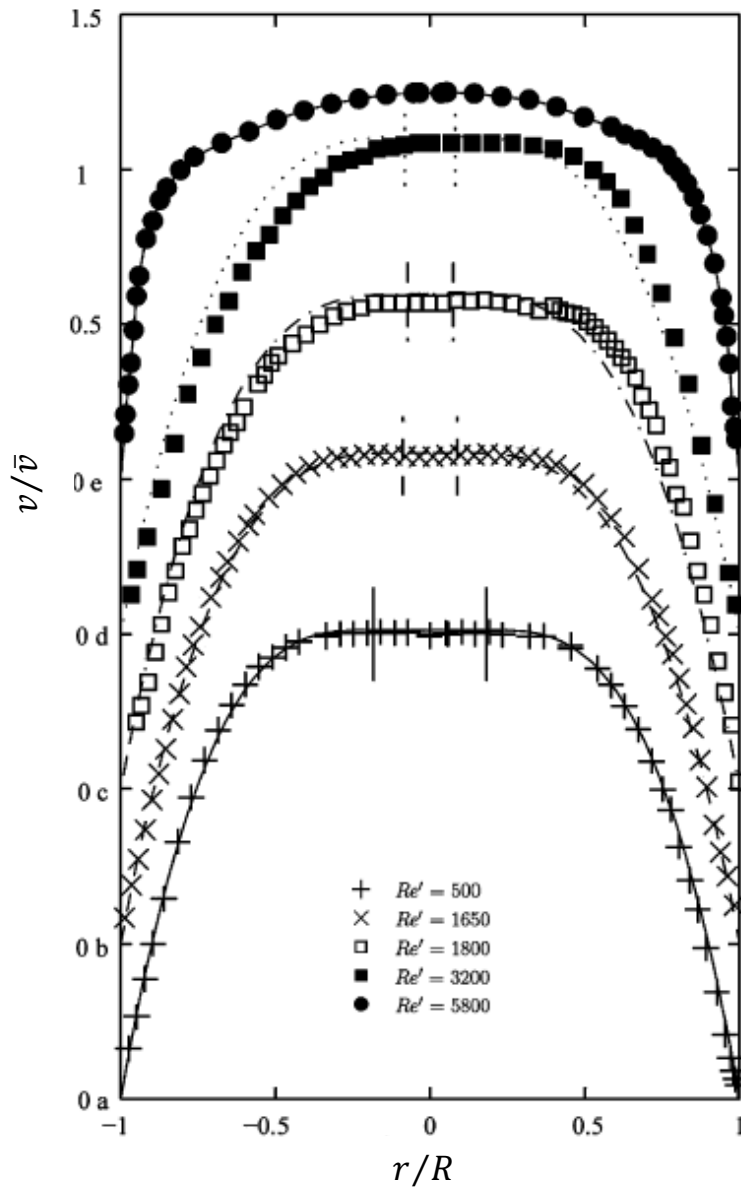


FIGURA 9. PERFILES DE VELOCIDAD EN NÚMEROS DE REYNOLDS INCREMENTANDO, DE UNA SOLUCIÓN DE CARBOPOL AL 0.2% (PEIXINHO, ET. AL., 2005)

Las intensidades de turbulencia longitudinal de fluidos no newtonianos cerca del eje, son similares a las de los fluidos newtonianos. Sin embargo, en la cercanía de la pared, la turbulencia relativa axial es mayor que la de los fluidos newtonianos (Peixinho et al., 2005).

2.3 Ecuaciones de conservación

El estudio de los fluidos en movimiento, es necesario para aquellos procesos que requieren de mover fluidos de un lugar a otro.

El movimiento de fluidos puede ser descrito mediante balances de materia y energía, que permiten la obtención de las ecuaciones de continuidad y de Bernoulli, siendo las bases para el diseño del equipo de manejo del fluido (Earle, 1983; Ibarz, 2003).

2.3.1 Balance de masa

El primer paso en la resolución de problemas de flujo, consiste en aplicar la Ley de conservación de la materia para obtener un equilibrio másico. En un sistema de flujo como el que se muestra a continuación (Figura 10), si el caudal másico de fluido es constante, y si no hay acumulación del líquido en ninguna parte del sistema, la cantidad del líquido que entra en la sección 1 debe salir en la sección 2.

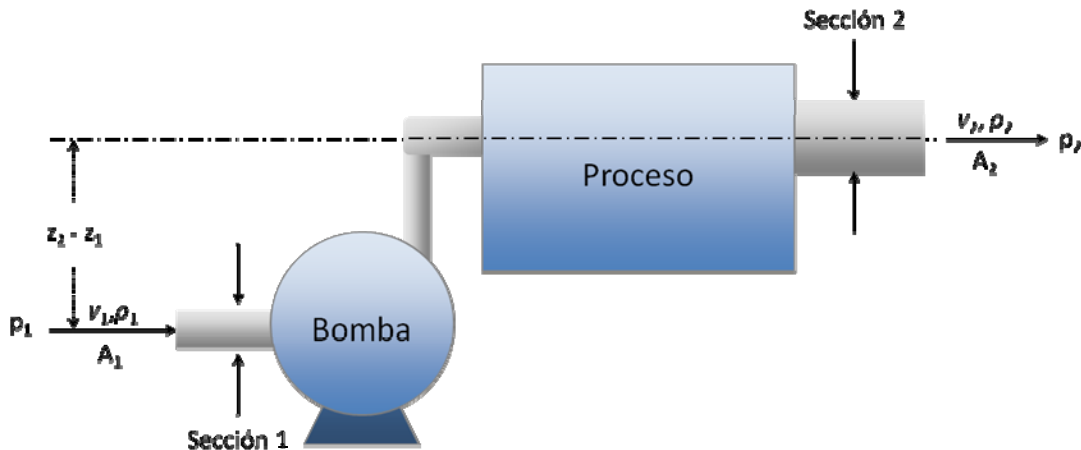


FIGURA 10. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA DE UN FLUIDO (EARLE, 1983).

Si el área de la tubería en la sección 1 es A_1 (m^2), la velocidad en esta sección, v_1 (m/s) y la densidad del fluido ρ_1 (kg/m^3) y si los valores correspondientes en la sección 2 son A_2 , v_2 y ρ_2 , el equilibrio másico puede ser expresado como:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Si el fluido es incompresible $\rho_1 = \rho_2$, por lo que $A_1 v_1 = A_2 v_2$

Esta es conocida como Ecuación de Continuidad. La ecuación de continuidad es una ecuación diferencial para conservación de la masa, es una de las ecuaciones fundamentales de

la mecánica de fluidos, siendo válida para flujo estable o inestable y para fluidos compresibles o incompresibles, describe las variaciones de las propiedades del fluido con respecto a la posición y el tiempo (Aguado, 2002).

2.3.2 Balance de Energía

La ecuación de conservación de energía se basa en la aplicación del primer principio de la termodinámica a sistemas abiertos:

$$\Delta E = Q - W \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde E es la energía total por unidad de masa de fluido, Q es el calor absorbido por unidad de masa de fluido y W es el trabajo de cualquier clase realizado por unidad de masa de fluido sobre los alrededores.

Un tipo de balance más útil para el flujo de fluidos es una modificación del balance total de energía que considera la energía mecánica. El término energía mecánica incluye el término de trabajo a la energía cinética, a la energía potencial y la parte de trabajo de flujo del término de entalpía. La energía mecánica es una forma de energía que puede transformarse directamente en trabajo. Los otros términos de la ecuación de balance de energía (Ec. 2.8) es decir, el calor y la energía interna, no permiten una conversión simple a trabajo debido a la segunda ley de la termodinámica y a la eficiencia de la conversión, que depende de las temperaturas. Los términos de energía mecánica no tienen esta limitación y pueden convertirse casi en su totalidad en trabajo. La energía que se convierte en calor, o energía interna, es trabajo perdido o una pérdida de energía mecánica causada por la resistencia friccional al flujo (Geankoplis, 1998).

Los requerimientos de energía para bombear líquidos a través de tuberías (Figura 10), dependen de una variedad de factores influenciados por (Singh & Heldman, 1993):

- Fricción en el tramo recto de la tubería
- Requerimientos de energía para mover el líquido desde un nivel hasta un nivel más alto.
- Energía requerida para mantener la velocidad de flujo deseada.
- Energía requerida para vencer cualquier diferencia de presión entre la succión y descarga de la bomba.

- Fricción originada por cambios en el área transversal del área de flujo, accesorios, válvulas y cualquier fricción impuesta por equipos introducidos en el sistema de transporte.

Estos factores son encontrados en el balance de energía para un sistema de flujo, dado por la ecuación de Bernoulli:

$$\left[\frac{v_2^2 - v_1^2}{2\alpha} \right] + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + H_f = W$$

Representada con diferenciales:

(Ec. 2.9)

$$\Delta E_k + \Delta E_p + \frac{\Delta p}{\rho} + H_f = W$$

En la ecuación de Bernoulli, W es el trabajo por unidad de masa y la energía que requiere el sistema se encuentra al calcular el producto de W y el flujo másico. Un valor negativo de W indica que el trabajo se está introduciendo al sistema, que es la función normal de una bomba (Steffe, 1996). Los términos de energía cinética ΔE_k , energía potencial ΔE_p y energía de presión $\frac{\Delta p}{\rho}$, serán descritos a continuación; así como también el término H_f , el cual representa la suma de todas las pérdidas ocasionadas por la fricción.

2.3.3 Energía Cinética

Es la energía presente debida al movimiento de traslación o rotación de la masa. El término de energía cinética en el balance mecánico de energía puede ser evaluado si el factor de corrección de energía cinética α , es conocido (Steffe, 1996). α es un factor de corrección adimensional que depende del régimen de flujo y del tipo de fluido transportado (Ibarz, 2003). Geankoplis (1998) cita que el término α ha sido evaluado experimentalmente para diversos flujos y es $\frac{1}{2}$ para flujo laminar y casi 1.0 para flujo turbulento. De acuerdo a Steffe (1996), para cualquier fluido en flujo turbulento $\alpha = 2$ y las expresiones para calcular valores de α de varios fluidos en flujo laminar, se encuentran en la Tabla 2. Estas ecuaciones pueden estar dadas en términos de n , índice de comportamiento al flujo, o c la cual está definida como la relación entre el esfuerzo de cizalla inicial σ_0 , y el esfuerzo de cizalla en las paredes σ_w .

Para cambiar la velocidad de un fluido en movimiento, la bomba debe incrementar la energía cinética del líquido. Este cambio puede ser expresado como:

$$\Delta E_k = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\alpha} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde el cambio está relacionado a la diferencia entre las velocidades del líquido en dos puntos diferentes a lo largo de un sistema de tuberías (Singh & Heldman, 1993).

TABLA 2. FACTORES DE CORRECCIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA PARA FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS

Fluido	α , adimensional
Newtoniano:	1.0
De la Potencia:	$\alpha = \frac{(2n + 1)(5n + 3)}{3(3n + 1)^2}$ (EC. 2.11)
Plástico de Bingham	$\alpha = \frac{2}{2 - c}$ (EC. 2.12)
Herschel-Bulkley	$\alpha = \exp(0.168c - 1.062nc - 0.954n^{0.5} - 0.115c^{0.5} + 0.831)$ (EC. 2.13)
	para $0.06 \leq n \leq 0.38$; y
	$\alpha = \exp(0.849c - 0.296nc - 0.600n^{0.5} - 0.602c^{0.5} + 0.733)$ (EC. 2.14)
	para $0.38 < n \leq 1.60$

Fuente: Steffe, J. F. (1996).

2.3.4 Energía Potencial

La energía potencial se presenta en los cuerpos debido a la posición que ocupan en el campo gravitacional de la tierra y depende de la altura a la que se encuentra con respecto a un nivel arbitrario de referencia (Chamizo & Garritz, 1998). A mayor altura mayor energía potencial.

Es la energía a vencer en la elevación durante la transportación de un fluido y es la que se aprovecha al descender el mismo. Se puede calcular mediante la distancia por la cual se moverá el fluido y la fuerza que resiste el movimiento, en este caso la fuerza de gravedad, g (Earle, 1983; Singh & Heldman, 1993). La expresión general sería:

$$\Delta E_p = g(z_2 - z_1) \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde z_1 y z_2 son las posiciones del fluido indicadas en el sistema en la Figura 10, y la aceleración debida a la gravedad convierte la elevación a unidades de energía J/kg (Earle, 1983).

2.3.5 Energía de Presión

La presión se define como fuerza normal por unidad de área. Las presiones al igual que las temperaturas se pueden expresar en escalas tanto absolutas como relativas.

$$\text{Presión absoluta} = \text{presión manométrica} + \text{presión atmosférica}$$

La presión absoluta es la presión por encima del cero absoluto. Puede encontrarse arriba o debajo de la presión atmosférica existente en el punto de consideración, se basa en un vacío perfecto, es decir, un punto de referencia que no cambia con el lugar, la temperatura, el clima u otros factores.

En algunos sistemas de transporte, la presión puede cambiar de un punto a otro. Tales cambios pueden expresarse como:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Los fluidos ejercen una presión en sus alrededores. Si el volumen de un fluido es disminuido, la presión ejerce una fuerza que debe ser vencida y por lo tanto, el trabajo debe ser hecho al comprimir el líquido (Earle, 1983).

2.3.6 Pérdidas de energía por Fricción

Las fuerzas que deben ser previstas para bombear un líquido a través de una tubería o un tubo, derivan de varias fuentes. Entre estas fuerzas, se encuentran las viscosas, las cuales son sumamente importantes en un fluido y ocurren debido al movimiento de una capa de fluido sobre otra. Otra clase de fuerzas importantes son las de fricción, resultantes del esfuerzo de cizalla en la pared de la tubería o accesorio.

Anteriormente, se mencionó que en la ecuación de Bernoulli (Ec. 2.9) el término H_f se refiere a la sumatoria de todas las pérdidas de energía por fricción, es decir:

$$H_f = \sum H_{fs} + \sum H_{facc} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

En donde H_{fs} incluye todas las pérdidas por fricción de las tuberías de diferentes diámetros; y H_{facc} incluye las pérdidas individuales que ocasionan válvulas, accesorios y equipos por los cuales el fluido está siendo transportado.

2.3.6.1 Pérdidas de energía por fricción en tramo recto de tubería

Las fuerzas de fricción varían con condiciones como el número de Reynolds y la aspereza de la superficie, y son expresadas como factor de fricción f (Singh & Heldman, 1993). Dependiendo del tipo de fluido y el régimen de flujo, existen diferentes ecuaciones y diagramas que permiten el cálculo del factor de fricción.

El factor de fricción para condiciones bajo flujo laminar ($Re < 2,000$) es función del número de Reynolds; mientras que para flujo turbulento ($Re > 4,000$) es función también del tipo de pared en la tubería. En régimen laminar, el factor de fricción es independiente de la rugosidad relativa en el intervalo $\varepsilon/D \leq 0.05$ (Taylor et al., 2006) donde ε es la magnitud de la superficie rugosa o rugosidad absoluta, y D es el diámetro de la tubería. Esto se puede observar en el Diagrama de Moody (Figura 11) el cual es presentado y descrito más adelante.

Las pérdidas de energía por fricción presentes en un fluido newtoniano fluyendo en una tubería, son usualmente calculadas por la ecuación de Darcy-Weisbach (Romeo et al., 2002):

$$H_{fs} = f \frac{v^2 L}{2Dg} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde: H_{fs} = pérdida de energía por fricción en tramo recto, J/kg

f = factor de fricción

v = velocidad del fluido, m/s

g = constante gravitacional, m/s^2

D = diámetro interno de la tubería, m

L = largo de la tubería, m

En la ecuación 2.18, f es conocido como factor de fricción de Darcy.

$$\frac{\Delta p}{\rho} = f_D \left(\frac{v^2 L}{2D} \right) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

La ecuación 2.19, es conocida como ecuación de Darcy, pero es más frecuentemente usada en la forma de la ecuación de Fanning:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = 2f_F \left(\frac{v^2 L}{D} \right) \quad (\text{Ec. 2.20})$$

De las ecuaciones 2.19 y 2.20, se deduce que la relación entre factores de fricción es $f_D = 4f_F$ (Romeo et al., 2002).

Factor de fricción en régimen laminar

En régimen laminar, el factor de fricción se encuentra en función del número de Reynolds y se usan diferentes modelos dependiendo del tipo de fluido. Existen ecuaciones que corresponden a fluidos newtonianos y no newtonianos, en régimen laminar. A continuación se exponen modelos para diferentes fluidos, usando el factor de fricción de Fanning:

- Fluidos newtonianos:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

- Fluidos de la Potencia:

$$f = \frac{16}{Re_G} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

En la que Re_G es el número de Reynolds generalizado. El Re_G para un fluido que obedece la ley de la potencia se define como (Martínez & Linares, 2001):

$$Re_G = \frac{\rho D^n v^{2-n}}{k 8^{n-1}} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad (\text{Ec. 2.23})$$

- Plásticos de Bingham (Sablani et al., 2003):

$$\frac{1}{Re_B} = \frac{f}{16} - \frac{He}{6(Re_B)^2} + \frac{(He)^4}{3f^3(Re_B)^8} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

$$f = \frac{16}{Re_B} \left[1 + \frac{He}{6Re_B} - \frac{He}{3f^3 Re_B^7} \right] \quad (\text{Ec. 2.25})$$

En las que Re_B es el número de Reynolds para fluidos plásticos de Bingham o fluidos newtonianos y He es el número de Hedstrom.

$$He = \frac{\sigma_0 D^2 \rho}{(\eta')^2} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

En este caso, la viscosidad plástica del fluido de Bingham η' , es la definida anteriormente en el apartado de este tipo de fluidos.

- Fluidos Herschel-Bulkley (Ibarz, 2003):

$$f = \frac{16}{\Psi Re_G} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

En la que Ψ está dada por la expresión:

$$\Psi = (3n + 1)^n (1 - \xi)^{1+n} \left[\frac{(1 - \xi)^2}{3n + 1} + \frac{2\xi(1 - \xi)}{2n + 1} + \frac{m^2}{n + 1} \right]^n \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Como definición, ξ es el radio adimensional a partir del cual la velocidad es constante. Es una relación entre los esfuerzos cortantes.

Para fluidos newtonianos y de la Potencia $\xi = 0$ y $\Psi = 1$, por lo tanto, es posible calcular el factor de fricción directamente de las ecuaciones 2.21 y 2.22.

Factor de fricción en régimen de transición

Mientras el número de Reynolds va incrementando, existe un incremento repentino y significativo en las pérdidas de presión durante el desarrollo de la turbulencia (Smith, 2003). Esta región, es conocida como zona crítica o zona de transición, la cual aparece entre números de Reynolds de 2,000 a 4,000. En esta región, el flujo puede ser tanto laminar como turbulento dependiendo de varios factores; estos incluyen cambios de sección, de dirección del flujo y obstrucciones tales como válvulas corriente arriba de la zona considerada. El factor de fricción en esta zona es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más altos si el flujo es turbulento (Crane, 1987).

Factor de fricción en régimen turbulento

Para números de Reynolds superiores a 4,000, las condiciones de flujo vuelven a ser más estables y pueden establecerse factores de fricción definitivos. Para su predicción, se pueden dibujar una serie de curvas mostrando el factor de fricción de Fanning f_F , o el de Darcy $4f_F$, para turbulencia completamente desarrollada como una función del número de Reynolds y de la naturaleza de la tubería. La última es cuantificada por medio de la relación ε/D , denominada rugosidad de la superficie o rugosidad relativa (Smith, 2003).

El factor de fricción es una función de la magnitud del número de Reynolds y de la rugosidad absoluta (ε) de la tubería, la cual es una medida de la profundidad media de las imperfecciones existentes en la superficie de la pared de la tubería. El efecto de la rugosidad en las pérdidas de energía mecánica es importante, ya que tiene un gran efecto en el factor de fricción. La rugosidad depende del tipo y las características del material con el que la tubería

está hecha, está relacionada con la altura y forma de las protuberancias internas de la tubería. Las unidades de rugosidad están dadas en longitud (Ibarz, 2003).

En general, para superficies en contacto con alimentos se recomienda extensivamente el uso del acero inoxidable, los valores de rugosidad sugeridos para estas superficies no deben ser mayores de 0.8 μm (Hilbert et al., 2003). En un estudio realizado por Michalski et al. (1998), se mostró que para algunos productos alimenticios newtonianos con una viscosidad relativamente alta y para alimentos fluidos que tienen un esfuerzo inicial bajo, la presencia de la rugosidad siendo $\geq 0.5 \mu\text{m}$ influyó primordialmente en la cantidad de residuos en la superficie sólida después de fluir. En el caso de aceites comestibles la cantidad de fluido adherido a la superficie incrementó con la rugosidad. Encontraron que la presencia de rugosidad es importante para la adhesión de residuos en una superficie, mas no la amplitud de la rugosidad, es decir, que aunque hubiese presencia de rugosidad, el espesor de los residuos no puede incrementar más limitado por la tensión superficial y la viscosidad. Sin embargo, en el caso de algunas emulsiones, se encontró que el incremento en la amplitud de la rugosidad induce a mayores depósitos de fluido en las superficies.

Como el tipo de la superficie interna de la tubería comercial es prácticamente independiente del diámetro, la rugosidad de las paredes tiene mayor efecto en el factor de fricción para diámetros pequeños. En consecuencia las tuberías de pequeño diámetro se acercan a la condición de gran rugosidad y en general tienen mayores efectos de fricción que tuberías del mismo material pero de mayores diámetros (Crane, 1987). Las magnitudes de rugosidad de la superficie de algunos materiales comunes de construcción, incluyendo aceros inoxidables de grado alimenticio, se muestran en la Tabla 3.

TABLA 3. MAGNITUDES DE RUGOSIDAD SUPERFICIAL

Material	Rugosidad aproximada (μm)
Tubo extruido	1.5
Acero comercial/hierro forjado	45
Hierro galvanizado	150
Acero inoxidable (estirado caliente, "mil finish 1")	5

Acero inoxidable (estirado frío, "mil finish 2D")	<1
Acero inoxidable (estirado frío, "mil finish 2B")	0.3
Acero inoxidable (estirado frío, brillo recocido, "mil finish 2A")	0.1

Fuente: Smith, P. G. (2003)

Para régimen turbulento, el factor de fricción es estimado a través de la ecuación (Romeo et al., 2002) de Colebrook y White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.52}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (\text{Ec. 2.29})$$

La ecuación de Colebrook-White es válida para números de Reynolds en un intervalo de los 4000 a 10^8 y los valores de rugosidad relativa en un intervalo de 0 a 0.05. Esta ecuación cubre los casos de tuberías lisas $\varepsilon = 0$, y flujo turbulento totalmente desarrollado. Para tuberías lisas, la ecuación 2.29 se convierte en la ecuación de Prandtl-von Karman:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 2 \log \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} \right) \quad (\text{Ec. 2.30})$$

En el caso de los fluidos alimenticios en los que generalmente se utiliza el acero inoxidable, se considera que en la región de turbulencia, el factor de fricción para tuberías lisas desciende continuamente con el incremento de los números de Reynolds (Taylor et al., 2006).

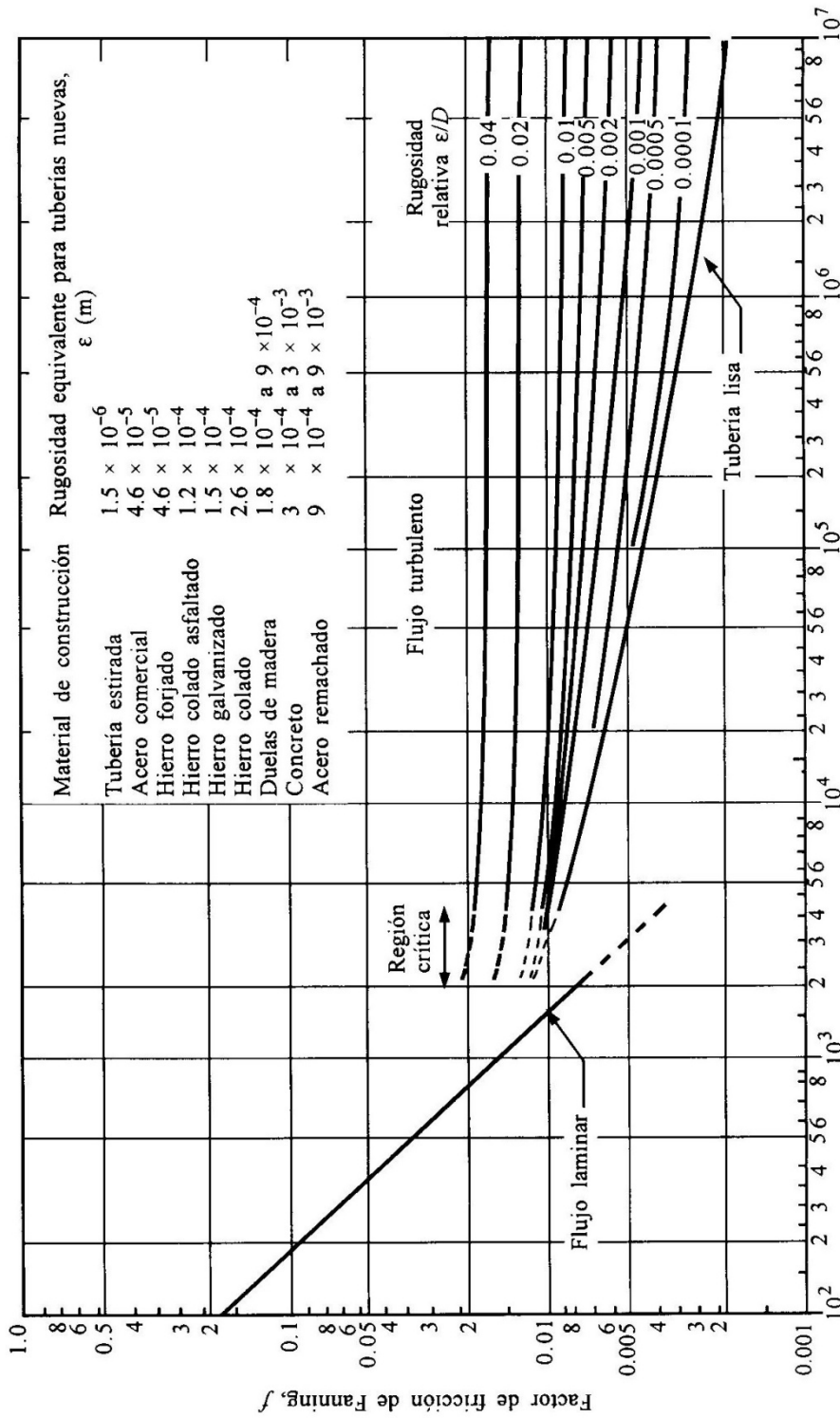
Las series de curvas mencionadas anteriormente (Figura 11), son conocidas como diagrama de Moody, el cual es simplemente la ecuación de Colebrook graficada en un amplio intervalo de números de Reynolds y valores de rugosidad relativa entre 0 y 0.05. Este diagrama permite el cálculo del factor de fricción bajo régimen laminar o turbulento, así como también en la zona de transición. A números de Reynolds elevados, el factor de fricción se vuelve independiente del Re y las curvas en el diagrama de Moody se vuelven horizontales. En régimen turbulento las curvas $f - Re$ se hacen casi horizontales poniendo de manifiesto que en esas condiciones el factor de fricción varía fundamentalmente con la rugosidad relativa y muy poco con el número de Reynolds.

El factor de fricción puede ser definido en diversas maneras y en diferentes versiones del diagrama de Moody; es importante aclarar cual f está siendo usado, ya que el factor de Darcy es

mayor que el de Fanning por un factor de 4. El diagrama de Moody representado en la Figura 11 utiliza el factor de Fanning.

En el cálculo del factor de fricción para régimen turbulento, comúnmente son usadas ecuaciones empíricas o semi empíricas. Al igual que en el régimen laminar, las ecuaciones dependen del tipo de fluido transportado.

La mayoría de los alimentos se comportan como fluidos no newtonianos, por lo que el cálculo de las pérdidas por fricción es muy importante en el diseño de equipos para la industria de alimentos.



$$\text{Número de Reynolds, } N_{Re} = \frac{D_{vp}}{\mu}$$

FIGURA 11. DIAGRAMA DE MOODY (GEANKOPLIS, 1998)

- Fluidos plásticos de Bingham

El factor de fricción f , en flujo laminar para fluidos plásticos de Bingham en tuberías lisas puede ser descrito en términos del número de Reynolds y del número de Hedstrom como se mostró en las ecuaciones 2.24 y 2.25. Bajo régimen turbulento, la ecuación gobernante (Sablani et al., 2003) puede ser expresada como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 4.0 \log(Re\sqrt{f}) - 0.40 \quad (\text{Ec. 2.31})$$

El gráfico de factor de fricción para condiciones de flujo laminar y flujo turbulento de fluidos plásticos de Bingham, es representado en la Figura 12 .

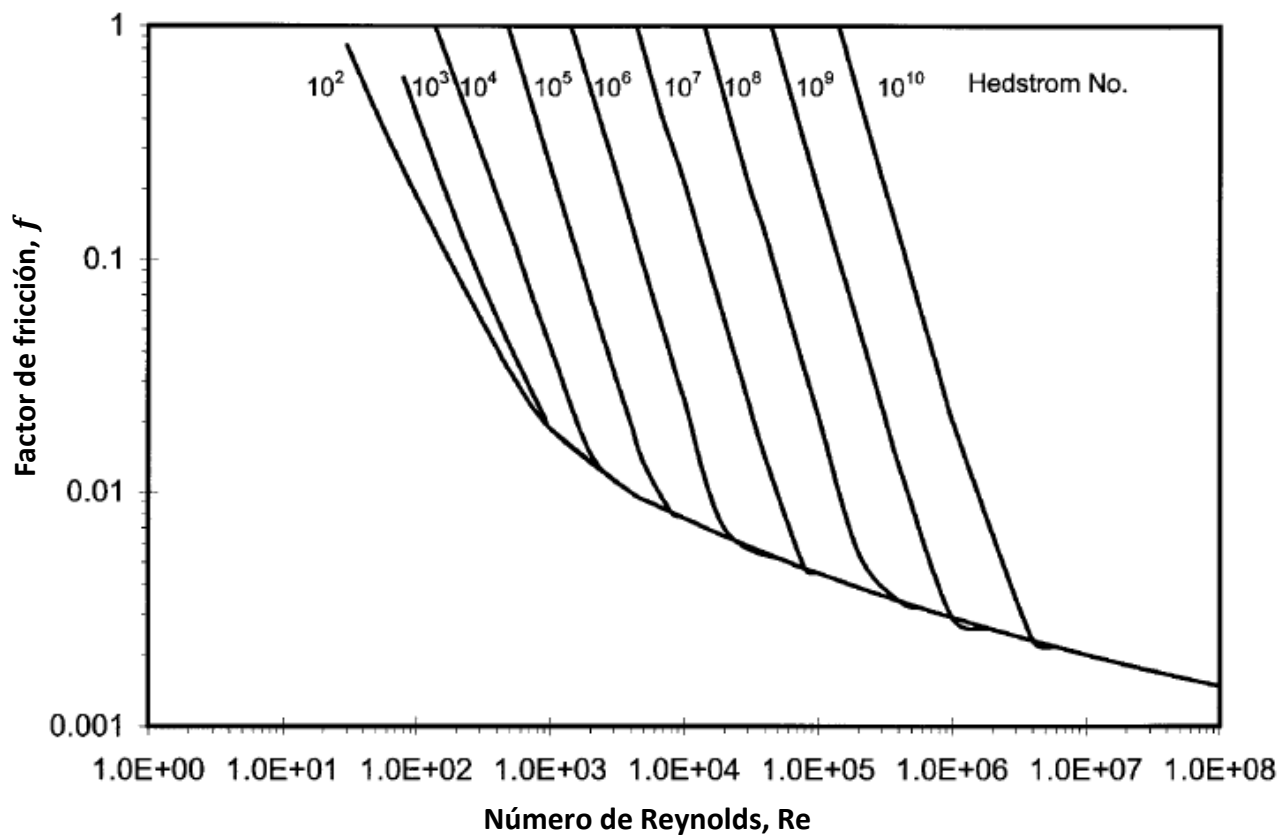


FIGURA 12. GRÁFICO DEL FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS PLÁSTICOS DE BINGHAM (SABLANI ET AL., 2003).

- Fluidos de la Potencia

Para estos fluidos, se usa el número de Reynolds generalizado en tuberías lisas de acuerdo con la siguiente ecuación (Sablani & Shayya, 2003):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \left(\frac{4}{n^{0.75}}\right) \log_{10} [Re_G f^{(1-(n/2))}] - \left(\frac{0.4}{n^{1.2}}\right) \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Esta correlación es mostrada en la Figura 13, conocida también como gráfico de Dodge y Metzner, aunque también incluye algunas líneas representando extrapolaciones de la ecuación 2.32 para valores de Re_G y n , más allá de las mediciones realizadas por Dodge y Metzner.

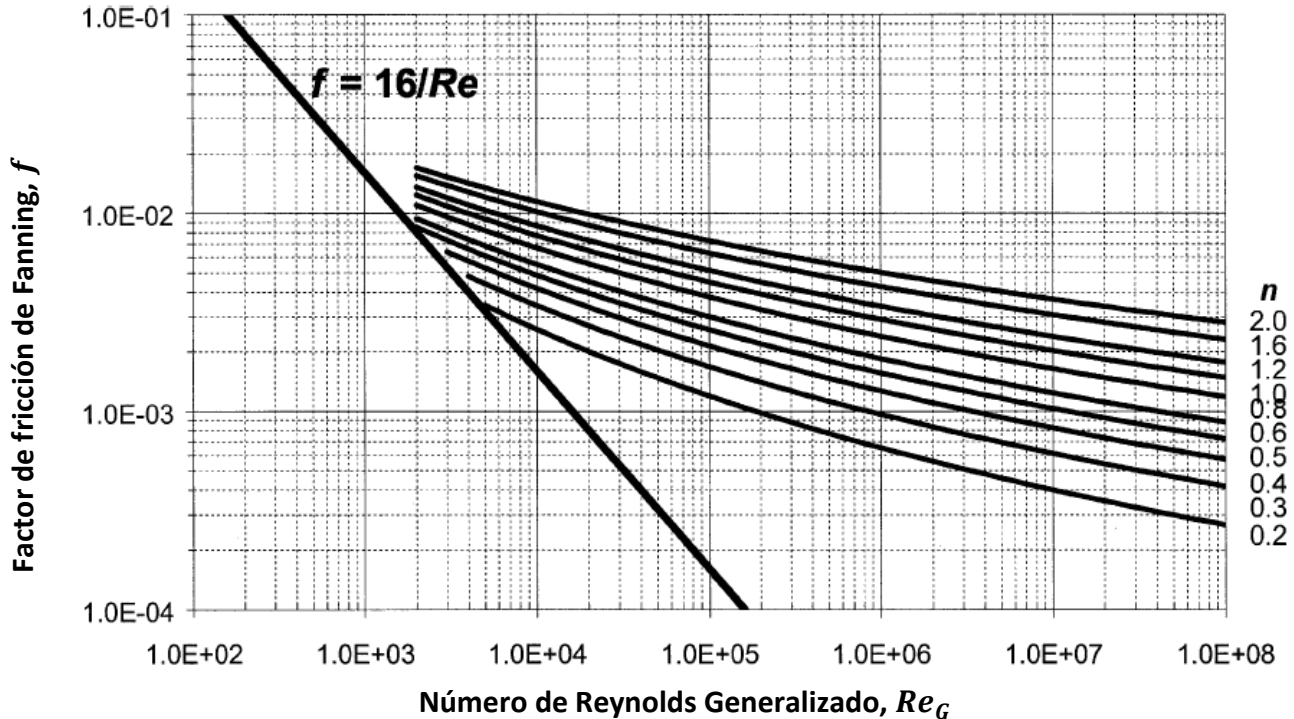


FIGURA 13. GRÁFICO DEL FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS ADELGAZANTES Y ESPESANTES A LA CIZALLA (SABLANI & SHAYYA, 2003).

Tanto en la Figura 12 como en la Figura 13 se puede observar que para fluidos no newtonianos el paso de régimen laminar a régimen de transición no se produce siempre para el mismo valor del número de Reynolds, sino que dicho valor crítico depende de los parámetros reológicos del fluido.

- Fluidos Herschel-Bulkley

Es difícil encontrar ecuaciones que puedan aplicarse directamente a este tipo de fluidos para calcular el factor de fricción, sin embargo, para valores de índice de comportamiento al

flujo (n) de 0.2 y 0.5 pueden ser determinados usando la Figura 14 y la Figura 15 para un amplio intervalo de valores de números de Reynolds generalizado y Hedstrom (Ibarz, 2003).

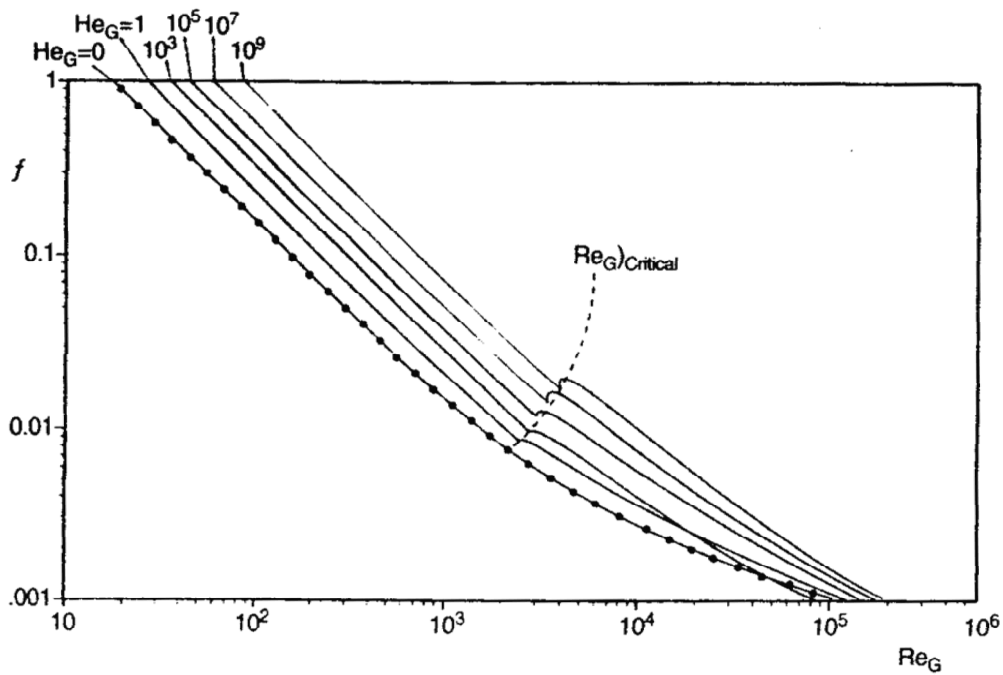


FIGURA 14. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS HERSCHEL-BULKLEY ($N=0.2$) (IBARZ, 2003).

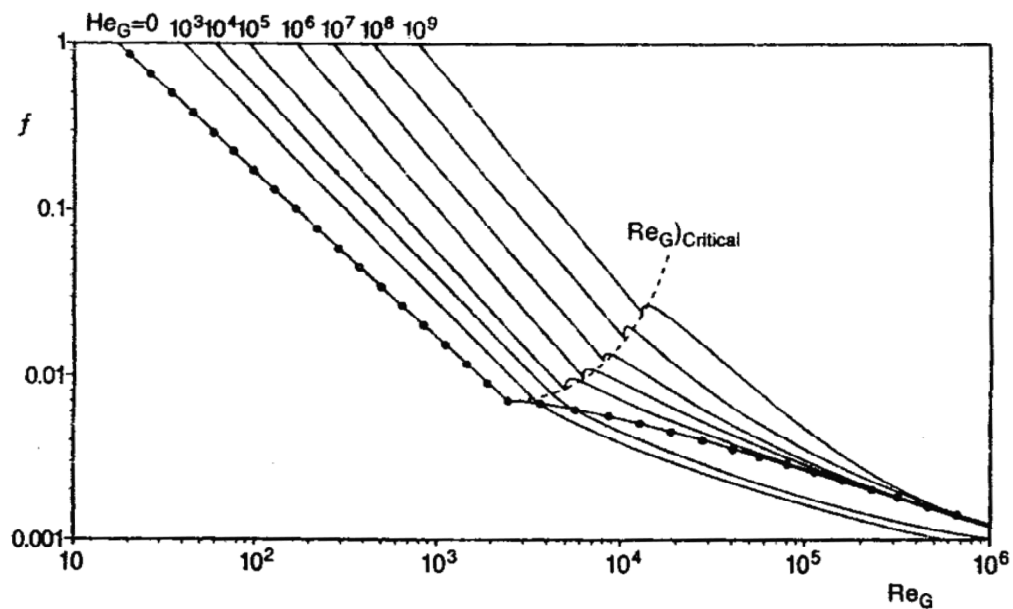


FIGURA 15. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUIDOS HERSCHEL-BULKLEY ($N=0.5$) (IBARZ, 2003).

2.3.6.2 Pérdidas de energía por fricción en válvulas y accesorios

Hasta este punto, se han calculado las pérdidas de energía para secciones rectas de una tubería. Sin embargo, todas las redes de tuberías cuentan con una serie de elementos conocidos como accesorios que causan pérdidas de energía adicional. Estas pérdidas se deben al aumento o disminución del tamaño de la tubería, la presencia de válvulas y de instrumentos de medición, así como cambios en la dirección del fluido o diversificación del fluido generalmente debido a codos, tes, yes y cruces. Cuando la dirección del flujo es alterada o distorsionada, cuando el fluido se encuentra fluyendo por inclinaciones en la tubería o a través de accesorios de secciones transversales variadas, ocurren pérdidas de energía que no son recuperadas. Esta energía es disipada en remolinos y turbulencia adicional y finalmente perdida en forma de calor. (Earle, 1983; Ibarz, 2003)

Existen dos maneras de calcular estas pérdidas menores; una de ellas, está basada en la longitud equivalente del accesorio, mientras que la otra utiliza coeficientes de resistencia adimensionales.

2.3.6.2.1 Longitud equivalente

La longitud equivalente de un accesorio es definida como la longitud de una sección recta de tubería que producirá las mismas pérdidas de energía mecánica que un accesorio colocado en una parte de la tubería. De esta manera, la ecuación 2.18 puede ser usada para el cálculo de pérdidas de energía mecánica, sustituyendo la longitud por la longitud equivalente (Ibarz, 2003):

$$H_{fs} = f \frac{v^2 L_e}{2Dg} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

En algunos casos, la magnitud de las pérdidas puede ser calculada, pero es más frecuente encontrarlas en tablas de valores o nomogramas basados extensamente en resultados experimentales (Earle, 1983). Dependiendo del accesorio de interés, el valor adimensional L_e/D se obtiene de la Tabla 4 y puede ser sustituida directamente en la ecuación 2.33.

Además del uso de los valores de L_e/D para determinar las pérdidas de energía mecánica en accesorios, también son usados los valores de k_f es decir, coeficientes de resistencia.

TABLA 4. LONGITUDES EQUIVALENTES PARA DIFERENTES ACCESORIOS. (SÓLO NEWTONIANOS EN FLUJO TURBULENTO)

Válvulas y accesorios	<i>Le/D</i>
Codo 45° estándar	15
Codo 90° estándar	30
Codo 90° radio largo	20
Codo de retorno 180°	75
Te estándar	
Usada como codo, entrada central	90
Usada como codo, entrada por rama lateral	60
Paso recto	300
Válvula check, totalmente abierta	170
Válvula de ángulo, totalmente abierta	
Válvula de compuerta	7
Totalmente abierta	900
¼ abierta	200
½ abierta	40
¾ abierta	16
Entrada ordinaria	

Fuente: Levenspiel, (1993).

2.3.6.2.2 Coeficientes de Resistencia

Se puede observar de la ecuación de Bernoulli (Ec. 2.9), que cada uno de los elementos del sistema que disipan energía como tuberías, codos, válvulas, contracciones y expansiones, contribuyen a las pérdidas de fricción y son comúnmente expresadas en términos del coeficiente de resistencia adimensional k_f para cada uno de los elementos conectados. Como se muestra en la ecuación 2.34, para tramo recto en la tubería, k_f es igual al producto del factor de fricción de Darcy f , y la longitud de la tubería L_e en relación con el diámetro (Etemad, 2004).

El flujo a través de válvulas, conectores, codos, té, reducciones, expansiones, etc. es más complejo que en tuberías rectas. Al forzar a un fluido a pasar a través de accesorios, se

origina un consumo de energía detectada por las caídas de presión a través de los accesorios. Estas caídas de presión resultan de la fricción en la pared, cambios en la dirección del flujo, obstrucciones en el camino del flujo, y cambios graduales o repentinos en el área transversal o la forma del ducto de flujo.

Los accesorios se pueden clasificar como de bifurcaciones, reducciones, ampliaciones o desviaciones. Los reductores, bujes, ampliaciones y contracciones son accesorios que cambian la zona de paso de la corriente y pertenecen a la clase de accesorios de reducción o ampliación. Los codos, curvas, curvas de retorno y otros accesorios que causa un cambio en la dirección del flujo son del tipo de desviación. Aparte de estos hay una serie de elementos de tuberías y accesorios que poseen combinaciones de los atributos de las clases generales enumeradas aquí, y otros tipos, como acoplamientos y uniones que normalmente presentan poca resistencia al flujo (Turian et al., 1998).

Estos cambios en el flujo adicionan caídas de presión al sistema. Cuando se usan factores de fricción adimensionales k_f , las pérdidas de energía mecánica debido a válvulas y accesorios, son proporcionales al cuadrado de la velocidad y se calculan por medio de la siguiente expresión:

$$H_{f_{acc}} = \frac{\Delta p}{\rho} = k_f \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

El valor del coeficiente de resistencia depende del tipo de válvula o accesorio presente en la tubería. Así, para una ampliación repentina en la cual el fluido circula a través de una tubería con una sección transversal S_1 y una ampliación de la tubería S_2 ($S_1 < S_2$), el coeficiente de resistencia es calculado mediante la siguiente relación:

$$k_f = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 2.35})$$

La velocidad promedio que debe ser usada en la ecuación 2.34 es la de mayor magnitud, la cual corresponde a la sección S_1 . Para una contracción repentina en la cual el fluido va de la sección S_1 , a una sección más pequeña S_2 , el valor de k_f es obtenido de la expresión:

$$k_f = 0.4 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \quad (\text{Ec. 2.36})$$

De nuevo, la velocidad promedio que debe ser usada en la ecuación (Ec. 2.34) es la de mayor magnitud, en este caso es la correspondiente a la sección S_2 (Ibarz, 2003).

En la práctica, existen tablas que permiten el cálculo de las pérdidas de energía mecánica de los diferentes accesorios. La Tabla 5 presenta valores de k_f para algunos de éstos, los cuales solo son válidos para fluidos que presentan comportamiento newtoniano.

TABLA 5. COEFICIENTES DE RESISTENCIA PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS EN FLUIDOS NEWTONIANOS EN COMPLETA TURBULENCIA

ACCESORIO	k_f	ACCESORIO	k_f
Codo 45° estándar	0.35	Válvula de bola	
Codo 45° curvatura grande	0.20	5° cerrada	0.05
Codo 90° estándar	0.75	10° cerrada	0.29
Codo 90° curvatura grande	0.45	20° cerrada	1.56
Codo 90° curvatura pequeña	1.30	40° cerrada	17.30
Curva 180°	1.50	60° cerrada	206.00
Te estándar		Válvula de Mariposa	
Usada como codo	1.00	5° cerrada	0.24
Con división de flujo	1.00	10° cerrada	0.52
Válvula de compuerta		20° cerrada	1.54
Totalmente abierta	0.17	40° cerrada	10.80
¾ abierta	0.90	60° cerrada	118.0
½ abierta	4.50	Válvula bottom	15.0
¼ abierta	24.00	Flujómetros mecánicos	
Válvula check		Disco	7.00
Totalmente abierta	9.00	Pistón	15.00
¾ abierta	13.0	Turbina	6.00
½ abierta	36.0	Entradas	
¼ abierta	112.0	Forma de trompeta	0.78
Válvula de diafragma		Bordes filosos	0.50
Totalmente abierta	2.30	Ligeramente redondeados	0.23
¾ abierta	2.60	Completamente	0.04
½ abierta	4.30	redondeados	
¼ abierta	21.00	Salidas	1.00
Válvula de ángulo, totalmente abierta	2.00	Forma de trompeta	1.00
		Bordes filosos	1.00
Válvula de retención (abierta)	2.00	Redondeados	
Simple	70.00		
Bola	10.00		

Fuente: Ibarz, (2003).

El problema al predecir pérdidas de presión en accesorios es mucho más incierta que en tramos rectos porque:

1. El mecanismo de flujo no está claramente definido. Al menos dos tipos de pérdidas son superpuestas: fricción en las paredes y pérdidas debido al cambio de dirección del flujo (Bandyopadhyay & Das, 2007); y
2. Existen muy pocos datos experimentales en la literatura. Sobre todo, hay muy poca información publicada acerca de pérdidas por fricción en el flujo de fluidos no newtonianos.

Ibarz (2003), reporta observaciones de Steffe en las que los coeficientes de resistencia aumentan a la vez que los números de Reynolds disminuyen:

TABLA 6. RELACIONES DE K_f PARA VÁLVULAS DE TRES PASOS, TES Y CODOS DE 90°

Válvulas de tres pasos	$k_f = 30.3(Re_G)^{-0.492}$	(Ec. 2.37)
Tes	$k_f = 29.4(Re_G)^{-0.504}$	(Ec. 2.38)
Codos (90°)	$k_f = 191(Re_G)^{-0.896}$	(Ec. 2.39)

Fuente: Ibarz, (2003).

Martínez & Linares (2001) obtuvieron datos experimentales de caída de presión en función del número de Reynolds generalizado (Re_G) para determinar el coeficiente de resistencia (k_f) de fluidos que siguen el comportamiento de la ley de la potencia a través de válvulas de acero inoxidable de 1 pulgada y codos de 90° mostrando que todos los valores de k_f mantienen una función inversa con el número de Reynolds generalizado.

TABLA 7. RELACIONES DE K_f PARA V. DE MARIPOSA, DE GLOBO Y CODOS EN FLUIDOS DE LA POTENCIA

Válvula de mariposa	$k_f = 761(Re_G)^{-1}$	(Ec. 2.40)
Válvula de globo	$k_f = 510(Re_G)^{-0.73}$	(Ec. 2.41)
Codos (90°)	$k_f = 1193(Re_G)^{-1}$	(Ec. 2.42)

Fuente: Martínez & Linares, (2001)

Bandyopadhyay & Das (2007), realizaron un estudio similar en el que encontraron correlaciones de acuerdo al porcentaje de apertura de las válvulas o al ángulo de los accesorios en fluidos adelgazantes a la cizalla. Estas son mostradas en la Tabla 8.

TABLA 8. RELACIONES DE K_f PARA CODOS, V. DE COMPUERTA, V. DE GLOBO Y ORIFICIOS

Codos	$k_f = 7.94 \times 10^{-2} De^{0.718} \left(\frac{\delta}{135} \right)^{-0.519}$ Para $40 < Re < 2200$ $30 < De < 2150$ $45^\circ < \delta < 135$	(EC. 2.43)
V. de compuerta	$k_f = 1.905 Re^{-0.197} \beta^{-1.987}$ Para: $45 < Re < 2200$ $0.25 < \beta < 1.0$	(EC. 2.44)
V. de globo	$k_f = 8.266 Re^{-0.061} \beta^{-0.797}$ Para: $45 < Re < 2200$ $0.25 < \beta < 1.0$	(EC. 2.45)
Orificio	$k_f = 0.601 Re^{-0.048} \left(\frac{D_o}{D_t} \right)^{-4.379}$ Para: $45 < Re < 2200$ $0.4646 < D_o/D_t < 0.7087$	(EC. 2.46)

Fuente: Bandyopadhyay & Das, (2007)

Donde:

δ = ángulo del accesorio, grados

β = porcentaje de apertura de la válvula, adimensional

D_o = diámetro del orificio, m

D_t = diámetro del tubo, m

$De = \frac{V\rho DR_t^{0.5}}{\eta'R_c^{0.5}}$ Número de Dean, adimensional

3 SISTEMAS DE BOMBEO

Para hacer circular fluidos a través de tuberías, es necesario suministrar energía mecánica por medio de dispositivos mecánicos conocidos como bombas. Las bombas son utilizadas ampliamente en la industria para proveer servicios de enfriamiento y lubricación, transferir fluidos en proceso, y proporcionar la fuerza motriz en sistemas hidráulicos. De hecho, la mayor parte de las plantas de fabricación y los edificios comerciales confían en sus sistemas de bombeo para su operación diaria. En el sector manufacturero, las bombas representan el 27% de la electricidad usada por los sistemas industriales (U.S. Department of energy, 2006). Considerando que sirven a diferentes necesidades, las bombas varían en tamaño desde fracciones de caballos de fuerza, a varios miles caballos de fuerza.

Las bombas son esenciales en la operación diaria de muchas instalaciones. Esto tiende a promover la práctica de dimensionar bombas de forma conservadora, para asegurar que las necesidades del sistema podrán ser encontradas en todas las condiciones. En el diseño del sistema de transporte de un fluido, la necesidad de una bomba está determinada por los requerimientos de flujo y de presión, los cuales se basan en las características del sistema (Singh & Heldman, 1993).

Los sistemas de bombeo contienen básicamente los siguientes componentes: bombas, tubería, válvulas y equipo de uso final como lo son intercambiadores de calor, tanques y equipo hidráulico.

Bombas

Una bomba es una máquina usada para mover un fluido a través de un sistema de tuberías realizando diversas transformaciones de energía para incrementar la presión del fluido (Volk, 2005).

La definición anterior es ejemplificada por una bomba centrífuga en la Figura 16. La entrada de energía en la bomba es esencialmente la fuente de energía para encender el motor. Esta energía es convertida en el motor, en energía mecánica. Las transformaciones de energía restantes tienen lugar dentro de la bomba.

La segunda transformación de energía se da en el interior de la bomba. Dentro de ésta, se encuentra un eje rotatorio el cual está ensamblado con el impulsor; al rotar el impulsor, el líquido que ha entrado en la bomba incrementa su velocidad. Al incrementar la velocidad, esta energía de entrada es usada para incrementar la energía cinética del líquido.

Después de que el líquido deja el impulsor ocurre la última transformación de energía, en un proceso de difusión. Una expansión en el área de flujo provoca que la velocidad disminuya más que cuando entró a la bomba.

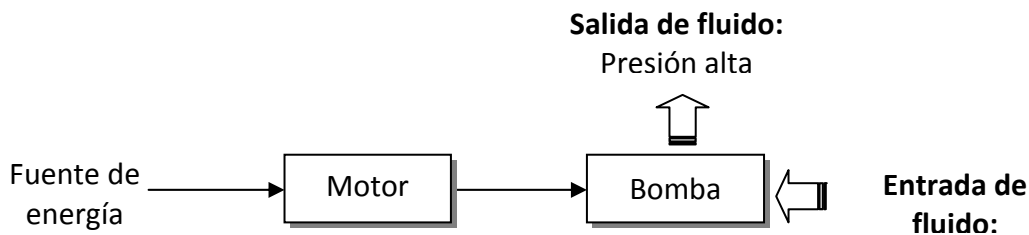


FIGURA 16. TRANSFORMACIONES DE ENERGÍA EN UNA BOMBA (VOLK, 2005)

Esta difusión transforma una parte de la energía de la velocidad, en energía de presión (Volk, 2005).

Tubería

La tubería es usada para contener el fluido y llevarlo de la bomba al punto de uso. Los aspectos críticos de la tubería son sus dimensiones, tipo de material y costo. La resistencia a un flujo másico específico en una tubería, disminuye al alargarse el diámetro de la tubería; sin embargo, las tuberías más grandes son más pesadas, toman mayor espacio de suelo y el costo es mayor que el de tuberías más pequeñas. Similarmente, en sistemas que operan a mayores presiones, las tuberías de menor diámetro pueden tener paredes más delgadas que las tuberías de diámetro grande y son más fáciles de encaminar e instalar.

Las tuberías de diámetro pequeño restringen el flujo, lo cual puede ser especialmente problemático en sistemas con características de flujo agitado. Las tuberías pequeñas también operan a mayor velocidad de líquido incrementando los efectos de erosión, desgaste y fricción. El incremento de la fricción afecta a la energía requerida para bombear (Anónimo, 2002).

Válvulas

El flujo en un sistema de bombeo debe estar controlado por válvulas. Algunas válvulas tienen distintas posiciones, así sean cerradas o abiertas, mientras que otras pueden ser usadas para estrangular el flujo. Existen diferentes tipos de válvulas; la selección correcta de una válvula para una aplicación depende de un sin número de factores como la facilidad de mantenimiento, la seguridad, la tendencia al goteo, el costo y la frecuencia con que la válvula será abierta y cerrada .

Las válvulas pueden ser usadas para aislar el equipo o regular el flujo. Las válvulas de aislamiento están diseñadas para cerrar una parte del sistema para propósitos de operación o mantenimiento. Las válvulas reguladoras de flujo restringen el flujo a través de una rama del sistema (válvula de estrangulamiento) o permiten el flujo alrededor de ella (válvula de bypass). Una válvula de estrangulamiento controla el flujo incrementando o disminuyendo la resistencia del flujo a través de ella. En contraste, una válvula de bypass permite que el flujo vaya alrededor de un componente del sistema por medio del incremento o una disminución de la resistencia del flujo en una línea de bypass. Una válvula de retención, mejor conocida como válvula check, permite que el fluido se mueva en una sola dirección, protegiendo al equipo de ser presurizado desde la dirección incorrecta y ayudando a mantener el fluido en la dirección correcta. Las válvulas de retención son usadas en la descarga de muchas bombas para prevenir el retorno del flujo cuando se para la bomba (U.S. Department of energy, 2006).

3.1 Clasificación general de bombas

Las bombas pueden clasificarse de acuerdo a su función, sus condiciones de servicio, materiales de construcción, etc. El Instituto de Hidráulica de Estados Unidos (Hydraulic Institute) clasifica las bombas como se muestra en la Figura 17 y divide las bombas de la siguiente manera:

3.1.1 Por su principio de adición de energía

La primera clasificación, la cual se puede observar en color rojo en la Figura 17, está relacionada con la manera en la cual las bombas añaden la energía al fluido. Se dividen en dos grandes categorías: Centrífugas, las cuales se describirán en la Sección 3.2; y de Desplazamiento Positivo, las cuales se describen brevemente a continuación.

3.1.1.1 Bombas de Desplazamiento Positivo

En las bombas de desplazamiento positivo, la energía se añade periódicamente al fluido mediante la aplicación directa de una fuerza a uno o más volúmenes móviles de líquido; esto resulta en un incremento directo en la presión hasta llegar al valor requerido para desplazar el fluido a través de válvulas o aberturas en la línea de descarga (Volk, 2005). Lo importante es que en las bombas de desplazamiento positivo, la adición de energía es periódica, es decir, no continua y que hay una aplicación directa de la fuerza al líquido.

Las bombas de desplazamiento positivo tienen ventajas que las hacen más prácticas para ciertas aplicaciones. Estas bombas son típicamente más apropiadas para situaciones en las que se aplica lo siguiente:

- Que el fluido a trabajar sea altamente viscoso
- Que el sistema requiera presión alta
- Que la bomba deba ser auto-cebante
- Que el fluido no deba experimentar altos esfuerzos de cizalla
- Que el fluido deba ser medido o controlado de manera precisa
- Que la eficiencia de la bomba sea altamente valorada

Una desventaja es que las bombas de desplazamiento positivo requieren más sistemas de seguridad, como lo son las válvulas de regulación. Una bomba de desplazamiento positivo puede potencialmente sobre-presurizar el sistema de tuberías y sus componentes (U.S. Department of energy, 2006).

La clasificación de estas bombas se divide esencialmente en dos tipos: reciprocantes y rotatorias, dependiendo de la naturaleza del movimiento de los miembros que producen la presión.

3.1.2 Por cómo se logra la adición de energía

El segundo nivel en la clasificación de las bombas que se puede observar en verde en la Figura 18, consiste en los medios por los cuales se logra la adición de energía. En la categoría cinética el arreglo más común es el de la bomba centrífuga. Otros arreglos incluyen *turbinas*

regenerativas (también llamadas bombas *periféricas*), y bombas especiales como las llamadas bombas *jet*, las cuales emplean un eductor¹ para sacar agua de un pozo.

3.1.3 Por la geometría usada

Los niveles restantes en la clasificación de bombas mostrados en la Figura 17, se basan en la geometría específica que utiliza cada bomba. En el caso de las bombas centrífugas, las variaciones de la geometría tienen que ver con el soporte del impulsor, la orientación del rotor, el número de impulsores o etapas, cómo está acoplada la bomba al motor, etc.

En las bombas de desplazamiento positivo existen diferentes tipos de bombas reciprocantes y rotatorias, cada cual con una geometría única.

¹ Un eductor es un dispositivo que usa la energía de un fluido para crear un diferencial de presión en un espacio confinado. Este diferencial de presión permite fluir a un segundo fluido hacia ésta área de presión más baja o simplemente para ser bombeada.

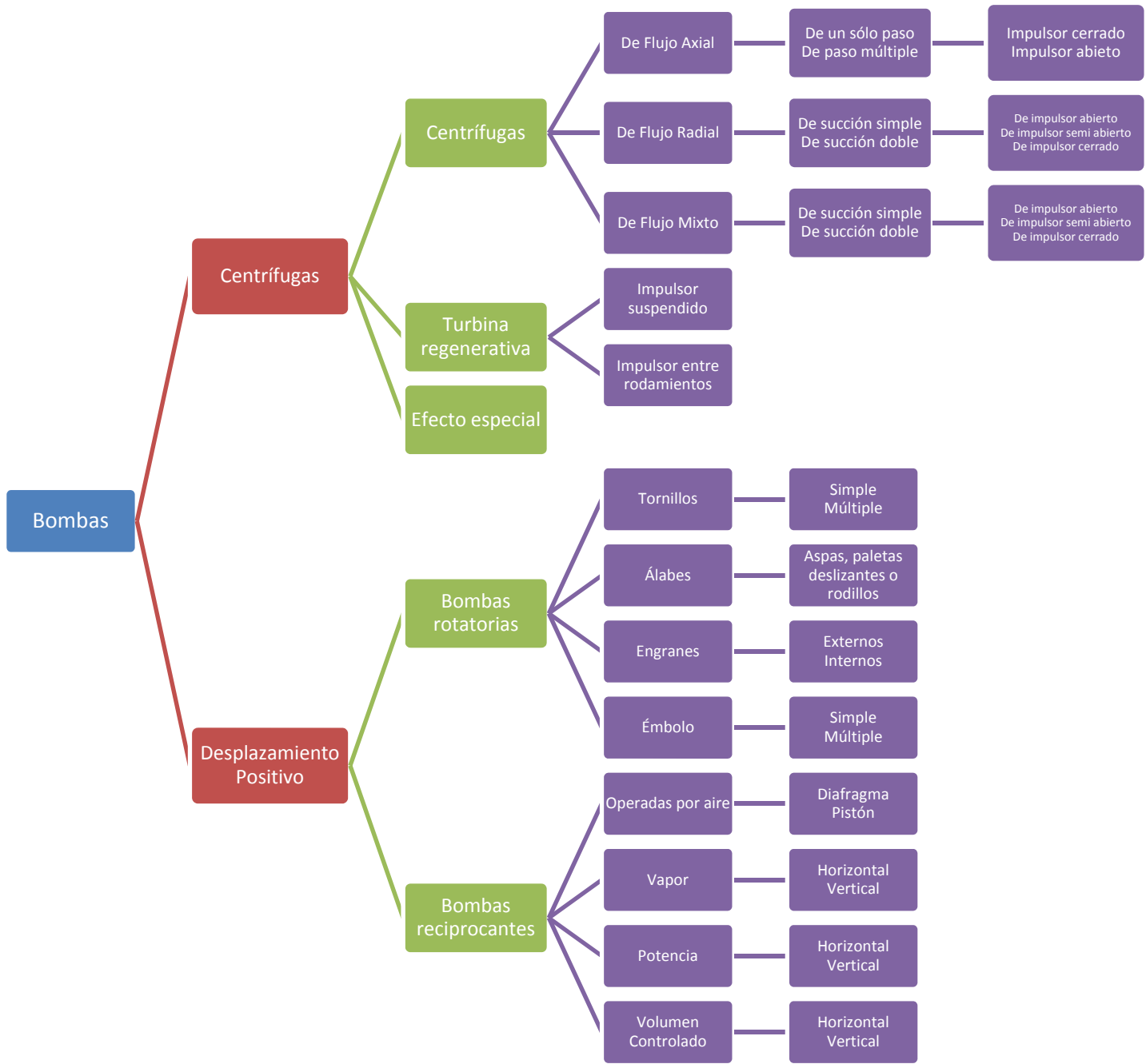


FIGURA 17. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS. FUENTE: WWW.PUMPS.ORG (HYDRAULIC INSTITUTE)

3.2 BOMBAS CENTRIFUGAS

Una bomba centrífuga es una máquina dinámica que convierte energía mecánica en energía hidráulica a través de la actividad centrífuga.

Las bombas centrífugas (también conocidas como bombas rotodinámicas) tienen flujos variables aún cuando rotan a velocidad constante, a diferencia de las de desplazamiento positivo que empujan cierta cantidad de volumen por cada golpe o rotación (U.S. Department of energy, 2006).

3.2.1 Descripción de su funcionamiento

Una bomba centrífuga consiste de un impulsor unido y rotando con el eje, y una carcasa (llamada voluta) que encierra al impulsor. En una bomba centrífuga, el líquido es forzado a la entrada de la carcasa de la bomba por la presión atmosférica o por alguna presión a contracorriente. Al rotar el impulsor, el líquido se mueve hacia el lado de descarga de la bomba. Esto crea un vacío o área de presión reducida a la entrada del impulsor. La presión en la entrada de la carcasa, la cual es menor que la presión reducida a la entrada del impulsor, impulsa líquido adicional en el impulsor para llenar el vacío.

Con la excepción de una bomba centrífuga particular llamada auto-cebante, las bombas centrífugas no son inherentemente auto-cebantes si se encuentran físicamente localizadas más arriba que el líquido a ser bombeado. Esto es, que la tubería de succión y el lado de entrada de la bomba que no es auto-cebante, debe ser llenada con líquido no compresible y descargado de aire y de cualquier otro gas no condensable antes de encender la bomba. Las bombas auto-cebantes son diseñadas para remover primero el aire y otros gases en la línea de succión y después bombear en la manera convencional (Pelikan, 2007).

Si los vapores del líquido bombeado están presentes en el lado de succión de la bomba, pueden causar cavitación, lo cual puede provocar daños severos a la bomba. La cavitación es un fenómeno difícil de entender, por lo cual será explicado ampliamente en la Sección 3.5.3.

Una vez que alcanza al impulsor rotando, el líquido que va entrando a la bomba, se mueve en los álabes, incrementando en velocidad mientras va progresando. Los álabes en una bomba centrífuga están usualmente curvados hacia atrás a la dirección de la rotación. El grado

de curvatura y el número de álabes, junto con otros factores, determinan la forma y características de la *curva de desempeño* de la bomba (Ling, 2007).

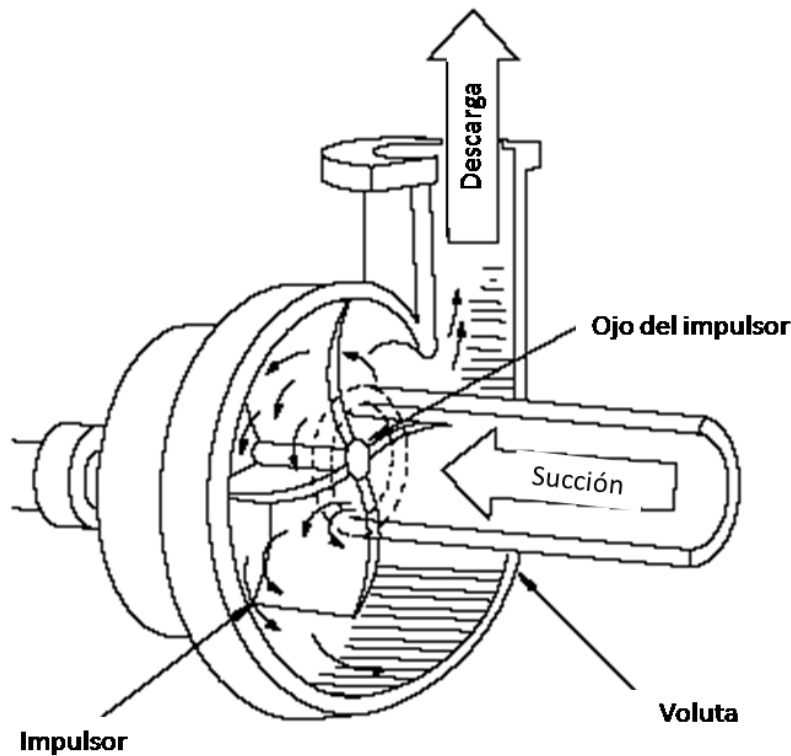


FIGURA 18. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA (ENGINEERS EDGE, 2008)

Cuando el líquido deja la punta del álabe, alcanza su máxima velocidad y la presión cambia con el líquido cuando éste se mueve a través del flujo de la bomba. Después de que el líquido deja la punta del impulsor, entra en la carcasa, donde ocurre una expansión en el área transversal (Volk, 2005).

Al moverse el líquido a través de la carcasa, ocurre un proceso de difusión debido al incremento del área, causando que la velocidad del líquido disminuya como se muestra en la siguiente figura:

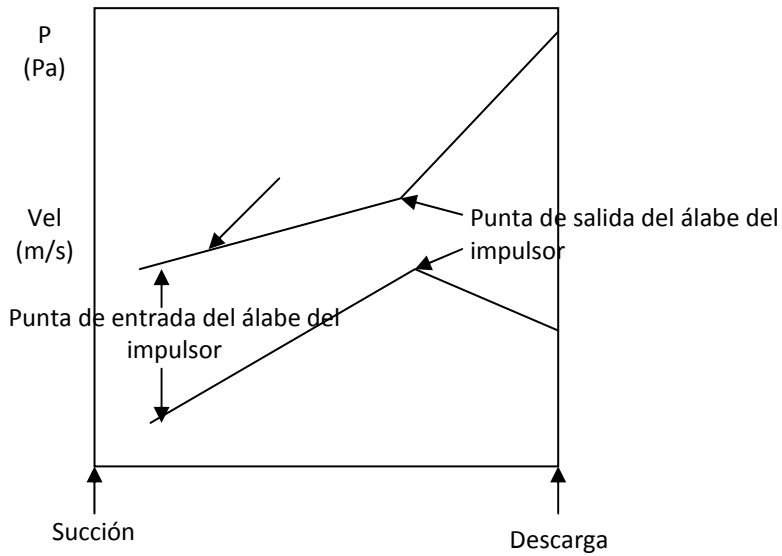


FIGURA 19. VARIACIÓN DE LOS NIVELES DE VELOCIDAD Y PRESIÓN AL MOVERSE EL FLUIDO A LO LARGO DEL FLUJO EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA (VOLK, 2005).

Por la ecuación de Bernoulli, la energía cinética disminuida es transformada en energía potencial incrementada, causando que la presión del líquido incremente al disminuir la velocidad. En la figura anterior, también se muestra el incremento de la presión al disminuir la velocidad.

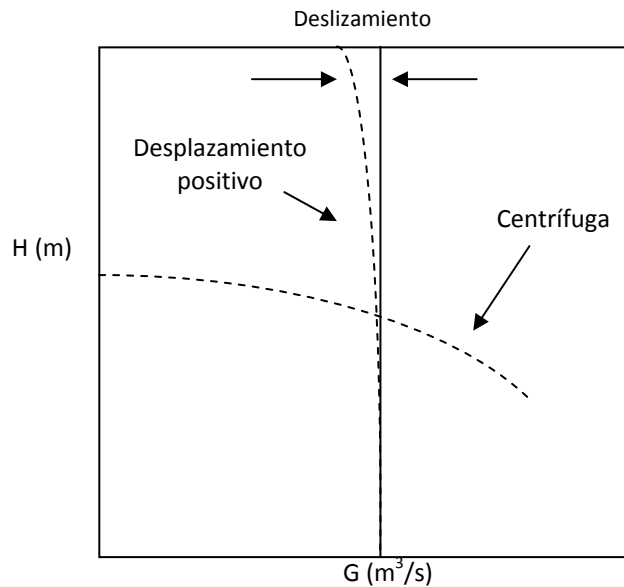


FIGURA 20. CURVA CARACTERÍSTICA DE CABEZAL-CAPACIDAD (VOLK, 2005)

Una bomba centrífuga operando a una velocidad ajustada y con un diámetro de impulsor ajustado, produce un diferencial de presión o carga dinámica total. Esta carga dinámica total es usualmente expresada en pies (ft) o metros (m) de agua y es abreviada como H por su término en inglés “Head”. La carga dinámica producida varía con el flujo másico o capacidad dada por la bomba, como es ilustrada en la curva característica de $H - G$ en la Figura 20. Al disminuir la carga dinámica de la bomba, la capacidad incrementa. Alternativamente, al aumentar la carga dinámica de la bomba, el flujo disminuye (Volk, 2005). El coeficiente de esta disminución se encuentra en función del diseño de la bomba.

En la Figura 18 se muestra una bomba centrífuga de voluta simple, la cual tiene un sencillo “parte aguas” donde el flujo es separado. El fluido, al dejar el impulsor y moverse por la voluta, incrementa la presión y produce un incremento en la fuerza radial en cada punto de la periferia del impulsor debido a la presión que actúa sobre el área proyectada del mismo (Engineers Edge, 2008). Esto puede ser observado en la Figura 21, en la cual aparece la distribución de las presiones en el impulsor al interior de una bomba. La suma de todas estas fuerzas radiales produce una fuerza radial neta, la cual debe ser llevada por el eje y el sistema de rodamientos de la bomba. Los rodamientos deben soportar la carga creada por el peso del eje y del impulsor (Blanco-Marigorta, 2000). Las cargas generadas por la bomba también varían cuando la bomba opera a diferentes puntos en la curva de desempeño de la bomba, con la mínima fuerza radial desarrollada al punto máximo de eficiencia, bep (best efficiency point). Este último será explicado en la sección 3.5.2.1.

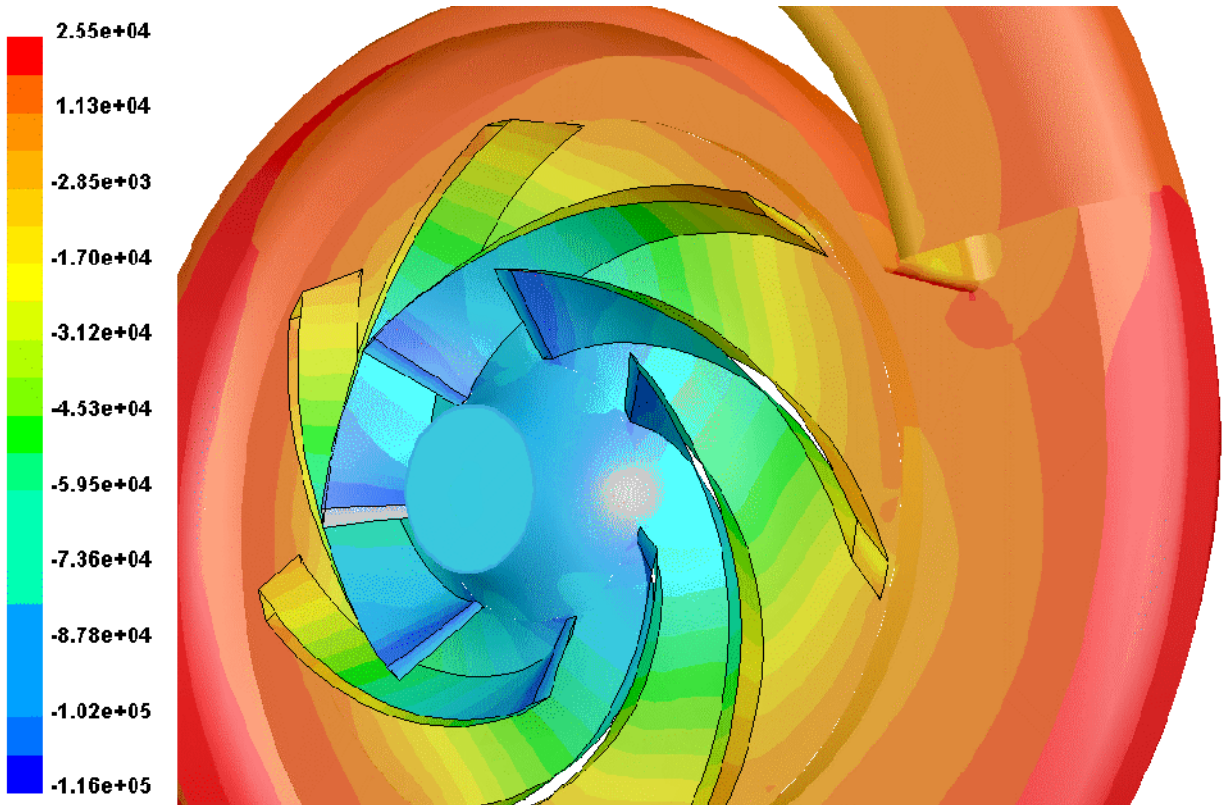


FIGURA 21. DISTRIBUCIÓN DE LAS PRESIONES EN EL IMPULSOR DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA (BLANCO-MARIGORTA, 2000)

3.3 Partes que componen una bomba centrífuga

Las bombas centrífugas contienen en general elementos rotatorios, los cuales incluyen un impulsor, un eje y rodamientos, y elementos estacionarios conformados por una voluta y un alojamiento para el empaque, llamado estopero o contravoluta.

3.3.1 Carcasa

Es la caja en cuyo interior se encuentra emplazado el impulsor. Una función importante de la carcasa es convertir la energía cinética, proporcionada al líquido por el impulsor, en energía de presión (Baquero, 1985); esto se lleva a cabo mediante la reducción de la velocidad por un aumento gradual del área de desplazamiento. Los tipos de carcasas se clasifican de acuerdo a:

- Manera de efectuar la conversión de energía
 - **Voluta.** Este tipo de carcasa es la más común y es la manera más conveniente de recoger el fluido por el impulsor para llevarlo a la descarga (Anderson, 1994). Es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360°

que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde conecta con la descarga. Ésta tiene un parte-aguas simple, donde el flujo es separado. El fluido, al dejar el impulsor y moverse por la carcasa incrementa la presión. Este movimiento, provoca un incremento en la fuerza radial en cada punto de la periferia del impulsor (Volk, 2005; Viejo & Álvarez, 2004).

- **Difusor.** Consiste en una serie de aspas fijas, que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro. En lugar de que el líquido rodee toda la carcasa, entra al canal de flujo más cercano. Los álabes direccionales estacionarios rodean al impulsor, con una expansión gradual cambian la dirección de flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a energía de presión. El diseño mecánico de la carcasa proporciona además, la clasificación de las bombas en *axialmente partidas* o *radialmente partidas*; mientras que el eje de rotación determina si se trata de una unidad *horizontal* o *vertical* (Rishel, 2002).
- **Turbina.** En este tipo de carcasa se producen remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas dentro del canal anular en el que gira el impulsor. El líquido va recibiendo impulsos de energía que se transforman en presión (CECIQ, 2000).
- **Construcción**
 - De una sola pieza
 - Partida: Por un plano horizontal o vertical.
- **Características de succión**
 - Succión simple, con una admisión simple en un lado
 - Succión doble con agua fluyendo hacia el impulsor en forma simétrica, de los dos lados
- **Número de pasos**
 - De un solo paso o etapa
 - De varios pasos o etapas múltiples

3.3.2 Ejes

La función básica del eje o flecha en una bomba centrífuga, es la de transmitir los esfuerzos que se generan en el arranque y durante la operación. De igual manera soportan al impulsor y otras partes en rotación. Las cargas involucradas son: el peso de las partes y las fuerzas hidráulicas tanto radiales como axiales.

Los ejes para las bombas normalmente se protegen contra la corrosión y el desgaste en los estoperos, en los cojinetes internos mediante camisas, mangas o casquillos renovables. La función más común de la camisa, manga o casquillo para flecha es la de protegerlo contra el desgaste en la caja del estopero.

3.3.3 Impulsores

En una bomba centrífuga el impulsor es la parte más importante. El líquido se fuerza a entrar en un juego de álabes, mediante la presión atmosférica o cualquier otra clase de presión. Estos álabes constituyen un impulsor que descarga el líquido en su periferia a más alta velocidad. Esta velocidad se convierte en energía de presión por medio de una voluta, o mediante un juego de álabes estacionarios de difusión rodeando la periferia del impulsor.

Los impulsores se pueden clasificar de acuerdo a:

1. La forma de las aspas en aspas curvas radiales, aspas tipo francis, aspas para flujo mixto, aspas tipo propela;

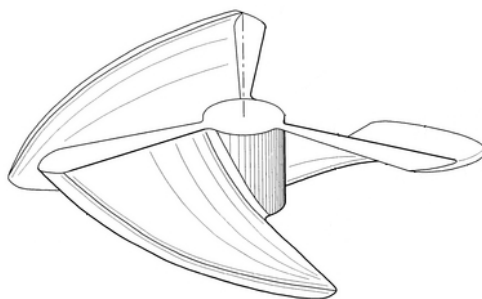


FIGURA 22. IMPULSOR DE ASPAS RADIALES (MCGINN & FINNIGAN, 2003)

2. La dirección del flujo en impulsores radiales, axiales y mixtos y;
3. La construcción mecánica (la cual es la clasificación más importante de los impulsores):

Impulsor abierto. Los lados de los álabes no están cubiertos, por lo que la posibilidad de obstruirse es muy poca; tienen un rendimiento deficiente, ya que provocan mucho reflujo en el interior de la bomba.

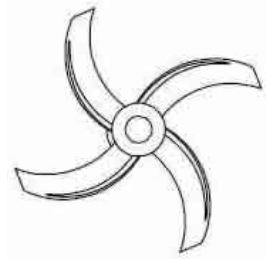
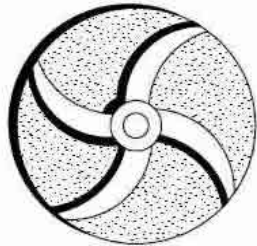


FIGURA 23. IMPULSOR ABIERTO (ENGINEERS EDGE, 2008)



Impulsor semiabierto. Los lados de los álabes están cubiertos por un solo lado, la posibilidad de obstruirse es baja. Tienen un rendimiento mejor y la circulación o reflujo dentro de la bomba disminuye con respecto al anterior (CECIQ, 2000).

FIGURA 24. IMPULSOR SEMIABIERTO (ENGINEERS EDGE, 2008)

Impulsor cerrado. Los dos lados de los álabes están cubiertos, El fluido debe entrar por el ojo del impulsor, el cual se encuentra del lado de la succión y pasa a través del ensamble rotatorio. En este impulsor existe la mayor posibilidad de obstrucción pero tiene el mejor rendimiento, ya que el reflujo dentro de la bomba es mejor (CECIQ, 2000).

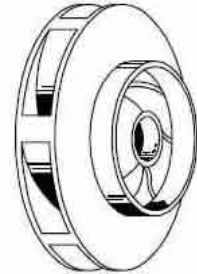


FIGURA 25. IMPULSOR CERRADO (ENGINEERS EDGE, 2008)

Los impulsores cerrados son los más comunes, ya que generalmente tienen mayor eficiencia y menores problemas con la cavitación. Sin embargo, los impulsores cerrados no son muy confiables para ser usados con suspensiones de pulpa. Los impulsores abiertos pueden hacerse con pequeños “espacios” entre la carcasa y el impulsor, una característica esencial para una buena eficiencia, pero llegan a perder esta eficiencia rápidamente al aumentar los “espacios” debido al desgaste. En los impulsores cerrados los “espacios” también aumentan debido al desgaste, pero la eficiencia disminuye muy poco (Lindsay & Gullichsen, 1994).

Si la bomba es tal que la carga se origina con un solo impulsor, se llama bomba de un solo paso. Con frecuencia, la carga total por desarrollarse requiere el uso de dos o más impulsores operando en serie, cada uno haciendo la succión de la descarga del impulsor precedente. Para este propósito, pueden conectarse dos o más bombas de un solo paso en serie, o bien, todos los impulsores pueden incorporarse en una sola carcasa; esta unidad recibe el nombre de bomba de pasos múltiples (Ling, 2007).

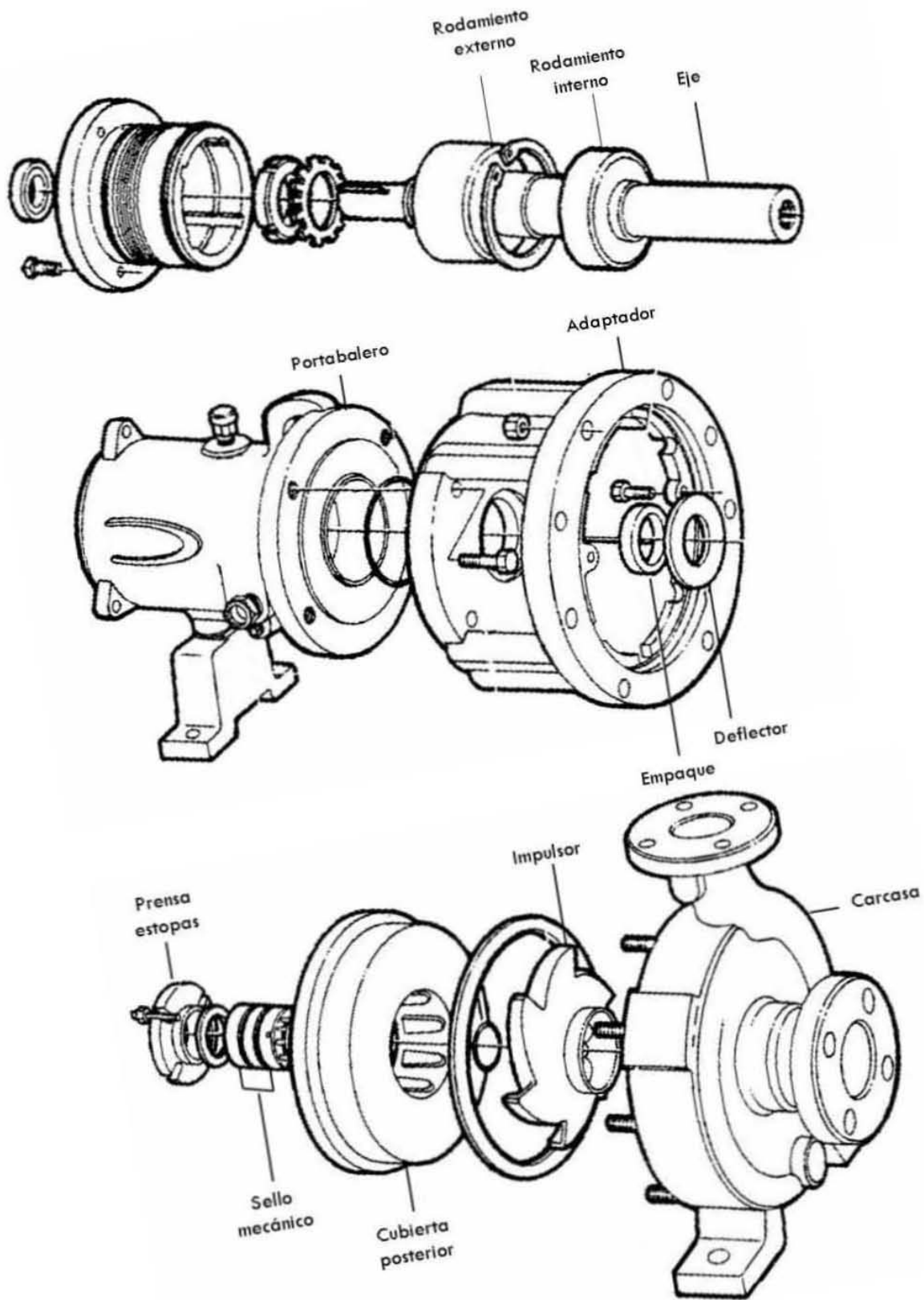


FIGURA 26. BOMBA CENTRÍFUGA DESENSAMBLADA (DURCOMEX, 1996)

3.3.4 Rodamientos

La función de los cojinetes de contacto directo rodante o rodamientos en las bombas centrífugas es la de mantener la flecha o rotor en correcto alineamiento con las partes estacionarias bajo la acción de cargas radiales y axiales (Viejo & Álvarez, 2004).

3.3.5 Caja de prensaestopas

Tienen la función primordial de proteger la bomba contra las fugas en el punto donde la flecha pasa hacia afuera a través de la carcasa de la bomba.

Para bombas de servicio general, una caja de estopero tiene generalmente la forma de una escotadura cilíndrica que aloja un número de anillos de empaque alrededor de la flecha o de la camisa si es que se tiene en la flecha.

Si se desea sellar la caja, se usa un anillo de cierre hidráulico o jaula para el sello, que separa los anillos del empaque en secciones aproximadamente iguales. El empaque se comprime para proporcionar el ajuste sobre la flecha o la camisa mediante un prensaestopas que puede ajustarse en dirección axial (Durcomex, 1996).

Comúnmente se conoce a la jaula de sellado como **anillo linterna**.

3.3.6 Estoperos, empaques y sellos

La función de éstos, es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El **estopero** o **sello mecánico** es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques. Prácticamente en todos los estoperos ejercerán una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba (CECIQ, 2000).

Para algunas aplicaciones de tipo especial, como por ejemplo el manejo de solventes o productos químicos agresivos, se hace necesario utilizar un sello mecánico en lugar de la empaquetadura mecánica (Durcomex, 1996).

Este dispositivo ofrece mayores garantías de sellado, eliminando toda posibilidad de fuga, con pérdidas de producto y daños al medio ambiente.

3.4 SELECCIÓN

La primera decisión que se debe tomar para seleccionar una bomba, debe ser escoger entre una bomba centrífuga y una de desplazamiento positivo. En la Figura 27 se presenta un árbol de decisión para esta elección.

Para seleccionar apropiadamente una bomba para un producto alimenticio es necesario conocer ciertos requerimientos de la aplicación:

1. Propiedades del producto
2. Requerimientos del proceso
3. Requerimientos operacionales
4. Costo

3.4.1 Propiedades del Producto

Es necesario especificar el producto, ya que las propiedades físicas de muchos materiales alimenticios no se encuentran documentadas y probablemente sea necesario realizar pruebas de laboratorio para conocerlas. Entre las características que es necesario especificar a cerca del producto se encuentran las siguientes:

- La temperatura del producto, debido a que sus propiedades físicas son dependientes de ella, como es el caso de la viscosidad.
- La viscosidad como lo hemos visto, es una medida de resistencia al flujo y por lo tanto, una consideración importante en aplicaciones de bombeo. Los fluidos altamente viscosos resultan en un desempeño de la bomba centrífuga reducido y en requerimientos de energía elevados. Se ha utilizado como criterio limitante 500 cp. Es particularmente importante considerar las pérdidas en el lado de la succión de la bomba cuando se bombean líquidos altamente viscosos (Hydraulic Institute, 2007). Para los límites de velocidad Kupiainen (2002), reporta como criterio un valor límite máximo de viscosidad económica de 150 cp. Sin embargo, en la práctica es posible utilizar bombas centrífugas a viscosidades aún mayores aunque se debe considerar que las viscosidades elevadas pueden disminuir la eficiencia de la bomba e incrementar el consumo de potencia si no son debidamente seleccionadas.

- El tamaño de partícula es requerido sobre todo si la partícula debe ser mantenida o si las partículas pudieran interferir con la operación e integridad de la bomba (Saravacos, 2001). La diferencia de tamaños de partícula en los fluidos alimenticios es muy amplia. Pueden ir desde tamaños de partícula del orden de micras, hasta partículas tan grandes como frutas enteras, pedazos de fruta, trozos de carne, nueces y especias.
- Se necesita tener información de la actividad química del fluido para especificar los materiales de construcción de las partes de la bomba en contacto con el fluido. El manejo de productos altamente ácidos o altamente alcalinos y algunas soluciones de limpieza, pueden requerir aceros inoxidable con bajo contenido de carbón (ej. Acero Inoxidable 316L) u otros materiales especiales para prever la corrosión. (Ver ANEXO).
- La sensibilidad al cizallamiento se refiere al efecto del impulsor de la bomba en el producto causado por la acción constante del impulsor. Como se observó en el Capítulo 2, las características físicas de algunos materiales alimenticios pueden cambiar después de la exposición a la cizalla. Estos cambios pueden ser o no deseables.
- Hay que tomar en cuenta también la presión de vapor, que es la presión en un área cerrada por encima del producto líquido a condiciones de equilibrio (Bowser, 2004). Si la presión en el sistema de bombeo está por debajo de la presión de vapor del líquido se puede producir cavitación (Ver Sección 3.4.3).

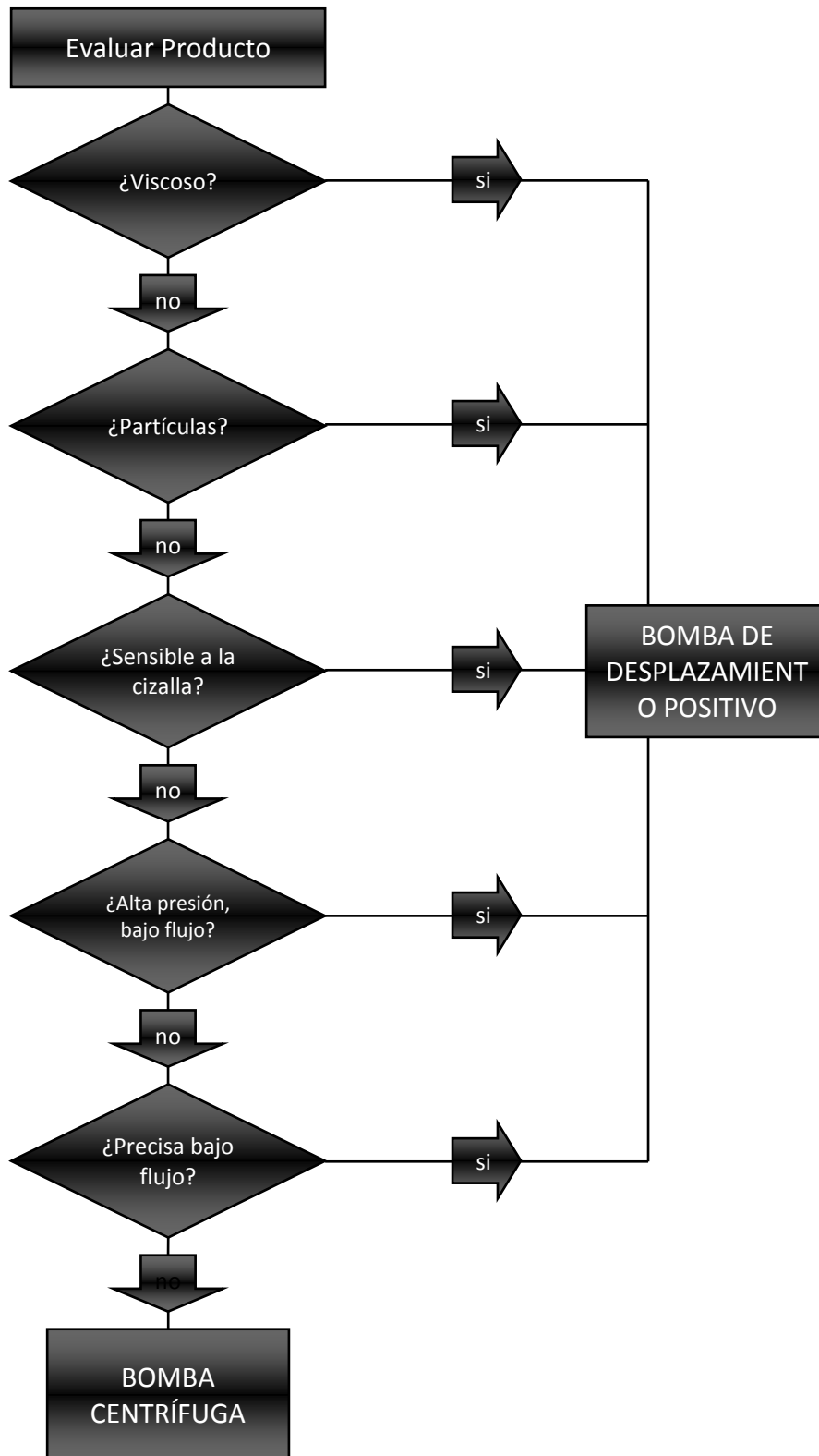


FIGURA 27. ÁRBOL DE DECISIÓN PARA LA SELECCIÓN DE UNA BOMBA DE ACUERDO A SU CLASIFICACIÓN (BOWSER, 2004).

3.4.2 Requerimientos del proceso

Los requerimientos del proceso definen la información necesaria para seleccionar una bomba que satisfaga las necesidades de la producción, por lo que se debe conocer la siguiente información (Bowser, 2004):

- La capacidad de la bomba (el flujo máximo y el mínimo).
- El flujo másico de diseño.
- El intervalo de presiones.
- La sensibilidad del producto a la cizalla.
- El diámetro de la tubería.
- Las temperaturas de operación.
- La carga dinámica total, comúnmente referida como cabezal.
- La carga dinámica disponible ($NPSH_a$ por sus siglas en inglés); y
- La carga dinámica requerida ($NPSH_r$ también por sus siglas en inglés).

La capacidad o flujo volumétrico G , es usualmente expresada en galones por minuto (gal/min) o para bombas más grandes en litros por segundo (L/s) o metros cúbicos por segundo (m^3/s) usando el sistema SI de unidades. Debe ser definida basándose en las necesidades presentes y futuras del proceso. Se debe considerar la capacidad máxima de la bomba para futuras expansiones o ciertas necesidades de proceso como transferencias de producto rápidas. Es necesaria para dimensionar de manera precisa el sistema de tuberías, determinar las pérdidas por fricción, construir un sistema de curvas y seleccionar la bomba y su motor (Hydraulic Institute, 2007).

El flujo volumétrico de diseño cumple con las necesidades del proceso. El flujo volumétrico máximo es lo más que la bomba puede suministrar al estar instalada bajo condiciones conocidas, y debe ser considerado para futuras expansiones o ciertas necesidades de proceso tales como transferencias de producto muy rápidas (Pelikan, 2007).

Los intervalos de presión a los que trabaja la bomba son muy importantes. El fabricante especificará el límite de presión máximo para la bomba. El límite máximo de presión para la tubería y los conectores varían en intervalos desde los 75 hasta los 3,000 psi, dependiendo del

tipo de conector, temperatura del producto y condiciones de la instalación y servicios (Bowser, 2004).

3.4.2.1 Carga Dinámica Total, H

Como se explicó anteriormente en el Capítulo 2, para transportar un fluido a través de tuberías es necesario suministrar de energía al sistema debido a las pérdidas por fricción en las paredes, accesorios y equipos, y también es necesario transformar el trabajo suministrado por la bomba en energía cinética, potencial o en presión. La energía requerida para el sistema es el término W que aparece en el balance de energía mecánica o ecuación de Bernoulli (Ec. 2.9).

Para el caso de la selección de bombas centrífugas, los términos de esta ecuación son generalmente llamados “cargas”, que son los diferentes términos de energía divididos por el valor de g . Se puede observar del análisis dimensional que estos términos de carga resultan en longitud, es decir, en metros en el Sistema Internacional. Esto quiere decir que la energía de cada término de la ecuación representa la altura a la cual 1 kg de masa de un fluido puede ser elevado (Ibarz, 2003).

$$\frac{W}{g} = \left[\frac{v_2^2 - v_1^2}{2\alpha g} \right] + (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{H_f}{g} \quad (\text{EC. 3.1})$$

En esta expresión, W/g es usualmente representada por H la cual es la carga ejercida por la bomba sobre el fluido.

3.4.2.2 Curvas de Desempeño

El desempeño de una bomba centrífuga es típicamente descrito en un gráfico en el que la presión generada por la bomba (medidos en términos de carga dinámica) y la capacidad se relacionan como se muestra en la Figura 28.

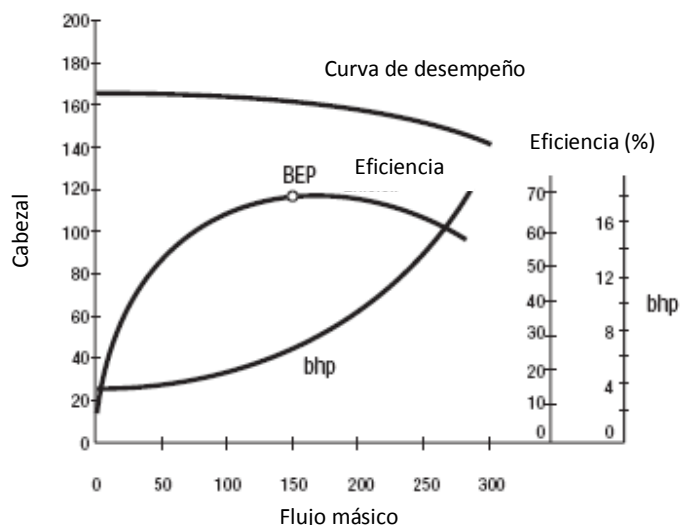


FIGURA 28. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS (HYDRAULIC INSTITUTE, 2007)

La eficiencia y los caballos de fuerza del motor (bhp) también se encuentran incluidos en la curva de desempeño de una bomba típica. Éstos están graficados con respecto al flujo volumétrico. La eficiencia de una bomba es la relación de la potencia de la bomba con los hp del eje de la bomba, lo cual da como resultado los bhp's del motor (U.S. Department of energy, 2006).

Como se puede ver en la Figura 29, las curvas también muestran la carga neta positiva de succión requerida (ft y m) sobre diferentes capacidades; se indican el tamaño de la bomba y el tipo, la velocidad de operación (rpm) y el tamaño del impulsor (mm). También, muestra el BEP (*Best Efficiency Point*) o Punto Máximo de Eficiencia (Hydraulic Institute, 2007).

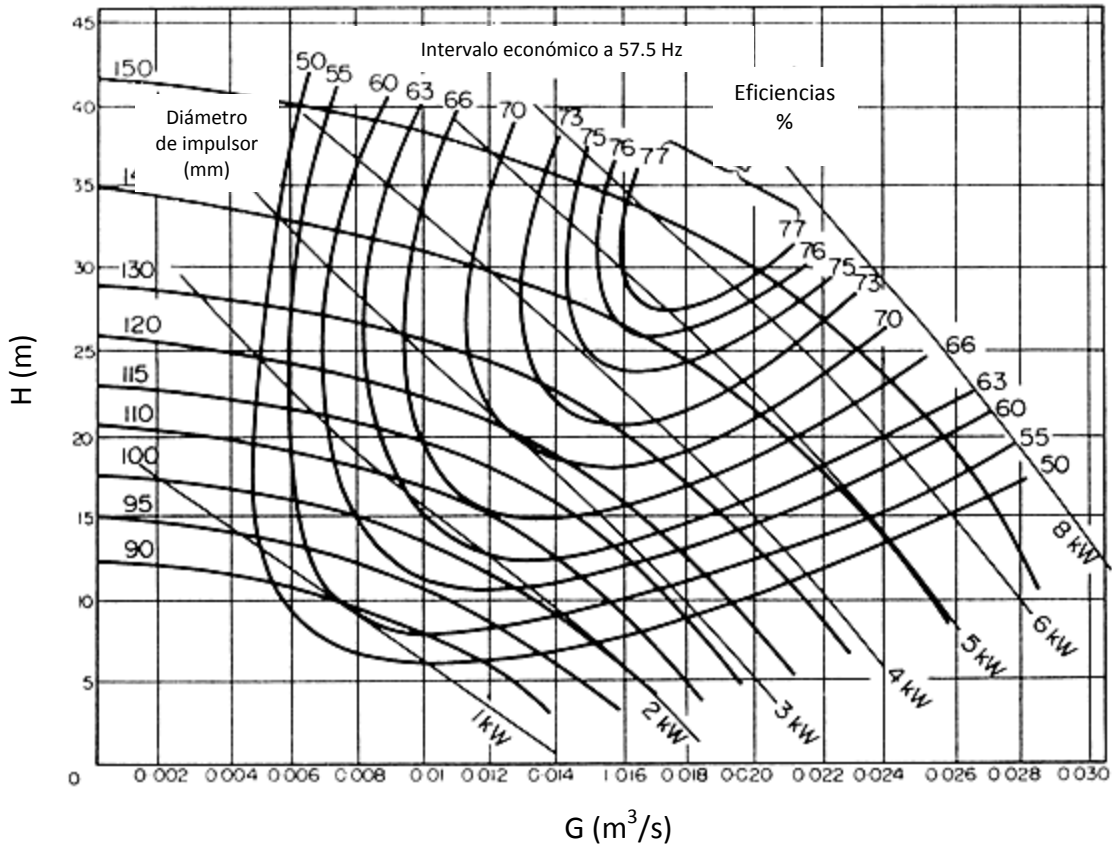


FIGURA 29. CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA (EARLE, 1983)

3.4.2.2.1 BEP

Una característica importante del gráfico $H - G$ es el BEP (*Best Efficiency Point*) o Punto Máximo de Eficiencia, el cual es el punto en que la eficiencia operacional de la bomba es más alta y sus cargas radiales son menores. El BEP de una bomba es una función de su configuración interior, diseño de impulsor, diseño de la carcasa y velocidad de la bomba (U.S. Department of energy, 2006). En el Punto Máximo de Eficiencia, la eficiencia hidráulica se encuentra al máximo, es decir, que el flujo que pasa a través del impulsor y del difusor es uniforme, libre de separaciones y bien controlado.

Operar una bomba en un punto alejado de su BEP puede acelerar el desgaste de los cojinetes, sellos mecánicos y otras partes. En la práctica es complicado mantener una bomba operando consistentemente en este punto debido a que los sistemas usualmente tienen

demandas cambiantes. Sin embargo, el mantener una bomba operando en un intervalo razonable de su BEP, disminuye los costos de operación del sistema en general (Ling, 2007).

3.4.2.2 Velocidad de la Bomba

El siguiente paso en el proceso de selección es decidir la velocidad de bomba que deberá ser considerada. Es muy frecuente que dos o más velocidades operacionales estén disponibles para una bomba en particular. Cada una de estas velocidades resulta en diferente tamaño de bomba, cada una con diferentes costos iniciales, costos de operación y costos de mantenimiento.

Los motores eléctricos de corriente alterna, velocidad constante y suministro eléctrico de 60 Hz que están comercialmente disponibles se muestran en la Tabla 9.

Las velocidades operacionales reales de los motores son un poco menores a los valores mostrados en la Tabla 9 debido al desfase eléctrico entre el rotor y el estator² del motor.

TABLA 9. VELOCIDADES DE MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA - 60 HZ

N (# de polos)	rpm
2	3600
4	1800
6	1200
8	900
10	720
12	600

Fuente: Volk, (2005).

Así, la velocidad operacional de un motor de dos polos va de 3450 a 3550 rpm y la de uno de cuatro polos va de 1750 a 1780 rpm, etc. (Volk, 2005).

El fabricante determina cual velocidad será ofrecida para cada tipo o tamaño de bomba. En general, entre más grande es el impulsor de la bomba (y su capacidad), tendrá menor velocidad.

3.4.2.3 Familia de curvas de una bomba

Ya que se cuenta con la capacidad, carga dinámica total y velocidad, se puede hacer una selección preliminar del tamaño de la bomba con una familia de curvas como la mostrada en la Figura 30. Los fabricantes utilizan una cobertura gráfica para describir las características de funcionamiento de una familia de bombas. La mayoría de las bombas centrífugas tienen la

² El estator es la parte fija del motor que alberga la parte móvil, es decir, el rotor.

capacidad de operar en un extenso intervalo de cargas dinámica y capacidad al recortar el diámetro del impulsor desde su tamaño máximo hasta un tamaño mínimo predeterminado (Bankston & Baker, 1994).

De esta manera, para una velocidad de bomba dada, una bomba centrífuga produce una cobertura de desempeño $H - G$ como se ilustra en la Figura 30. En los límites superiores e inferiores de cada cobertura son dictados los diámetros de impulsor máximo y mínimo que el fabricante ofrece para un tamaño particular de bomba. Los límites izquierdo y derecho representan la capacidad máxima y mínima para cada diámetro de impulsor establecido por el fabricante. El límite superior está basado en el diámetro máximo del impulsor que se ajustará físicamente dentro de la carcasa de la bomba. El diámetro mínimo de impulsor ofrecido por el fabricante está basado en varios criterios. A veces, el diámetro mínimo se basa simplemente en la economía.

Los números designados a la bomba en la Figura 30 se refieren al tamaño de succión de la bomba, descarga de la bomba y diámetro del impulsor, respectivamente. Hay una coincidencia significativa entre estos diversos tamaños de bomba, lo cual es atribuible a la disponibilidad de diferentes tamaños de impulsor en un tamaño de bomba particular.

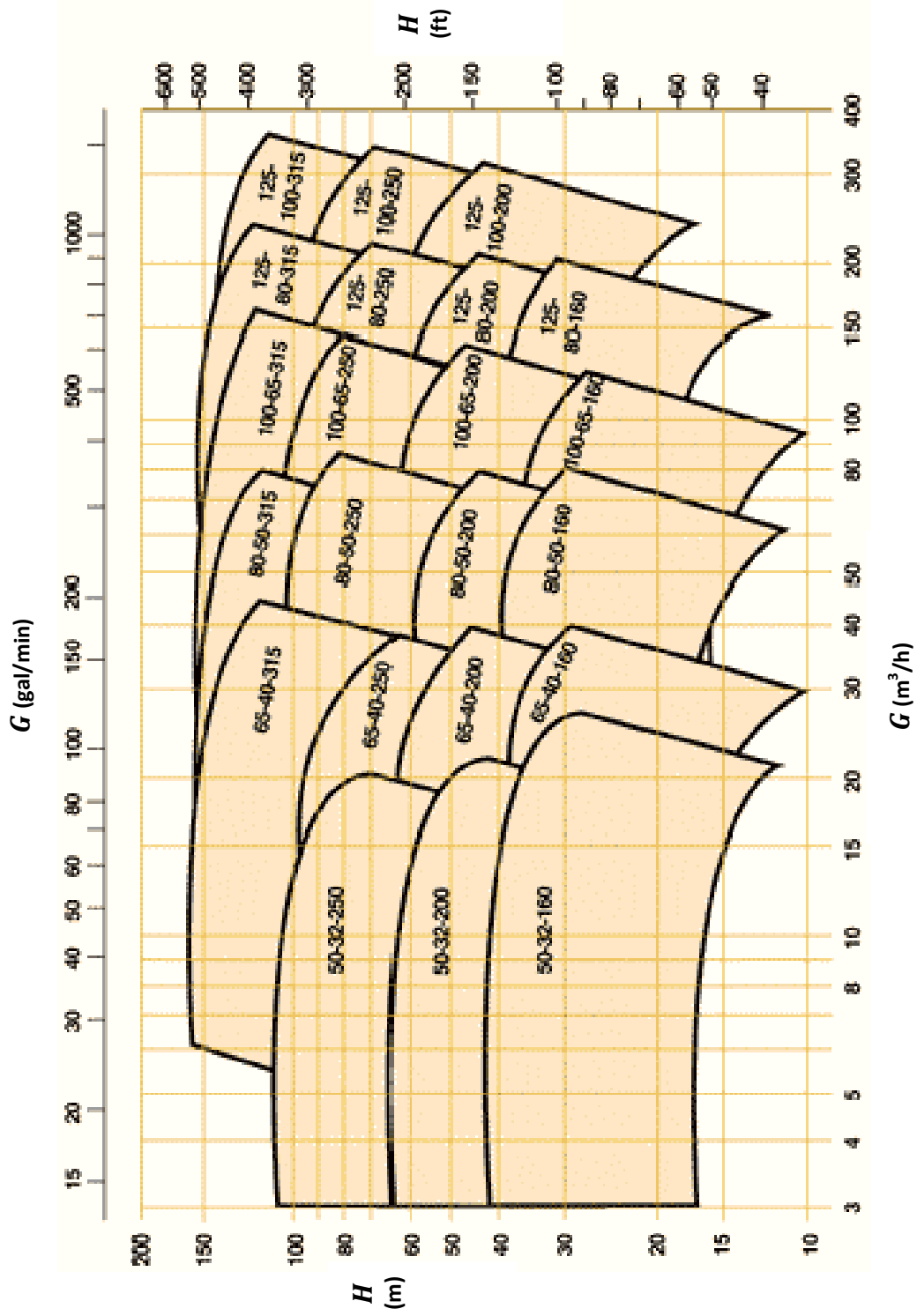


FIGURA 30. FAMILIA DE CURVAS DE UNA BOMBA (EU SAVE PUMP, 2000).

3.4.2.3 Curvas para múltiples tamaños de impulsor

Una vez que los tamaños de bomba a considerar han sido escogidos de la familia de curvas de cobertura, se pueden examinar con más detalle las curvas específicas para los tamaños de bomba seleccionados y así determinar cierta información como el diámetro del impulsor requerido, la eficiencia, los hp's, etc.

Frecuentemente, impulsores de diferentes tamaños pueden ser instalados, y cada impulsor tiene una curva de desempeño separada y única.

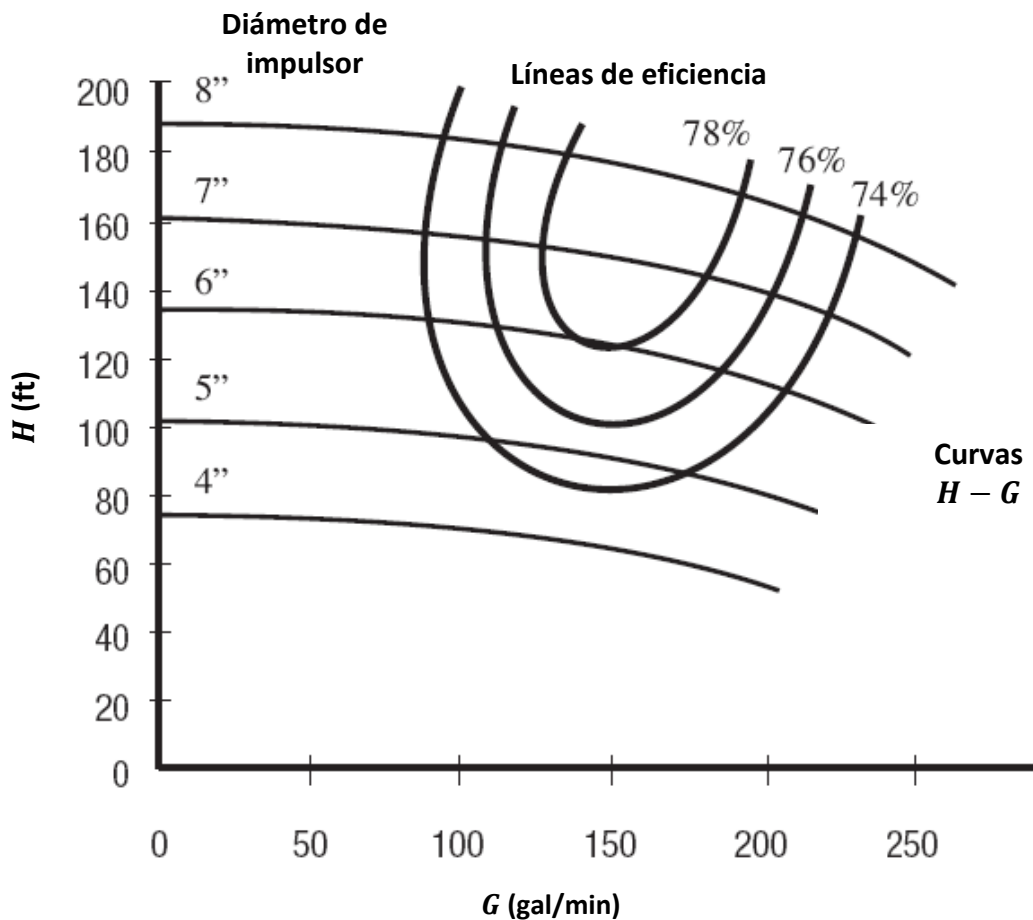


FIGURA 31. CURVAS DE DESEMPEÑO PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE IMPULSOR

La Figura 31 muestra las curvas de desempeño para cada tamaño de impulsor. También se ilustran las líneas de eficiencia, las cuales indican qué tan eficientes son los diversos impulsores a diferentes condiciones de flujo.

3.4.3 *NPSH* y Cavitación

3.4.3.1 Definición

La manera más común en que son formadas las burbujas de vapor en un líquido, es haciéndolo hervir, es decir, aumentando su temperatura. Sin embargo, eso no es lo que ocurre en una bomba que cavita porque en el intervalo superior de flujo donde la cavitación suele suceder, la temperatura de un líquido que se mueve a través de una bomba centrífuga permanece casi siempre constante.

Otra manera de hacer que un líquido hierva sin aumentar su temperatura es permitiendo que la presión del líquido disminuya. Esta propiedad termodinámica de los líquidos es conocida como presión de vapor.

Cada líquido tiene una presión de vapor característica que varía con la temperatura; y aunque existen datos de algunos líquidos, los datos para materiales alimenticios son realmente escasos. Sin embargo, existen datos de actividad de agua (A_w) de muchos alimentos, y la presión de vapor puede ser obtenida a partir de ésta.

En un sistema de bombeo, cuando el líquido sale del tanque de suministro y se aproxima a la succión de la bomba, la presión local en cada punto en la línea de succión varía debido a los cambios en la elevación y fricción en la tubería de succión, válvulas, filtros y accesorios. Si esta combinación de cambios en la presión local permite la caída de presión del líquido por debajo de la presión de vapor a la temperatura de bombeo, esta caída de presión provoca que el líquido se vaporice y entonces aparezcan burbujas en la corriente del fluido. Esta corriente lleva a las burbujas a zonas con mayor presión, donde desaparecen, causando un incremento de la presión local que puede afectar y deteriorar el sistema de transporte. Este fenómeno de cavitación causa una disminución en la presión de succión y descarga de la bomba, lo cual puede vaciarla (Volk, 2005).

Para evitar la cavitación, la bomba debe trabajar bajo ciertas condiciones. Para conocer estas condiciones de trabajo la carga neta positiva de succión (*NPSH*) es definida como la diferencia entre la carga dinámica positiva de succión disponible ($NPSH_a$) y presión de vapor (Ibarz, 2003).

El *NPSH*, debe ser examinado cuando se usan bombas centrífugas para predecir la posibilidad de cavitación la cual tiene tanto efectos hidráulicos como algunas veces, efectos mecánicos destructivos en las bombas. Ocurre cuando las burbujas de vapor se forman y se mueven con el álabe del impulsor. Al moverse las burbujas con el álabe, la presión de las burbujas empieza a incrementar. Cuando es alcanzado un punto en el que al exterior de la burbuja la presión es mayor que al interior, la burbuja colapsa. No explota, sino que sufre una implosión. Existen cientos de burbujas colapsando aproximadamente al mismo tiempo en cada álabe del impulsor (Sahdev, 2003).

El efecto hidráulico de una bomba cavitando hace que el desempeño de la bomba caiga con respecto a lo esperado en la curva de desempeño, produciendo una carga dinámica total y un flujo menor de lo esperado.

Un efecto aún más serio de la cavitación es el daño mecánico que puede ocurrir debido a la vibración excesiva en la bomba. Esta vibración es debida a las cargas desiguales de la mezcla de vapor y líquido al pasar a través del impulsor y a las ondas de choque locales que ocurren cuando cada burbuja colapsa.

Las ondas de choque pueden dañar físicamente el impulsor, causando la remoción del material de la superficie del impulsor. La cantidad de material removido varía, dependiendo de la extensión de la cavitación y del material del impulsor. Materiales como el acero inoxidable 316, tienen resistencia superior a la corrosión y mejor habilidad de resistir las pérdidas de metal asociadas con la cavitación. La remoción de material puede causar la aparición de agujeros en los álabes del impulsor, y también puede alterar el equilibrio dinámico del componente rotatorio (Volk, 2005).

Frecuentemente, la vibración excesiva ocasionada por la cavitación, subsecuentemente causa fallas en los sellos y/o rodamientos de la bomba. Esta es la falla más común de una bomba que está cavitando.

Finalmente, las burbujas colapsando producen un sonido distintivo que ha sido descrito como un sonido agitado o un sonido como si se bombeara grava, esto puede ser una molestia donde hay gente trabajando. Este síntoma físico es usualmente el área que menos preocupa en la cavitación.

Para determinar si puede existir cavitación en un sistema de bombeo, se deben tomar en cuenta dos aspectos del *NPSH*: el *NPSH* disponible y el *NPSH* requerido.

3.4.3.2 *NPSH_a*

La carga dinámica positiva de succión disponible *NPSH_a* (Net Positive Suction Head available) por sus siglas en inglés, es la carga presente en la succión de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido. El *NPSH_a* es una función del sistema de succión y es independiente del tipo de bomba en el sistema. Debe ser calculada por el ingeniero o usuario de la bomba, y suministrada al fabricante como parte del criterio de aplicación o especificación de la bomba.

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** 32 se presentan las ecuaciones para calcular el *NPSH_a* de acuerdo al tipo de tanque y su ubicación con respecto a la bomba.

Donde:

P_B = presión barométrica, ft absolutos

V_p = presión de vapor del líquido a la máxima temperatura de bombeo, ft absolutos

P = presión en la superficie del líquido en tanque de succión cerrado, ft absolutos

L_S = máxima altura de aspiración estática, ft

L_H = mínimo de aspiración estática, ft

H_f = pérdidas de energía por fricción, psi

En general, no es una práctica recomendable tener un sistema completamente cerrado en el que no haya lugar para que el líquido se pueda expandir en el caso de fluctuaciones de temperatura en el sistema. Si el líquido se expande, las tuberías pueden llegar a reventarse. Si se tiene un sistema completamente cerrado, es necesaria la introducción de un tanque de expansión con una vejiga dentro del mismo, con aire en un lado para permitir la expansión y contracción del líquido.

En una aplicación nueva, el *NPSH_a* debe ser proporcionado al fabricante con referencia a algún punto de referencia conocido, como la elevación de la base en que está montada la bomba. Esto es porque la ubicación del centro del impulsor generalmente no se conoce cuando se realizan los cálculos de *NPSH_a*.

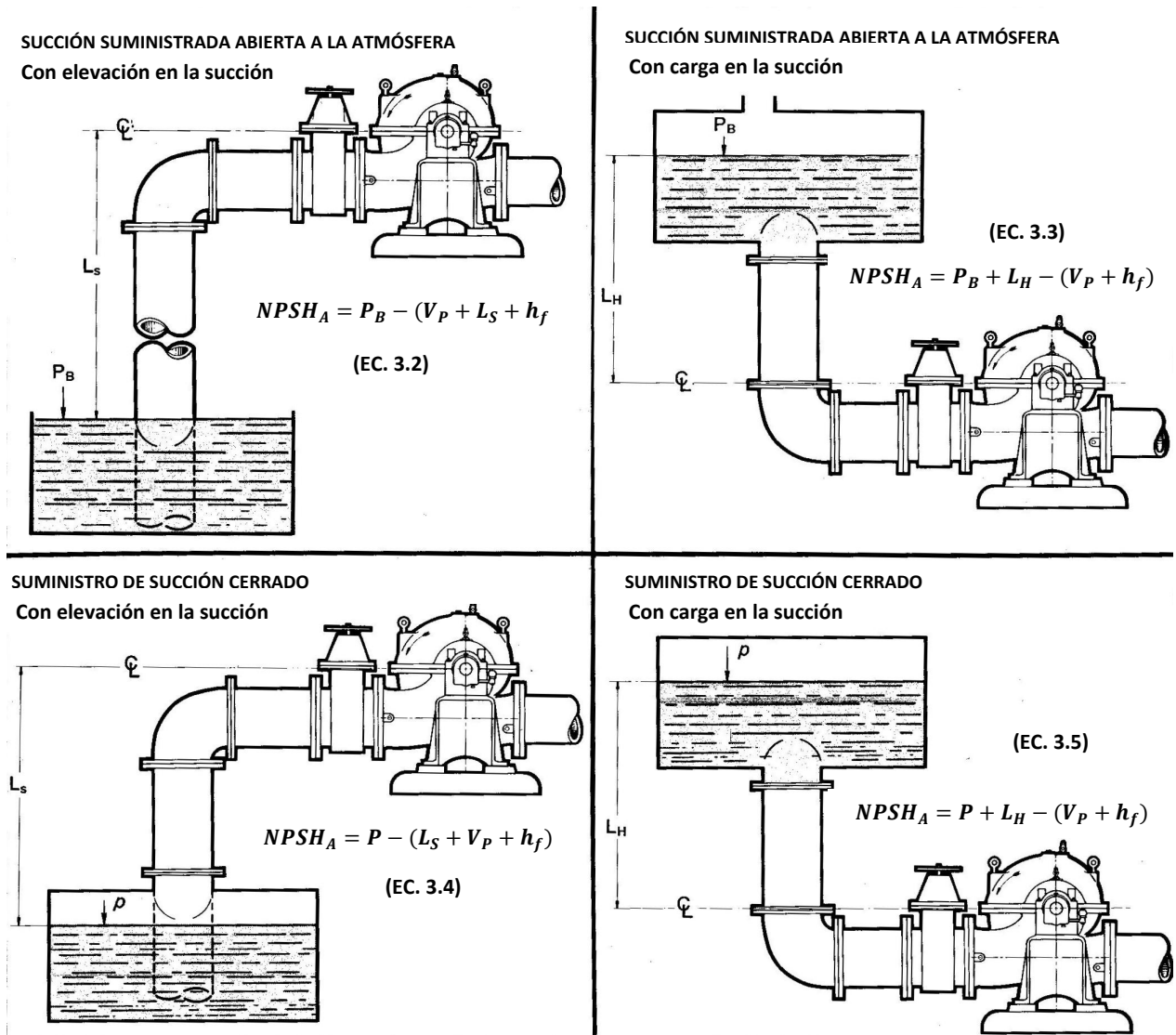


FIGURA 32. CRITERIOS DE CÁLCULO DE NPSHA

3.4.3.3 $NPSH_r$

La carga dinámica positiva de succión requerida $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head required), es la carga de succión requerida en la línea central del impulsor por encima de la presión de vapor del líquido. El $NPSH_r$ es estrictamente una función del diseño interior de la bomba y es independiente del sistema de tuberías de succión. La bomba requiere una presión en la brida de succión, mayor que la presión de vapor del líquido porque el solo hecho de sacar líquido de la brida de succión en estado líquido no es suficiente. El líquido experimenta pérdidas de presión al entrar a la bomba antes de siquiera llegar al álabe del impulsor, donde la presión empieza a

incrementar. Estas pérdidas son causadas por el efecto de la fricción al pasar el líquido a través de la boquilla de succión de la bomba, moverse a través de la entrada del impulsor y cambiar de dirección al empezar a fluir por los álabes del impulsor.

El $NPSH_r$ es establecido por el fabricante usando una prueba especial, y el valor de $NPSH_r$ es mostrado en la curva de la bomba, como una función de la capacidad. Actualmente, se dice que el $NPSH_r$ es la presión de succión a la cual el desempeño hidráulico de una bomba en particular es degradado un 3%. Esto crea ciertas dudas, ya que esta degradación es debida a la cavitación y al nivel de 3% ya es potencial para causar daños. Los estándares del Hydraulic Institute, estipulan que en una curva de $NPSH_r$ hecha por el fabricante, cada uno de los puntos debe reflejar este valor de 3%. Eventualmente el término $NPSH_r$ cambiará a $NPSH_3$, que describe mejor su significado (Evans, 2008).

Para que una bomba opere libre de cavitación, el $NPSH_a$ debe ser mayor que el $NPSH_r$. Una regla común en el diseño de sistemas es asegurarse de que el $NPSH_a$ es 25% mayor que el $NPSH_r$ para todos los flujos esperados. Cuando las bombas sobredimensionadas operan en regiones alejadas a la derecha de sus puntos de diseño, la diferencia entre el $NPSH_a$ y el $NPSH_r$ puede tornarse peligrosamente pequeña (U.S. Department of energy, 2006).

Un nuevo término ha sido recientemente desarrollado para definir la presión de succión requerida que suprimirá toda la cavitación, este es llamado $NPSH_i$ (incipiente). La cavitación que ocurre entre el $NPSH_i$ y el punto donde ocurre el daño, es llamada cavitación incipiente. Esta forma de cavitación aparentemente causa un daño pequeño o casi nulo en aplicaciones normales de bombeo. Actualmente existe el debate de si la cavitación que ocurre debido a la degradación del desempeño en un 3% debe ser reconocida como cavitación incipiente (Evans, 2008).

3.4.4 Caballaje y Eficiencia

El caballaje (HP) se refiere a la cantidad de energía que debe ser suministrada para operar una bomba. Las bombas utilizan un término llamado “brake horse power” (BHP), el cual es la cantidad de potencia que debe ser suministrada a la bomba para obtener una carga dinámica y una capacidad particular. Es la potencia de entrada a la bomba o la potencia de salida del motor. La ecuación utilizada para calcular los BHP es:

$$BHP = \frac{G \times H \times g}{3600 \times E} \quad (\text{EC. 3.6})$$

Donde:

G = capacidad o flujo volumétrico, gal/min

H = carga dinámica total, ft

g = constante gravitacional, ft/s²

E_r = eficiencia real del sistema, fraccional

Los *BHP* son indicados en la curva de desempeño de la bomba como una función de la capacidad de la bomba y es usada para seleccionar un tamaño apropiado de motor para la bomba.

Actualmente existen cuatro factores que ocasionan que una bomba centrífuga sea menos eficiente, como se describe a continuación (Volk, 2005):

1. Pérdidas hidráulicas. Que son la suma de pérdidas internas en el impulsor y la carcasa debido a la fricción en las paredes de los pasajes por donde fluye el líquido al moverse a través de la bomba.
2. Pérdidas volumétricas. Este término se refiere al goteo de una pequeña cantidad de líquido desde el lado de la descarga al lado de la succión. Estas pérdidas incrementan al abrirse espacios internos originados por el desgaste y la erosión de la bomba, lo que causa que la bomba sea menos eficiente y se incremente el *BHP*.
3. Pérdidas mecánicas. Se refiere a las pérdidas por fricción en las partes móviles de la bomba que se encuentran en contacto (rodamientos y empaques o sellos).
4. Pérdidas por fricción de disco. Si se piensa en el impulsor como un disco rotatorio próximo a un disco fijo (carcasa), existe una resistencia por fricción a esta rotación, conocida como fricción de disco.

La importancia de las pérdidas mencionadas arriba, varían de una bomba a otra. Las eficiencias reales para varios tipos de bombas centrífugas pueden variar mucho en intervalos que van desde menos del 30% a más del 90%.

3.4.5 Consideraciones hidráulicas especiales

3.4.5.1 Viscosidad

La viscosidad fue definida en el capítulo de REOLOGIA, sin embargo, se retomará el concepto debido a su importancia en el dimensionamiento de equipos de bombeo.

La viscosidad es usualmente expresada en unidades de centipoise, centistokes, o SSU³:

$$\text{Centistokes} = \text{Centipoise} / \rho_{rel}$$

Si se está considerando una bomba centrífuga para bombear un líquido viscoso, la curva de desempeño de la bomba debe ser ajustada por el efecto de la viscosidad. Bombear líquidos viscosos causa cierta reducción tanto en la carga dinámica total como en la capacidad y usualmente hay una disminución de la eficiencia. Teniendo en cuenta la capacidad deseada y la carga dinámica del líquido viscoso a ser bombeado, así como la viscosidad y gravedad específica a la temperatura de bombeo, la Figura 33 muestra un gráfico que puede ser usado para corregir el desempeño de la bomba cuando se manejan líquidos viscosos. Este gráfico, se encuentra restringido para el uso único de fluidos newtonianos.

Para hacer la selección preliminar de una bomba para una aplicación viscosa se comienza en el gráfico por la parte baja con la capacidad requerida de la bomba (gal/min). Después hay que moverse verticalmente a la curva que representa la carga dinámica requerida por la bomba (H), expresada en pies y posteriormente se deberá seguir de manera horizontal sobre el gráfico (ya sea a la izquierda o a la derecha) hacia la línea que representa la viscosidad del líquido (mostrado en el gráfico tanto en centistokes como en SSU). Finalmente, se debe seguir verticalmente a la parte superior interceptando las curvas de factor de corrección C_G (factor de corrección de la capacidad), C_E (factor de corrección de la eficiencia), y C_H (factor de corrección de la carga dinámica total).

La capacidad y la carga dinámica total deseada se dividen entonces entre sus respectivos factores de corrección. Es decir, se divide la capacidad (G) entre el factor de corrección de la capacidad (C_G) para obtener la capacidad de agua equivalente aproximada (G_w). Después se

³ Saybolt Universal Seconds. Se utilizan para medir la viscosidad. El tiempo de salida de flujo son los SUS que se requieren para que 60 mililitros de un producto derivado del petróleo fluyan a través del orificio calibrado de un viscosímetro Universal Saybolt, bajo un cuidadoso control de temperatura y en la forma prescrita por el método de ensayo ASTM D 88.

divide la carga dinámica total entre su factor de corrección a partir de la curva marcada como “ $1.0 \times G_w$ ” para obtener la carga dinámica de agua equivalente aproximada (H_w). Usando estas nuevas equivalencias, se puede seleccionar la bomba.

Este gráfico de corrección, puede ser usado para decidir rápidamente cual será la penalización en eficiencia de una bomba. Esta es una manera rápida de decidir si es razonable considerar una bomba centrífuga para la aplicación o si se debe usar una bomba de desplazamiento positivo.

Como ejemplo, en la Figura 33, entre al gráfico con 750 gal/min, yendo hasta una carga dinámica total de 100 ft sobre 220 centistokes. Después siga hasta los factores de corrección.

$$C_Q = 0.95$$

$$C_H = 0.92 \text{ (para } 1.0 \times Q_w)$$

$$C_E = 0.635$$

$$G_w = \frac{750}{0.95} = 790 \text{ gal/min}$$

$$H_w = \frac{100}{0.92} = 108.8 \approx 109 \text{ ft}$$

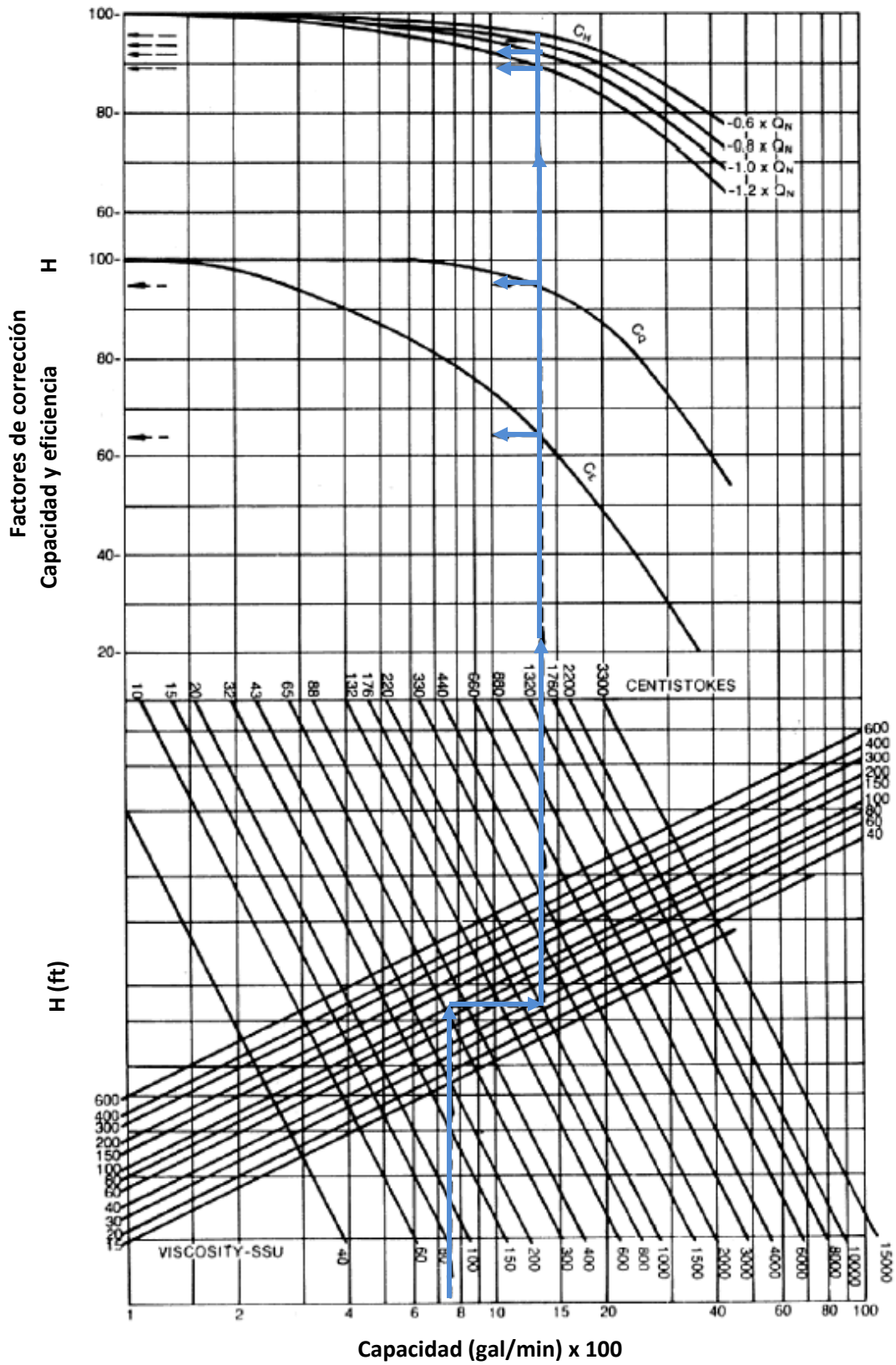


FIGURA 33. GRÁFICO DE CORRECCIÓN DE DESEMPEÑO

3.5 Requerimientos Operacionales

Los requerimientos operacionales determinan como será instalada y operada la bomba en la planta.

Es necesario identificar las condiciones ambientales de la planta y los servicios disponibles para contar con una instalación segura y confiable. Entre las condiciones ambientales se encuentran los niveles de voltaje, la disponibilidad de fluido hidráulico o aire comprimido en el punto de instalación, los intervalos de temperatura ambiental, los procedimientos de limpieza, la accesibilidad y la presencia de vapores explosivos (Bowser, 2004). Las bombas son normalmente alimentadas por electricidad, fluido hidráulico presurizado o aire comprimido. Las bombas alimentadas por aire comprimido o fluido hidráulico son regularmente más baratas pero requieren más energía para operar que las bombas alimentadas por electricidad.

Es importante conocer los procedimientos de limpieza y determinar si serán usados agua caliente a presión alta y/o químicos fuertes. Si estos dos elementos están presentes, la instalación debe ser diseñada para resistirlos.

Un motor de velocidad variable suministrará a la bomba control de velocidad sobre un intervalo específico. Existen motores mecánicos y de velocidad ajustable pero su costo inicial y requerimientos de mantenimiento son frecuentemente mayores que para motores de frecuencia variable. Los sistemas controlados automáticamente trabajan mejor con motores de frecuencia variable debido a que continuamente están cambiando (Bankston & Baker, 1994).

La protección de la bomba es imperativa. Los esquemas de protección incluyen el exceso de presión, exceso de corriente, desgaste del rodamiento, corrida en seco y protección de contaminantes. Los sensores de corriente pueden ser usados también para predecir las fallas de componentes mecánicos como rodamientos, sellos y partes del motor.

Para proteger las bombas de contaminantes en la línea de producto son usadas coladeras, detectores de metales o imanes en la línea. Estos dispositivos son instalados en la tubería después de la bomba.

3.6 Costo

El costo es uno de los criterios más importantes a considerar en la selección de una bomba. En el caso de la industria de alimentos, las bombas son inherentemente caras debido en parte a los materiales especiales de construcción y a los estrictos requerimientos de limpieza. Materiales resistentes a la corrosión que son muy costosos (así como el acero inoxidable) son específicos para áreas de contacto de producto. Las superficies de contacto de producto deben ser fáciles de limpiar y deben estar pulidas finamente. Los materiales de construcción exóticos, acabados de superficies especiales, partes intercambiables y la confiabilidad contribuyen al incremento de costos.

Los costos de operación y mantenimiento de una bomba deben ser considerados cuando se comparan alternativas de bombas. Bajos costos iniciales de una bomba, no siempre resultan en grandes ahorros.

Para muchas bombas, tanto grandes como pequeñas el costo de energía para operarlas a lo largo de su vida es mucho mayor que su costo inicial o sus gastos de mantenimiento acumulativos. Los ahorros de energía pueden ser logrados seleccionando la bomba más eficiente para un servicio dado y operarla de la manera más eficiente puede representar una porción significativa de los costos totales de operación (Ver Anexo II).

3.7 Software de selección

La selección de bombas y el dimensionamiento de un sistema de bombeo son procesos tediosos y que ocupan mucho tiempo.

La complejidad de la selección de bombas ha motivado a la mayoría de los fabricantes a desarrollar catálogos electrónicos de selección. Usando los requerimientos específicos del sistema, estos catálogos ayudan a los diseñadores a identificar bombas capaces de encontrar las necesidades de servicio finales del usuario.

En estos catálogos, el cliente introduce características conocidas del sistema como lo son la carga dinámica total, el flujo, diámetro de tubería, $NPSH_a$ y propiedades clave del fluido, entonces el software genera una lista de bombas apropiadas para la aplicación.

Este tipo de software contiene datos de desempeño de cada una de las bombas del fabricante, así como limitaciones como la velocidad requerida de la bomba, que también puede

refinar la lista de bombas candidatas. Aunque en el desempeño de un sistema es necesario el juicio de un ingeniero en cuanto a curvas $H - G$ y configuración de bombas múltiples, el uso de software de algún fabricante simplifica mucho el proceso de selección de bombas.

En el caso de fluidos no newtonianos puede que no existan tablas para determinar el flujo a través de tuberías y accesorios. El mismo dilema puede existir si el espesor de la tubería es diferente al acero de cédula 40.

Es por estas limitaciones que muchos diseñadores de sistemas de bombeo deben hacer su mejor aproximación de la carga dinámica total de la bomba en estas situaciones. Esto usualmente resulta en el sobredimensionamiento de la bomba y que los ajustes para hacer que la bomba opere a la capacidad deseada sean realizadas con válvulas de control o accesorios como orificios.

Afortunadamente, existen soluciones para estos dilemas. Actualmente, existen diversos paquetes computacionales que reducen significativamente el tiempo que toma diseñar un sistema de bombeo y a su vez, mejora la capacidad de optimizarlo. Estos paquetes de software varían ampliamente en su facilidad de uso, su capacidad de modelar sistemas complejos, su flexibilidad para manejar intervalos de líquidos y materiales de tubería, sus características de interfaz para el usuario y su capacidad para optimizar el diseño del sistema.

En la sección 3.7.5 de este trabajo se presenta un ejemplo del uso de un software para la selección de bombas.

3.7.1 Software de diseño de tuberías

El software para tuberías proporciona una visión simulada de cómo opera el sistema de tuberías completo. Esta información puede ser usada tanto para diseñar como para optimizar el sistema. El cómo se usa el modelo del sistema de tuberías, depende de los deberes y responsabilidades del usuario:

- Se puede usar para dimensionar y optimizar líneas de tubería individuales, calculando las caídas de presión o pérdidas de carga dinámica en las tuberías.
- Se puede calcular el punto de diseño necesitado para la selección de la bomba y después observar cómo es que opera en el sistema de tuberías.

- Se pueden identificar, aislar y corregir problemas en el sistema que causen desgaste excesivo en las bombas y en las válvulas de control.
- Finalmente, se puede observar cómo opera el sistema bajo una variedad de condiciones de operación esperadas.

3.7.2 Evaluación de software de flujo de fluidos

Cuando se evalúa un software de flujo de fluidos es importante determinar cuáles características son necesarias para encontrar las necesidades de la gente que lo usará, y después escoger el programa que cumpla con la mayoría de estos requerimientos.

Para que sea efectivo, un software de flujo de fluido debe incorporar las siguientes características:

- Proveer esquemas fáciles de entender que muestren como están conectadas las tuberías, las bombas, los tanques y los demás componentes.
- Hacer el análisis de la red hidráulica necesario para calcular el flujo másico y las presiones para cada línea de tubería en el sistema.
- Proporcionar resultados en un formato fácil de entender.

Estas características han sido encontradas en una variedad de programas de flujo de fluidos. Todos los programas listados en la Tabla 10 cumplen con todos los requerimientos básicos.

Debido a las diferencias en características y facilidad de uso de los programas disponibles, los interesados deben probar éstos y otros programas de acuerdo a sus necesidades de uso. La mayoría de los programas listados cuentan con un disco de prueba que puede ser descargado de su página web o proporcionado en CD.

TABLA 10. SOFTWARE PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE TUBERÍAS Y COMPONENTES.

Programa	Fabricante	Página Web
Design Flow Solutions	ABZ Inc.	www.abzinc.com
Fathom	Applied Flow Technology	www.aft.com
Flow of Fluids Premium	Crane Valve Co.	www.cranvalve.com
Fluid Flow Info	Flite Software Ltd.	www.fluidflowinfo.com
KYPIPE 2000	KYPIPE LCC Software Center	www.kypipe.com

PIPE-FLO Professional	Engineered Software, Inc.	www.eng-software.com
PIPENET	Sunrise Systems Ltd.	www.sunrise-sys.com
SINET	Epcon International	www.epcon.com

Fuente: Volk, (2005).

El Hydraulic Institute proporciona una herramienta gratuita para la enseñanza y entendimiento de los sistemas de bombeo: Pump System Improvement Modelling Tool (PSIM), es un programa que cumple con la mayor parte de los requerimientos para modelar un sistema de bombeo y realizar una selección. Este programa puede ser descargado de http://www.pumpsystemsmatter.org/content_detail.aspx?id=110.

3.7.3 Modelación del sistema

Ya que el proceso de construir el modelo del sistema es lo que más tiempo consume, es importante seleccionar un programa que simplifique esta tarea lo más posible. Esto incluye la capacidad de colocar en un esquema elementos del sistema tales como bombas, accesorios, intercambiadores de calor, tanques y controles. Los diferentes elementos del sistema son conectados con líneas de tubería individuales.

El dibujo de las tuberías no sólo muestra todos los elementos del sistema, sino que también provee información de conectividad necesitada por el programa para establecer las ecuaciones necesarias para desarrollar los cálculos de flujo y presión.

El usuario puede construir el esquema seleccionando elementos de menús o de botones en barras, colocando los elementos en el esquema e introduciendo información a cerca de cada uno de ellos.

Los datos necesarios para los cálculos de flujo de fluidos son introducidos en cajas de diálogo. Si el programa se basa en la introducción manual de datos, por ejemplo el diámetro interno de una tubería, se debe buscar la información en manuales. Si el programa usa tablas de datos de tubería para buscar las propiedades, el usuario selecciona el material, la cédula correspondiente o espesor de la pared mostrado en la lista y después escoge un diámetro nominal disponible. El programa busca el diámetro interno de la tubería en su propia base de datos. Algunos programas también contienen datos de propiedades del fluido (densidad, viscosidad y presión de vapor) a la temperatura de operación.

3.7.4 Cálculo de la operación del sistema

La función principal del programa es calcular las presiones y flujos balanceados para el sistema completo. También debe considerar el efecto de las bombas, tanques, accesorios, y válvulas de control. Al revisar los resultados calculados, el usuario puede ver como todo funciona como un sistema.

Sin entrar en detalles técnicos, los programas realizan los cálculos de las siguientes maneras:

1. Determinan como es que están conectadas todas las tuberías en el sistema y establecen ecuaciones simultáneas necesarias para hacer los balances.
2. Establecen suposiciones iniciales para el balance de flujo en el sistema.
3. Las suposiciones son usadas para calcular las caídas de presión alrededor de los diferentes arreglos en el sistema.
4. Si las caídas de presión no son balanceadas, el programa mejora la suposición del flujo volumétrico y después repite el cálculo de las caídas de presión.
5. Una vez que los cálculos de flujos volumétricos y caídas de presión han llegado a una solución, se muestra el resultado.

Algunas características que añaden valor al programa son las siguientes:

- Dimensionamiento de líneas de tuberías. Si se está trabajando en un sistema existente o en uno nuevo, es de gran ayuda el poder dimensionar una línea individual y calcular su caída de presión. Esto permite al usuario optimizar la línea antes de añadirla al sistema, comparando la energía de la bomba y los costos de inicio para tamaños de tubería alternos.
- Velocidad de cálculo. La velocidad a la cual el programa realiza sus cálculos depende de la velocidad a la cual la computadora corre el programa. Los programas trabajan normalmente con 20 o 30 líneas. Cuando se trabaja con sistemas más grandes, digamos 100 líneas, la velocidad de cálculo del programa puede ser un factor importante en la selección de software.
- Mostrar áreas problemáticas. La habilidad de resaltar ciertos resultados del sistema fuera de lo esperado provee al usuario la capacidad de identificar y corregir áreas problemáticas en el sistema. Por ejemplo, si el programa proporciona una lista de líneas con velocidades de fluido altas, el usuario puede ver cuáles líneas están limitadas para el flujo requerido.

- Selección del equipo. Frecuentemente, los resultados calculados son usados para la selección del equipo. Conocer H y el $NPSH_a$ son requisitos para la selección apropiada de la bomba. La capacidad de seleccionar bombas y válvulas de control de catálogos de fabricantes es una característica muy valiosa de los programas. Una vez que el equipo es seleccionado, el usuario puede añadir fácilmente las bombas y válvulas de control al modelo para tener una imagen de cómo operará el equipo seleccionado en el sistema.

Cualquiera que diseñe o analice sistemas de bombeo o seleccione bombas debe considerar el uso de software computacional para eficientizar esta actividad. La capacidad de soluciones del software para ahorrar tiempo, reducir los costos globales del sistema, manejar sistemas extremadamente complejos y permitir la optimización del sistema son razones importantes para el uso de estas herramientas.

En el pasado, el software de flujo de fluidos era primordialmente usado como una herramienta para ingenieros y diseñadores. Debido al mejoramiento en la facilidad de uso, más gente trabajando en sistemas de flujo lo utiliza para simular la operación del sistema. Cuando se busca software de flujo en tuberías es importante considerar el uso principal y el paquete que cumple de mejor manera con las necesidades del usuario.

3.7.5 Ejemplo de uso de un software para selección de bombas

A continuación se presenta un ejemplo de selección de una bomba centrífuga para almidón en suspensión también llamado “lechada de almidón”, la cual puede ser secada para elaborar almidones nativos y modificados, o bien se transforma en glucosa o en fructosa a través de procesos de hidrólisis por vía ácida o enzimática.

Este ejemplo se realizó por medio un software proporcionado por la compañía Delta Pumps.

Se hicieron las siguientes consideraciones tomándolas de una situación práctica:

$$G = 80 \text{ gpm}$$

$$H = 120 \text{ ft}$$

$$\eta = 80 \text{ cp}$$

$$T = 120^\circ \text{ F}$$

$$\rho_{rel} = 1.2$$

La mayoría de los softwares de selección cuentan diferentes catálogos que contienen la información de cada una de las bombas que puede ser seleccionada. Estos catálogos pueden estar clasificados por el tipo de bomba, por el tipo de aplicación de la bomba, por los materiales de construcción y para este ejemplo, por la frecuencia de distribución de la corriente alterna. En este caso, se escoge una bomba que trabaja a 60Hz, ya que es la frecuencia con la que se trabaja en Norteamérica (Figura 34).

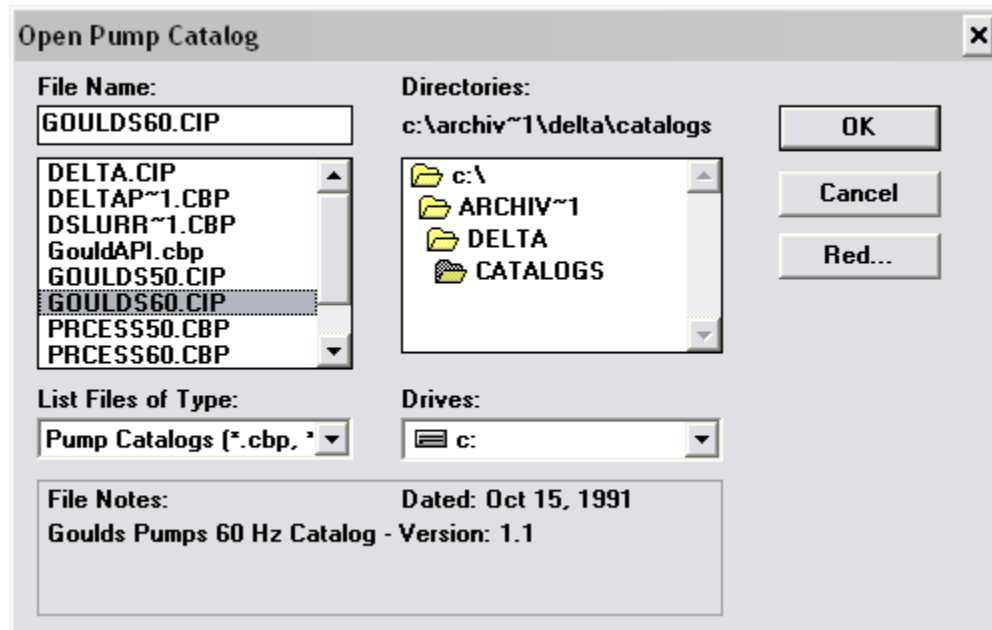


FIGURA 34. CATÁLOGOS

Cuando se selecciona un catálogo, éste muestra los modelos de bombas que contiene, así como los intervalos de velocidades a los que estas bombas pueden ser operadas. Generalmente las bombas trabajan a 1800 rpm por lo cual se selecciona un valor por encima de 1800 rpm y uno por debajo, es decir 3600 rpm y 1200 rpm, respectivamente. El modelo de bomba que se selecciona es de un material de acero inoxidable de grado alimenticio: 3196 ALLOY (Figura 35).

Después de seleccionar el tipo y la velocidad de la bomba, aparece un cuadro de diálogo del punto de diseño en el que se deben especificar el flujo másico y la carga dinámica total. En este caso, el flujo es de 80 gal/min y la carga dinámica total será de 120 ft (Figura 36).

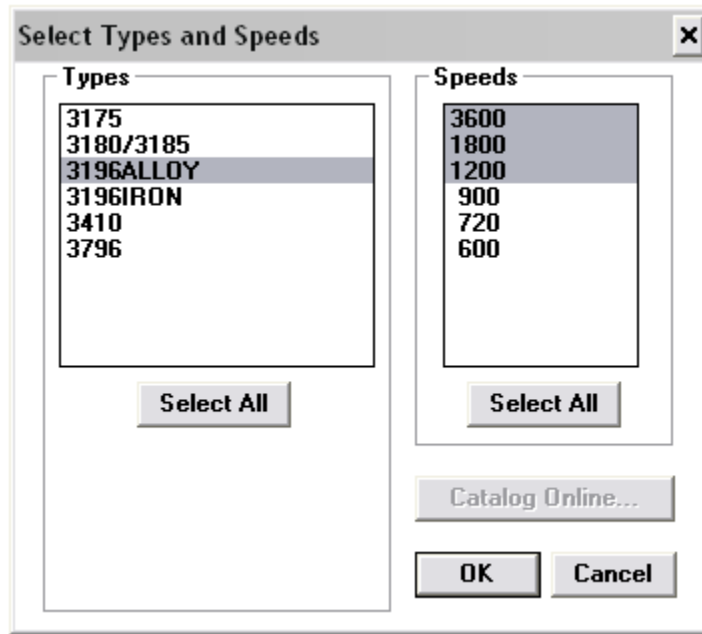


FIGURA 35. SELECCIÓN DE TIPOS Y VELOCIDADES

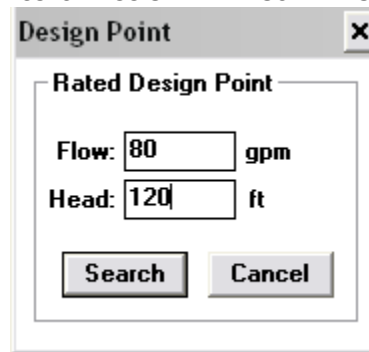


FIGURA 36. PUNTO DE DISEÑO

Al accionar la búsqueda dentro de los catálogos, el software presenta las opciones de equipos que pueden satisfacer las necesidades de la operación. Éstas se encuentran por orden de eficiencia, y es de acuerdo a este parámetro como se selecciona la bomba. Como se observa en la Figura 37, la bomba tipo 3196 ALLOY de tamaño 1x1.5-6 ST es la bomba con mayor eficiencia y con menor consumo de energía.

Delta Pump Selection Software										
File System Pump Tools Options										
Catalog: Goulds Pumps 60 Hz Catalog Flow Rate: 80 gpm NPSHa: --- ft										
Type	Size	Stg	rpm	Dia	Head	Eff	Power	Max	NPSHr	BEP
3196ALLOY	1x1.5-6_ST		3500	5.375	123	63	3.9	5.4	5.1	71
3196ALLOY	1.5x3-6_ST		3500	5.25	121	60	4.1	6.5	6.0	71
3196ALLOY	1x1.5-8_ST		3500	5.25	126	57	4.5	5.7	6.6	58
3196ALLOY	1.5x3-8_ST		3560	5.25	125	53	4.8	6.9	6.0	63
3196ALLOY	2x3-6_MT		3500	5.25	124	51	4.9	9.1	6.0	72
3196ALLOY	1x2-10_MT		3560	5.625	128	44	5.9	6.7	7.0	44
3196ALLOY	2x3-13_MT		1750	10.625	120	35	6.9	13.4	2.0	68

FIGURA 1. LISTADO DE OPCIONES DE BOMBAS A SELECCIONAR PARA AGUA

Debido a esto, se opta por seleccionar esta bomba. Al seleccionarla, el software genera su curva de desempeño (Figura 38) y en esta misma son mostrados los datos de la velocidad a la cual trabajará (Speed), el diámetro al que el impulsor se recomienda sea recortado (Dia), el flujo volumétrico (Flow), la carga dinámica total (Head), la carga dinámica positiva de succión requerida (NPSHr), la eficiencia (Eff) y la potencia (Power).

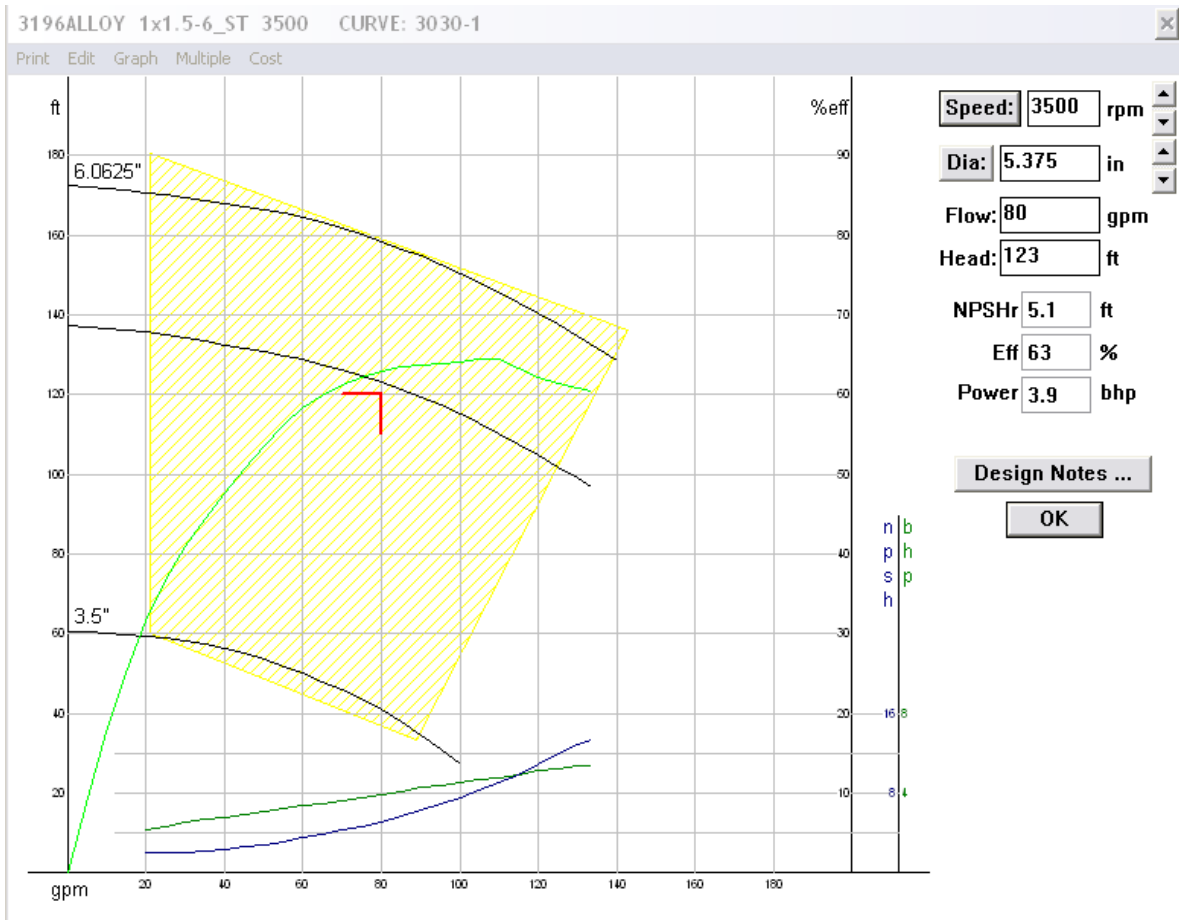


FIGURA 38. GRAFICO DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA SELECCIONADA PARA AGUA

Hay que tomar en cuenta, que hasta el momento esta selección ha sido realizada suponiendo que el fluido que se está transportando es agua. Para hacer la corrección, se necesita aclarar qué tipo de fluido será transportado mediante esta bomba y se necesita introducir propiedades tales como son la temperatura, la viscosidad y su gravedad específica. En el caso de la lechada de almidón se utilizaron los datos que se presentan en la siguiente figura:

The figure shows a 'Fluid' dialog box with the following fields and values: Fluid: Lechada de almidón (dropdown menu), Properties: Temperature: 120 °F, Viscosity: 80 cP, SG: 1.2. At the bottom, there are three buttons: 'Hydraulic Correction', 'OK', and 'Cancel'.

FIGURA 39. INSERCIÓN DE DATOS DE LA LECHADA DE ALMIDÓN

Donde “SG” es la gravedad específica o densidad relativa (ρ_{rel}). Al aceptar estos datos aparece nuevamente el listado de las bombas que son propuestas para la operación (Figura 40), pero con las correcciones debidamente calculadas para la lechada de almidón a la viscosidad, temperatura y gravedad específica sugeridas.

Pump Selection Software										
File	System	Pump	Tools	Options						
Catalog: Goulds Pumps 60 Hz Catalog					Flow Rate: 80 gpm	NPSHa: --- ft				
Type	Size	Stg	rpm	Dia	Head	Eff	Power	Max	NPSHr	BEP
3196ALLOY	1x1.5-6_ST		3500	5.4375	122	44	6.7	8.5	6.3	↖ 44
3196ALLOY	1.5x3-6_ST		3500	5.3125	122	43	6.9	10.0	6.1	↖ 51
3196ALLOY	1x1.5-8_ST		3500	5.375	126	39	7.8	9.2	6.8	↖ 40
3196ALLOY	1.5x3-8_ST		3560	5.25	120	38	7.7	10.3	6.0	↖ 45
3196ALLOY	2x3-6_MT		3500	5.25	120	38	7.7	13.1	6.0	↖ 52
3196ALLOY	1x2-10_MT		3560	5.75	124	30	10.0	10.9	7.3	↖ 30
3196ALLOY	2x3-13_MT		1750	10.75	121	27	10.9	19.5	2.0	↖ 51

FIGURA 40. LISTADO DE OPCIONES DE BOMBAS A SELECCIONAR PARA LECHADA DE ALMIDÓN

Debido a esta corrección, los parámetros que se muestran en la curva de desempeño de la bomba para la leche de almidón (Figura 41) son diferentes a los presentados anteriormente en la curva de desempeño de la bomba para agua. La recomendación de recorte de impulsor cambia, pasando de un diámetro de 5.37 in a 5.43 in por lo cual en este caso no es necesario el recorte, la carga dinámica total pasa de 123 a 122 ft, la eficiencia disminuye de 63 a 44% y la potencia requerida para desplazar la lechada de almidón a la distancia hidráulica (H) aumenta de 3.9 a 6.7 BHP.

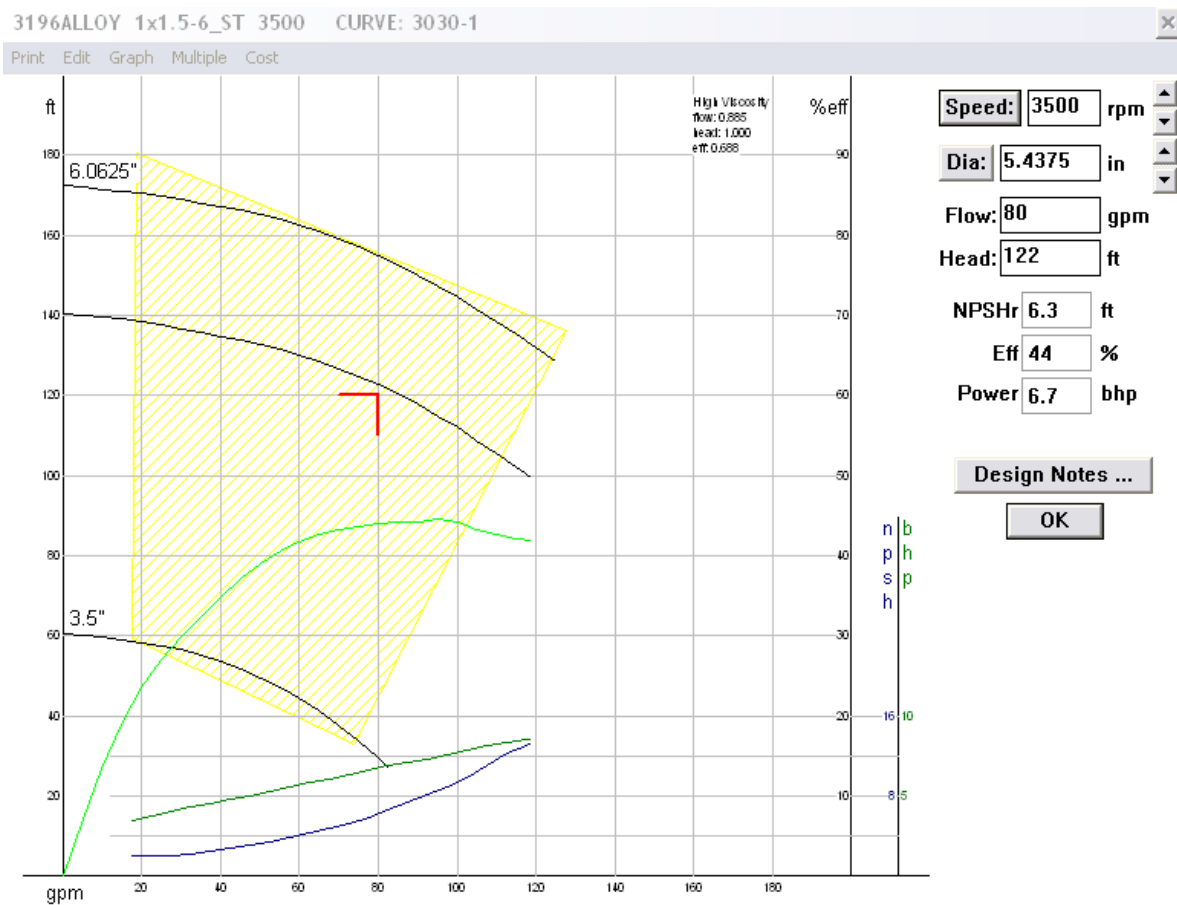


FIGURA 41. GRAFICO DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA SELECCIONADA PARA LECHADA DE ALMIDÓN

Es importante revisar los datos de diseño de la bomba seleccionada, por lo cual el programa también genera un reporte a cerca de estos Figura 42.

Entre estos datos se encuentran los límites de la bomba como son la velocidad máxima (Maximum Speed) y mínima (Minimum Speed), que son 3500 y 600 rpm respectivamente; la carga dinámica total al cierre (Shutoff Head) y la presión al cierre (Shutoff Pressure), las cuales son importantes porque al momento de cerrar válvulas la línea sigue presurizada; el punto máximo de eficiencia (BEP) que en este caso será de 44% trabajando a 97.4 gal/min, si se disminuye el flujo másico la carga aumentará y la eficiencia disminuiría; la potencia máxima al liberar todo el flujo másico (Max 8.5 BHP), llegando al punto máximo de caudal, que en este caso sería de 119 gal/min; y por último, se muestra la potencia máxima sin recorte de impulsor (Max Diam Curve) que sería de 10.6 BHP a 125 gal/min.

X
Design Notes

<div style="border-bottom: 1px solid gray; padding-bottom: 5px;"> Specific Speeds Pump Ns <input style="width: 50px;" type="text"/> Suction Nss <input style="width: 50px;" type="text"/> </div> <div style="padding: 5px;"> Pump Limits Minimum Speed <input style="width: 50px;" type="text" value="600"/> rpm Maximum Speed <input style="width: 50px;" type="text" value="3500"/> rpm Max Sphere Size <input style="width: 50px;" type="text"/> in Max Temperature <input style="width: 50px;" type="text"/> °F Max Pressure <input style="width: 50px;" type="text"/> psi_g </div>	<div style="border-bottom: 1px solid gray; padding-bottom: 5px;"> Design Curve Shutoff Head <input style="width: 50px;" type="text" value="141"/> ft Shutoff Pressure <input style="width: 50px;" type="text" value="73.0"/> psi_g Minimum Flow <input style="width: 50px;" type="text"/> gpm BEP 44 % at <input style="width: 50px;" type="text" value="97.4"/> gpm Max 8.5 bhp at <input style="width: 50px;" type="text" value="119"/> gpm </div> <div style="padding: 5px;"> Max Diameter Curve Max 10.6 bhp at <input style="width: 50px;" type="text" value="125"/> gpm </div>
--	--

Manufacturer's Pump Note

FIGURA 42. CUADRO DE DIALOGO DE NOTAS DE DISEÑO

Este catálogo incluye pocos modelos, por lo cual la bomba seleccionada para este fluido brinda valores que difícilmente aprobarían su adquisición. Sin embargo, este ejemplo brinda una idea del uso de los software de selección en la industria.

3.8 Ahorro de Energía

La eficiencia energética está tomando un papel muy importante en la vida diaria, por varias razones. Cada vez que se ahorra un litro de gasolina, un kilogramo de gas LP o un kilowatt de energía eléctrica, no sólo se beneficia a nuestras familias por la reducción en el pago de la energía, sino que también contribuye a proteger los ecosistemas de nuestras ciudades, de nuestro país y del mundo entero.

Cuando se ahorra energía, se reduce la quema de combustibles y las emisiones de gases que se denominan “de efecto invernadero”. Al reducir las emisiones a la atmósfera, contribuimos a preservar el equilibrio en el medio ambiente.

El cambio climático es el mayor reto de la historia de la humanidad. Las modificaciones en el clima a nivel mundial están provocando grandes transformaciones en el medio ambiente, lo que está poniendo en riesgo a las generaciones futuras.

Para mejorar la eficiencia energética, tanto en Estados Unidos como en países europeos y otras naciones desarrolladas se promueven programas de ahorro energético que abarcan diversos sectores productivos y distintos tamaños de empresas, y que cuentan con sistemas de financiamiento a 10 años.

En México, los programas para impulsar la eficiencia energética son limitados, inexistentes en algunas áreas, y lo más importante: carecen de mecanismos de financiamiento para instrumentar mejoras en las plantas industriales. Esto, a pesar de existir un gran potencial de ahorro de combustible, como evidenció el plan piloto de eficiencia energética en sistemas de generación y distribución de vapor, desarrollado en 2005 por la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE) con el apoyo de la Agencia de los Estados Unidos para el Desarrollo Internacional (USAID, por su siglas en inglés).

Maximizar la eficiencia del bombeo al seleccionar el tipo de bomba más eficiente y operar la bomba con el consumo mínimo de energía son metas importantes, particularmente con bombas que ocupan muchos caballos de fuerza. Para muchas bombas, chicas y grandes, el costo de energía para su operación a lo largo de su vida es mucho mayor que su costo inicial o que los gastos acumulados de mantenimiento. Los ahorros en energía pueden ser alcanzados seleccionando la bomba y operándola de la manera más eficiente para un servicio dado, lo cual puede representar una porción significativa de los costos totales de operación.

En la Figura 43, se observa que en las plantas industriales los equipos de manejo de fluidos como bombas, ventiladores y compresores utilizan en conjunto casi el 60% de la energía consumida por los motores mecánicos. Los equipos de bombeo utilizan casi 25 % del total de energía consumida en una planta, por lo cual es importante implementar ciertas evaluaciones y acciones tanto en los suministros como en la demanda del sistema así como su interacción, enfocándose tanto en el desempeño de los componentes individuales hasta el sistema completo. Para llevar a cabo estas acciones, se presentan a continuación diversos puntos que describen en detalle oportunidades específicas para mejorar el desempeño de los sistemas de bombeo.

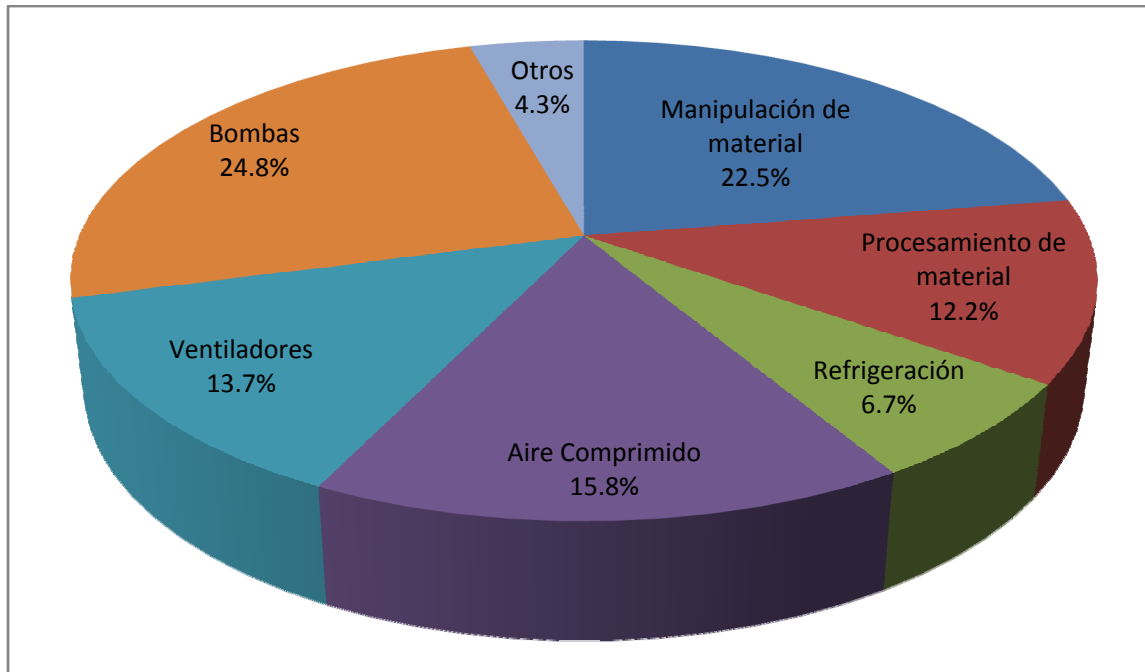


FIGURA 43. USO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE MOTORES DE EQUIPOS EN PLANTAS INDUSTRIALES.

3.8.1 Escoger la bomba más eficiente

Es posible maximizar el BEP (punto máximo de eficiencia) de una bomba variando el número de etapas o su velocidad específica (N_s). Sin embargo, seleccionar la bomba más eficiente no necesariamente la hace la bomba más económica ni la de los costos de operación más bajos.

En la siguiente tabla se examina como es que al variar las etapas o la velocidad de la bomba seleccionada puede afectar la eficiencia.

TABLA 11. VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA, EFICIENCIA Y BHP EN DIFERENTE NÚMERO DE ETAPAS.

# de etapas	N_s	Eficiencia Máx (%)	BHP
1	655	68	111
2	1100	77	98
3	1495	80	95

Fuente: Volk, (2005)

3.8.2 Operar con el mínimo de energía

Una vez que se ha elegido una bomba para una aplicación, la mejor manera de minimizar el consumo de energía en la operación de la bomba es mantener la bomba operando lo más eficientemente posible. Se debe asegurar de que las condiciones para impulsores abiertos y los

claros de los sellos de desgaste en los impulsores cerrados se encuentren en el nivel mínimo recomendado considerando el tamaño del impulsor, materiales de construcción, temperatura y cantidad de abrasivos presentes.

Una bomba centrífuga no debe ser operada a mayores flujos de los que requiere el proceso. Hay que recordar que en la mayoría de las bombas centrífugas entre mayor sea el flujo, mayor será el consumo de HP's.

Cualquier estrangulamiento realizado en el sistema (por válvulas o accesorios) debe ser examinado cuidadosamente, ya que ésta es una fuente de energía desperdiciada. Puede ser que la bomba haya sido sobre dimensionada para los requerimientos del sistema. Un recorte del impulsor o algún otro cambio pueden eliminar un estrangulamiento innecesario en el sistema.

3.8.3 Recorte o reemplazo de impulsores en bombas sobredimensionadas

Como resultado de las prácticas ingenieriles conservadoras, las bombas son frecuentemente sustancialmente más grandes de lo que necesitan ser para los requerimientos de proceso de una planta. Debido a esto la carga dinámica total de una bomba es menor a la esperada, mientras que el flujo másico es mayor. Esto puede causar cavitación y desperdicio de energía al tener que regular el flujo por medio de bypass o válvulas de regulación.

Las bombas sobredimensionadas que producen presión en exceso, son candidatas ideales para el reemplazo de impulsor o "recorte" para ahorrar energía y reducir costos. Recortar el impulsor involucra el maquinarse el impulsor para disminuir su diámetro y debe estar limitado al 75% del diámetro máximo del impulsor porque el recorte excesivo puede resultar en un impulsor y carcasa desalineados. Al disminuir el diámetro del impulsor, los claros entre éste y la carcasa incrementan la recirculación interna del flujo, ocasionan pérdida de carga (H) y disminuyen la eficiencia del bombeo.

Para propósitos de estandarización de fabricación, las carcasas y ejes son diseñados para acomodar los impulsores en un intervalo de tamaños. Muchos fabricantes de bombas proporcionan curvas de bombas que indican cómo se desempeñaran varios modelos con diferentes diámetros de impulsor o recortes (Figura 31).

El impulsor no debe ser recortado más del diámetro mínimo que se muestra en la curva.

A flujos másicos bajos, el $NPSH_r$ usualmente disminuye y puede incrementar en la parte más alta de la curva de H . El $NPSH_r$ a un flujo dado será mayor con un diámetro menor de impulsor, pero los ingenieros deben consultar con el fabricante para determinar variaciones en el $NPSH_r$ antes de recortar el impulsor. Frecuentemente, los fabricantes proporcionan gráficos de corrección de recorte basados en datos históricos de pruebas.

El recorte reduce la velocidad de la punta del impulsor, lo cual reduce la cantidad de energía impartida al fluido de la bomba, como resultado, tanto la presión como la capacidad disminuyen. Un impulsor más pequeño o recortado puede ser usado eficientemente en aplicaciones en las cuales el impulsor actual está produciendo una carga dinámica total excesiva. Las curvas del sistema y de la bomba a veces proporcionan la eficiencia o potencia del eje para un impulsor recortado. Si estas curvas no están disponibles, se pueden usar leyes de afinidad para predecir las variaciones en el desempeño del bombeo con cambios en el diámetro del impulsor.

$$G_2/G_1 = D_2/D_1 \quad (\text{EC. 3.7})$$

$$H_2/H_1 = (D_2/D_1)^2 \quad (\text{EC. 3.8})$$

$$BHP_2/BHP_1 = H_2 G_2 / H_1 G_1 \quad (\text{EC. 3.9})$$

$$BHP_2/BHP_1 = (D_2/D_1)^3 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

G = Capacidad o flujo volumétrico (gal/min)

H = Carga dinámica total (ft), H_1 es para el impulsor original y H_2 es para el impulsor recortado.

BHP = Potencia al freno en HP (brake horsepower)

D = Diámetro del impulsor (in)

En la práctica, se presentan pérdidas asociadas con la regulación del flujo por medio de válvulas de control, por lo cual es usualmente utilizado el recorte del impulsor para que la capacidad no sea afectada.

Cuando una bomba sirve un proceso críticamente importante, probablemente no sea posible esperar a que el impulsor sea recortado. En ese caso se deberá considerar ordenar otro impulsor y continuar la operación hasta que el nuevo impulsor pueda ser instalado.

3.8.4 Aplicaciones de bombeo de velocidad ajustable

Los motores de velocidad ajustable (MVA) proveen un control de flujo eficiente alternativo al variar la velocidad rotacional de la bomba. Estos motores están generalmente clasificados como motores mecánicos y motores de frecuencia variable (MFV). Actualmente el MFV es el tipo de MVA más frecuentemente especificado y los MFV de ancho de pulso modulado son los más comúnmente usados.

En aplicaciones centrífugas sin elevación estática, los requerimientos de potencia del sistema varían con el cubo de la velocidad de la bomba. Los pequeños decrementos en la velocidad o el flujo pueden reducir significativamente el uso de energía. Por ejemplo, reducir la velocidad (de flujo) en un 20% puede reducir los requerimientos de potencia de entrada por aproximadamente 50%.

Además de los ahorros de energía, los MFV ofrecen control de velocidad precisa y una capacidad de encendido suave. El encendido suave reduce el estrés térmico y mecánico en bobinas, acoplamientos y cinturones. También reducen fluctuaciones de voltaje que pueden ocurrir al encender motores grandes.

Operar a velocidades reducidas conlleva a otros beneficios como cargas en rodamientos menores, menor deflexión del eje y menores costos de mantenimiento.

3.8.5 Estimación del desempeño

Se pueden usar leyes de afinidad para predecir el desempeño de una bomba centrífuga a cualquier velocidad si se sabe que la bomba se está desempeñando a su punto normal de operación. Las ecuaciones de las leyes de afinidad son las siguientes:

$$G_2/G_1 = N_2/N_1 \quad (\text{EC. 3.11})$$

$$H_2/H_1 = (N_2/N_1)^2 \quad (\text{EC. 3.12})$$

$$P_2/P_1 = H_2G_2/H_1G_1 \quad (\text{EC. 3.13})$$

$$P_2/P_1 = (N_2/N_1)^3 \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde:

G = Capacidad o flujo másico (gal/min)

N = Velocidad rotacional de la bomba (rpm)

H = Carga dinámica total (ft)

P = Potencia al freno (BHP)

G_1, H_1, P_1, N_1 = Desempeño de la bomba a punto de operación normal inicial

G_2, H_2, P_2, N_2 = Desempeño de la bomba a punto de operación normal final

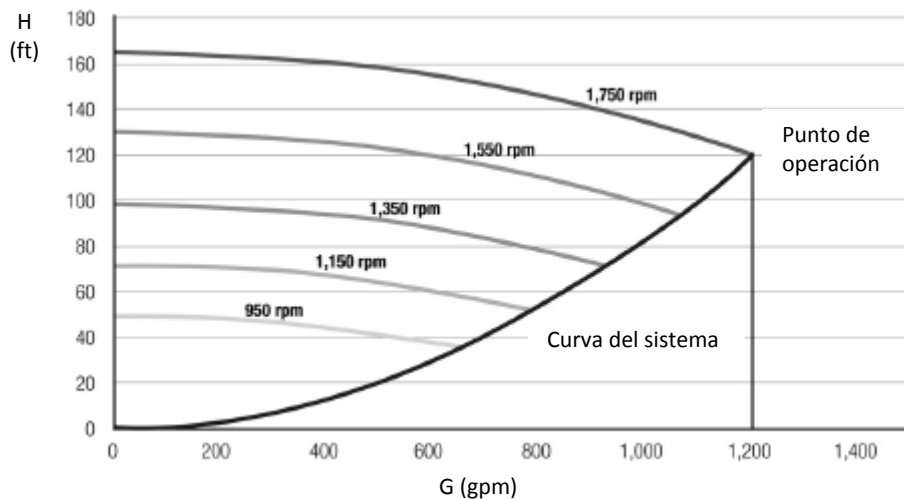


FIGURA 44. VARIACIÓN EN LA CURVA $H-G$ DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA CON LA VELOCIDAD.

Las leyes de afinidad muestran que la carga dinámica total disminuye significativamente cuando la velocidad de la bomba es reducida para ajustarse a los requerimientos de flujo del sistema (Figura 44).

3.8.5.1 Aplicaciones potenciales

Los MVA se aplican idealmente para cargas de torque variable de las bombas centrífugas cuando los requerimientos de carga del sistema (H, G , o ambos) varían con el tiempo. Las condiciones que tienden a hacer a los MVA efectivos en cuanto a su costo, incluyen lo siguiente:

- Alto caballaje (> de 15 a 30 hp). Entre mayor sea el caballaje de la bomba, más efectiva en costo será la aplicación de MVAs.
- Tipo de carga. Cargas centrífugas con requerimientos de torque variable tienen gran potencial en el ahorro de energía.
- Horas de operación. En general, los MVA son efectivos en costo sólo en bombas que operan por al menos 2,000 horas por año en promedio o mayor tasa de utilidad.
- Alta tasa de utilidad. Una mayor utilidad de cargas de energía proveen una recuperación más rápida en la inversión de MVA.

- Disponibilidad de incentivos de eficiencia. Donde se encuentren disponibles los incentivos de utilidad eléctrica para reducir el uso de energía o la instalación de tecnologías de ahorro de energía, reducirá los periodos de recuperación de inversión.

3.8.6 Mantener sistemas de bombeo efectivamente

El mantenimiento efectivo de las bombas permite a las plantas industriales que las bombas se mantengan funcionando bien, también permite detectar problemas a tiempo para programar reparaciones y evitar fallas tempranas en la bomba. El mantenimiento regular también revela deterioros en la eficiencia y en la capacidad, lo cual puede ocurrir mucho antes de que la bomba falle. El desgaste de los anillos y la erosión del rotor por ejemplo, pueden causar problemas en costo que reducen la eficiencia en un 10% o más.

La cantidad de atención dada al mantenimiento depende de qué tan importante es un sistema en la operación de una planta. El tiempo muerto puede resultar muy costoso cuando se trata de procesos críticos. La mayoría de las actividades de mantenimiento pueden ser clasificadas como preventivas o predictivas. Las preventivas se refieren a las necesidades de rutina del sistema como lubricación, ajustes periódicos y remoción de contaminantes. El mantenimiento predictivo se enfoca en pruebas e inspecciones que detectan condiciones de deterioro.

3.8.6.1 Acciones preventivas

Las actividades del mantenimiento preventivo incluyen el alineamiento de acoplamiento, lubricación y mantenimiento y/o reemplazo de sellos. Los sellos mecánicos pueden ser inspeccionados periódicamente para asegurar que no hay goteos o que el goteo tiene ciertas especificaciones. Los sellos mecánicos que gotean excesivamente usualmente deben ser reemplazados. Una cierta cantidad del goteo es requerido para lubricar y enfriar los empaques. Los empaques deben ser reemplazados si se tienen que apretar excesivamente para controlar el goteo. Apretar demasiado los empaques causa un desgaste innecesario en el eje o en su camisa e incrementa el uso de energía eléctrica. El mantenimiento de rutina del motor de la bomba como lubricación y limpieza, es de vital importancia.

3.8.6.2 Acciones predictivas

El mantenimiento predictivo ayuda a minimizar las interrupciones del equipo no planificadas. Algunas veces llamada “evaluación de condición” o “monitoreo de condición” este mantenimiento se ha vuelto más fácil con métodos de prueba y equipos modernos. Los siguientes métodos aplican a los sistemas de bombeo:

Análisis de vibración. El observar la tendencia de la amplitud de vibración y frecuencia puede detectar fallas inminentes en los rodamientos. También puede revelar desbalances mecánicos y de voltaje que puede ser causado por erosión del impulsor o problemas de acoplamiento.

Análisis continuo de registro del motor. Este análisis demuestra el deterioro del aislamiento, daño en la barra del rotor, desbalance en el sistema como válvulas en el sistema eléctrico y en la armonía. También puede mostrar problemas del sistema como válvulas de control con mal funcionamiento que causan disturbios en el flujo.

Análisis de aceite de lubricación. Esto aplica solo a bombas grandes lubricadas con aceite y es un procedimiento caro. El análisis de aceite puede causar problemas en rodamientos causados por partículas metálicas o cambios químicos resultantes del sobrecalentamiento y de problemas de sellado causado por el fluido bombeado en el aceite. También proporciona guía en los intercambios apropiados para cambio de aceite.

Finalmente hay que checar la lista de mantenimiento básico en elementos del sistema:

- **Empaques.** Verificar goteo y ajustar de acuerdo a las instrucciones de los fabricantes de la bomba y de los empaques. El goteo permitido es usualmente de 2 a 60 gotas por minuto. Añadir anillos de empaque o si es necesario cambiar toda la empaquetadura.
- **Sellos mecánicos.** Verificar goteo. Si el goteo excede las especificaciones del fabricante se debe reemplazar el sello.
- **Rodamientos.** Determinar la condición del rodamiento escuchando ruidos que indican desgaste excesivo, midiendo la temperatura de operación del rodamiento y usando técnicas de mantenimiento predictivo como análisis de vibración y de aceite. Lubricar los rodamientos de acuerdo a las instrucciones del fabricante de la bomba. Reemplazar si es necesario.

- **Alineación Motor/Bomba.** Determinar si la alineación motor/bomba está dentro de los límites de servicio de la bomba.
- **Condición del motor.** Verificar la integridad del aislamiento. Estas pruebas usualmente miden la resistencia del aislamiento a cierto voltaje o en el intervalo al cual un voltaje aplicado decae a través del aislamiento. Un análisis de vibración puede indicar ciertas condiciones en el motor y puede ayudar a la detección temprana de problemas.

Prueba para la eficiencia del sistema de bombeo

La eficiencia de una bomba puede degradarse a lo mucho de un 10% a un 25% antes de ser remplazada, pero es muy común encontrar bombas con eficiencias del 50% al 60% o menores. Sin embargo, debido a que estas ineficiencias no son realmente aparentes, las oportunidades para ahorrar energía por medio de la reparación o remplazo de componentes y de la optimización del sistema son frecuentemente inadvertidos.

La eficiencia del sistema incorpora las eficiencias de la bomba, del motor y otros componentes del sistema. La eficiencia del sistema de bombeo se define como:

$$\eta_{sys} = \frac{G_{req} \times H_{req} \times g_c}{5308 \times P_e} \quad (\text{EC. 3.15})$$

Donde:

G_{req} = Capacidad o flujo requerido, (gal/min)

H_{req} = Carga dinámica total requerida, (ft)

g_c = gravedad específica o densidad relativa, adimensional

P_e = unidades de entrada de potencia eléctrica

Las pruebas de eficiencia ayudan al personal de la planta a identificar sistemas ineficientes, determinar las medidas de mejoramiento de eficiencia energética y estimar ahorros de energía potenciales.

Los flujos pueden ser obtenidos con instrumentos confiables instalados en el sistema o preferentemente con herramientas como flujómetros sónicos (tipo Doppler) o de “tránsito de tiempo” o por medio de un tubo Pitot y un manómetro. Se puede evitar la turbulencia midiendo el flujo de la sección de una tubería sin accesorios en un punto donde aún hay un tramo recto largo por recorrer.

Los ahorros de energía potenciales pueden ser determinados usando la diferencia entre la eficiencia de operación del sistema real (η_r) y la eficiencia de operación de diseño (η_o).

La ecuación para calcular ahorros de energía potenciales es como sigue:

$$Ahorros = kW \times t \times (1 - E_r/E_o) \quad (EC. 3.16)$$

Donde:

Ahorros = ahorros de energía (kWh) por año

t = tiempo de operación anual, h

E_r = eficiencia real del sistema, calculada de las mediciones en campo

E_o = eficiencia del sistema óptima

4 APLICACIONES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS

En la industria agrícola y de alimentos, existen operaciones en las que se transportan soluciones, dispersiones o coloides. Estas soluciones, son generalmente transportadas por bombas. Las bombas centrífugas se usan a menudo para productos de baja viscosidad y, en general son más económicas que las bombas de desplazamiento positivo.

Generalmente se piensa que en la industria de alimentos, las bombas centrífugas son solo usadas para fluidos considerados de baja viscosidad y que presentan comportamiento newtoniano. Sin embargo, hay que tomar en cuenta las características finales del producto para decidir si se opta por una bomba centrífuga o una de desplazamiento positivo (Bowser, 2004). En algunos casos, se llegan a usar bombas centrífugas para fluidos con partículas suspendidas, como ejemplo, en la industria de la pulpa y los jarabes de maíz, se usan bombas centrífugas con impulsor abierto para bombear los granos de maíz en suspensión que serán descascarillados.

En este capítulo se presentarán algunos ejemplos de aplicaciones usuales de bombas centrífugas en la industria de alimentos, así como algunos ejemplos de fluidos que presentan características de viscosidades altas y comportamientos no newtonianos que son transportados a través de bombas centrífugas.

Debido a la complejidad en la composición y estructura de los fluidos alimenticios, los datos reológicos deben ser obtenidos por mediciones estandarizadas para cada material específico. A continuación, se presentan datos de algunos fluidos que usualmente son transportados por medio de bombas centrífugas:

4.1 Aceites comestibles

Los aceites comestibles o para cocinar son generalmente considerados como fluidos newtonianos si no contienen partículas o emulsiones, las cuales pueden entrar a la fase aceitosa durante el proceso y uso. Las viscosidades reportadas se encuentran en un intervalo de 1.6 cp a 451 cp a temperaturas que van de 0 a 121 °C (Saravacos, 2001). Las viscosidades son graficadas contra la temperatura en la Figura 46.

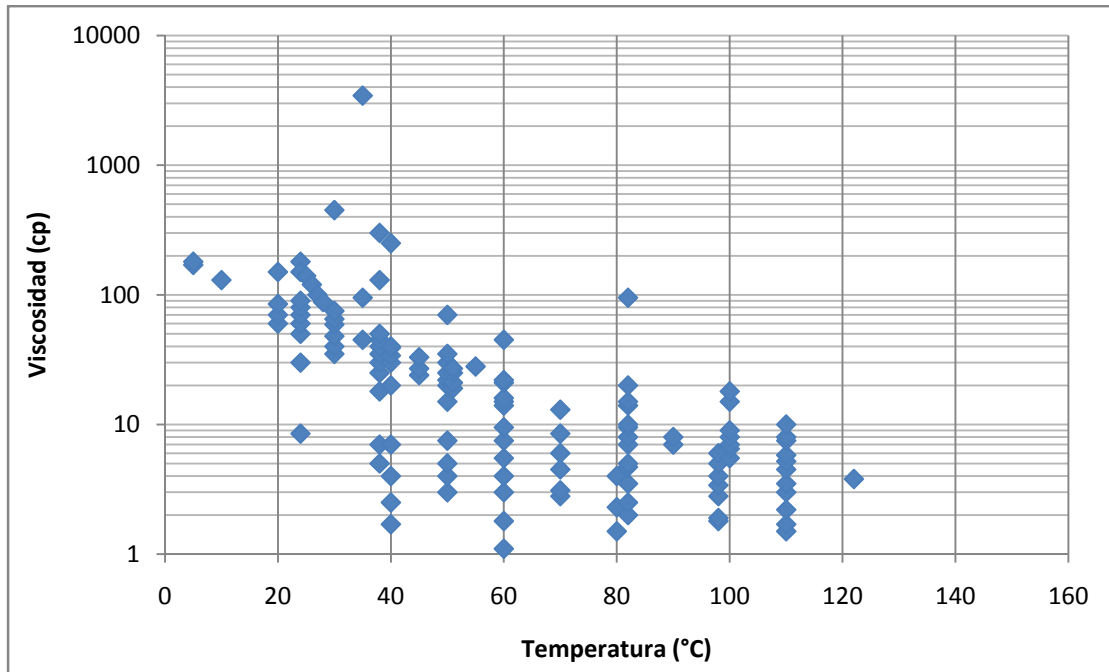


FIGURA 45. GRAFICO DE VISCOSIDAD VS TEMPERATURA CON DATOS DE ACEITES COMESTIBLES (SARAVACOS, 2001)

La temperatura tiene fuerte efecto sobre la viscosidad, especialmente de aceites viscosos. En la siguiente tabla se muestran viscosidades típicas de algunos aceites comestibles.

TABLA 12. DATOS DE ACEITES COMESTIBLES

Aceites comestibles	Temperatura, °C	Viscosidad, cp
Aceite de maíz	23.9	52.3
Aceite de soya	23.9	54.3
Aceite de olivo	40	36.3

Fuente: Rao, (1999).

4.2 Soluciones de azúcar y jugos clarificados

Los fluidos alimenticios acuosos, incluyendo soluciones de azúcar, miel y jugos clarificados (que no contienen partículas suspendidas) son considerados en general líquidos newtonianos.

Las soluciones de azúcar y los jugos claros están caracterizados por una fuerte disminución de la viscosidad a altas temperaturas de acuerdo con la ecuación de Arrhenius, y la concentración también tiene un fuerte efecto en la viscosidad (Saravacos, 2001).

En la Figura 47, se comparan las viscosidades de jugos clarificados de manzana y soluciones de sacarosa a tres diferentes temperaturas, 20, 40 y 60°C.

La Figura 48 muestra que la viscosidad del jugo de uva tiende a ser mayor que la viscosidad correspondiente a la solución de sacarosa, particularmente a concentraciones altas. Esta diferencia puede ser causada por la precipitación de algunos componentes del jugo de uva, los cuales se vuelven insolubles a concentraciones altas, por ejemplo los tartratos. Estos compuestos son conocidos porque precipitan durante el almacenaje de jugos de uva y de vinos a bajas temperaturas.

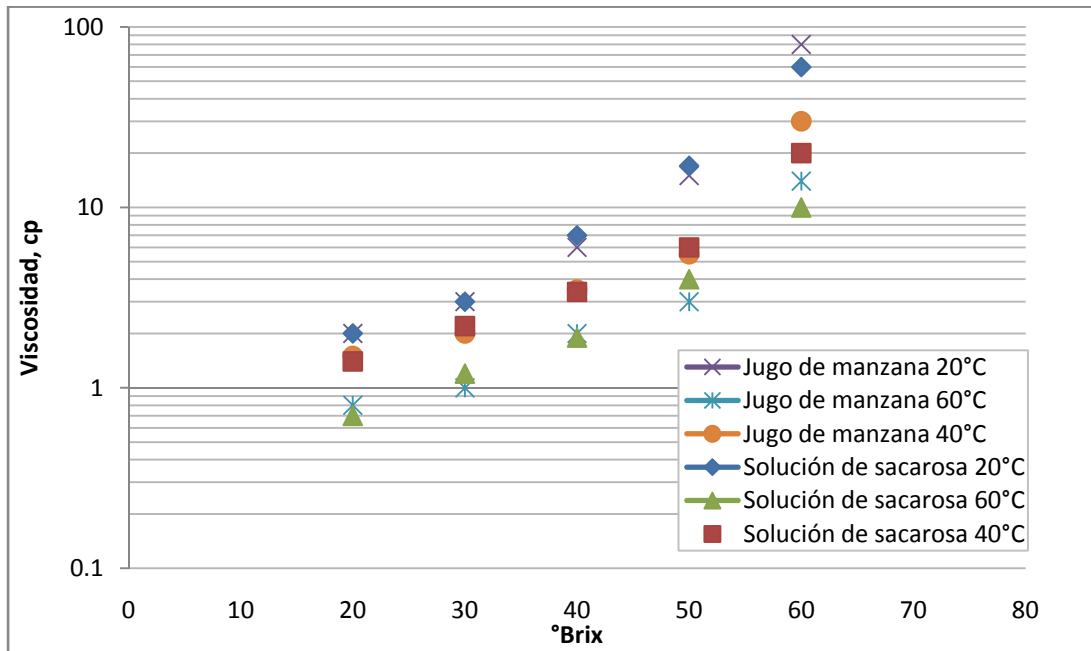


FIGURA 46. COMPARACION DE VISCOSIDADES DE JUGO DE MANZANA DEPECTINIZADO Y SOLUCIONES DE SACAROSA A 20-60°C (SARAVACOS, 2001).

El jugo de cereza clarificado se comporta como un fluido newtoniano en el intervalo de 22-74 °Brix y 5-70 °C. El jugo de naranja clarificado se comporta como fluido newtoniano en un intervalo de 30-63.5 °Brix (Ibarz, 2003).

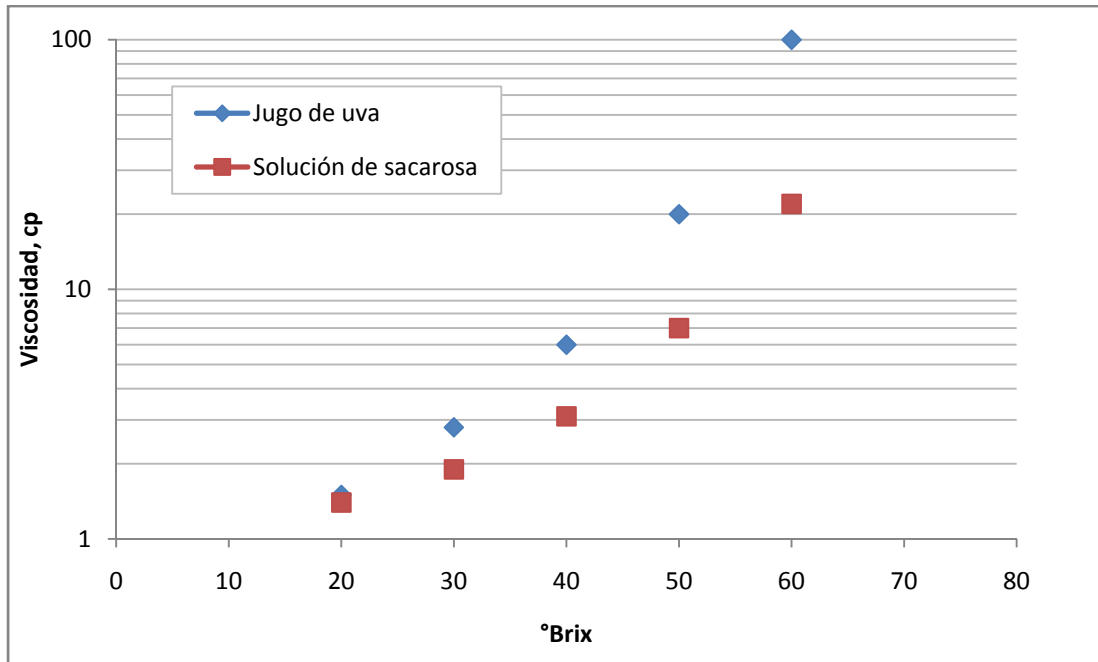


FIGURA 47. COMPARACIÓN DE VISCOSIDADES DE JUGO DE UVA Y SOLUCION DE SACAROSA A 40°C (SARAVACOS, 2001)

El mismo comportamiento newtoniano se muestra en otros jugos de fruta clarificados: jugos y concentrados de pera y manzana, jugos y concentrados de durazno y jugos de grosella.

4.3 Otras soluciones clarificadas

La viscosidad de los vinos es mayor que la del agua encontrándose en un intervalo de 1.3-1.67 mPa·s para vinos ordinarios a 25°C y de 1.95-2.45 mPa·s para vinos fortificados que contienen glicerol (Rao, 1999). La viscosidad del etanol a 20°C es 1.2 mPa·s y la del glicerol es de 1490 mPa·s. La viscosidad de mostos en fermentación es mayor que la de los vinos debido a la presencia de azúcares disueltos y partículas suspendidas en el líquido. Para mostos blancos, la viscosidad varía en un intervalo de 3-4 mPa·s a 14-22°C (Saravacos, 2001). La viscosidad de la cerveza es similar a la del vino, 1.3 mPa·s a 20°C. La viscosidad de soluciones salinas (cloruro de sodio) y salmueras depende de la concentración de las especies iónicas, por ejemplo 2.7 mPa·s a 22% de sal a 2°C.

4.4 Leche

La leche puede ser considerada como una emulsión diluida de glóbulos grasos en una solución acuosa de lactosa y otros componentes. La leche no concentrada se comporta como un fluido

newtoniano con una viscosidad más alta que la del agua. Los datos de leche homogeneizada graficados en la Figura 49 muestran viscosidades decrecientes de 3.4 a 0.6 cp, en un intervalo de temperaturas de 0-80°C.

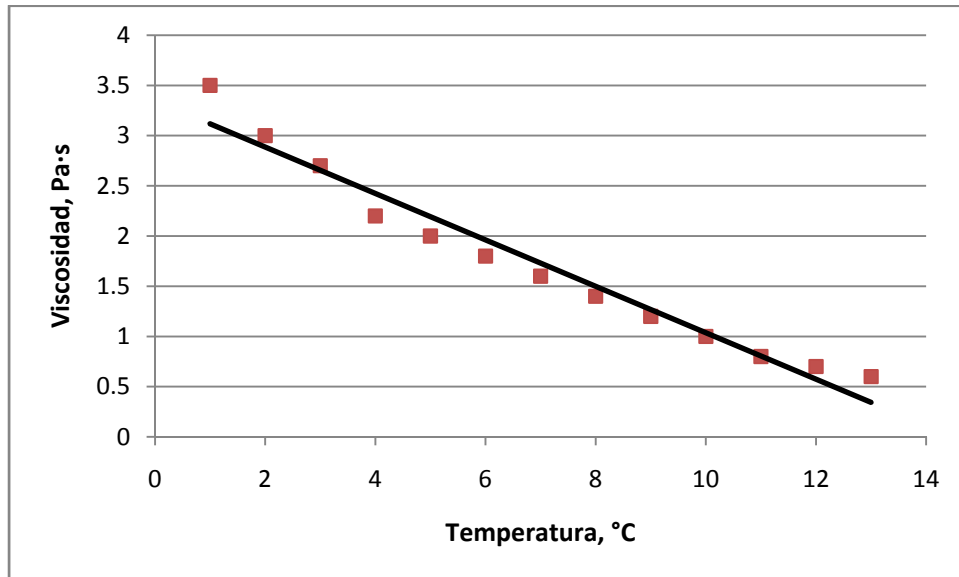


FIGURA 48. VISCOSIDAD DE LECHE HOMOGENEIZADA (KOKINI, 1992)

4.5 Miel y extractos de azúcar

Estudios actuales han encontrado La viscosidad de las mieles depende fuertemente de la concentración de sus sólidos solubles (°Brix), su temperatura y su origen. La mayoría de las mieles tiene una concentración entre 75-83 °Brix, y una viscosidad a 20 °C en el intervalo de 4-20 Pa·s. Las melazas (residuos líquidos espesos de la fabricación de azúcar) tienen viscosidades altas, de 6,600 cp a 374 cp en un intervalo de temperatura de 21-66 °C.

En la industria del azúcar ha crecido el interés en el uso de bombas centrífugas en los departamentos de cristalización para soluciones viscosas de sacarosa. Tradicionalmente, las bombas de desplazamiento positivo han sido utilizadas para el transporte de los fluidos principales en el proceso de cristalización, desde una masa cocida de azúcar hasta la melaza. Sin embargo, las bombas centrífugas ofrecen beneficios que incrementan la eficiencia-costos totales: insensibilidad a las impurezas duras y partículas extrañas en los medios de bombeo (por ejemplo, en la puesta en marcha), transporte suave de los flóculos o cristales, su diseño simple, control de flujo sencillo, no necesita de una válvula de seguridad o línea de recirculación y tanto su costo, como el costo de mantenimiento son relativamente bajos.

Uno problema práctico en esta aplicación, es cómo realizar las correcciones requeridas para el flujo másico, la carga dinámica total y la eficiencia. Actualmente no existen métodos de corrección para fluidos viscosos específicos como las soluciones de sacarosa que se encuentren disponibles al público. Por esta razón se han usado métodos de corrección generales de viscosidad.

Los factores de corrección presentados en la sección 3.4.5 son ampliamente usados para predecir el desempeño de una bomba centrífuga con fluidos viscosos.

Otro de los problemas prácticos involucrados en el proceso de fluidos viscosos es el aire ocluido. Las burbujas de aire se mezclan en el líquido que normalmente se encuentra en la entrada de fluido de los tanques, en los vórtices de salida cuando el nivel del líquido es bajo y en equipos de otro proceso que mezclan de la superficie del líquido. Dado que la velocidad creciente de las burbujas es relativamente elevada en los fluidos viscosos, estas no son liberadas en los tanques, sino atrapadas y llevadas por la corriente. En el campo de la fuerza centrífuga de la bomba, el aire tiende a separarse del fluido y forma una burbuja grande que "tapa" los canales de flujo por donde corre el fluido. La burbuja de aire disminuye la capacidad de bombeo y este puede llegar a colapsar totalmente.

Con el fin de encontrar un método más preciso de selección de bombas para aplicaciones de cristalización, Kupiainen (2002) realizó un estudio en el que varias bombas fueron probadas en un laboratorio con un líquido de proceso real. El líquido de prueba fue melaza de remolacha (pureza $q = 63\%$) y también otras dos soluciones de azúcar utilizadas en el proceso de cristalización. Su contenido de °Brix fue modificado entre 76-85% al diluir la melaza en agua y evaporarla. La mayoría de las pruebas fueron realizadas a 50°C. Algunas de éstas fueron llevadas a cabo con melazas con contenido de aire, éste último fue añadido de manera presurizada en la tubería de flujo en el lado de succión de la bomba.

El desempeño de una bomba centrífuga normal fue comparado con una bomba especial de eliminación de gas tipo ASP de Bombas Sulzer.

Las bombas que se usaron para la prueba fueron de etapa simple, de tipo de succión final con impulsores semiabiertos que fueron inicialmente diseñadas para el manejo de

suspensiones de fibras con comportamiento no newtoniano. Las bombas con eliminación de gas que se utilizaron para el estudio tenían las mismas características de las bombas centrífugas normales, adicionadas con la capacidad de separar gas y una bomba de vacío de anillo líquido integrada para eliminar el gas separado.

En la Figura 50 se observa que la melaza de remolacha presenta comportamiento newtoniano.

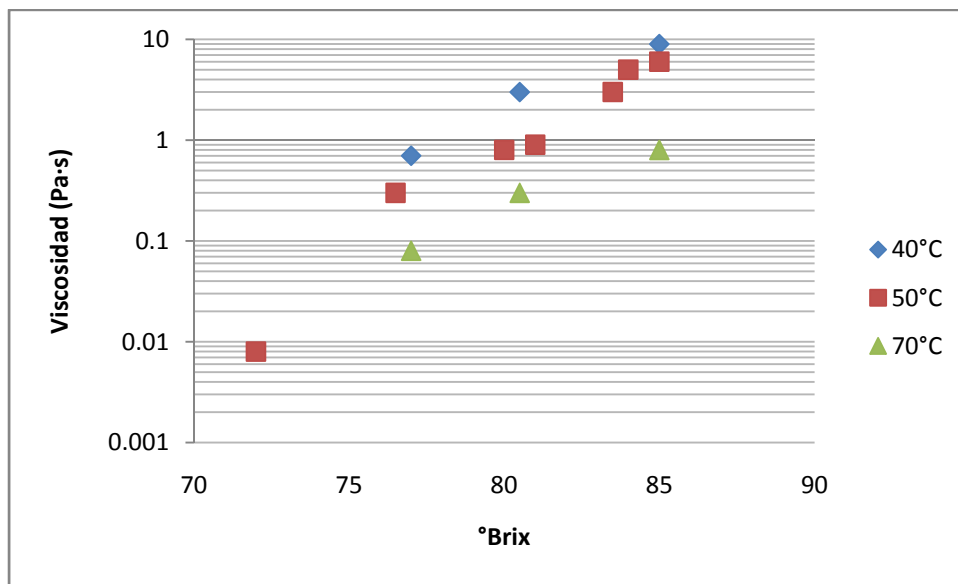


FIGURA 49. VISCOSIDAD DE MELAZAS DE REMOLACHA A 40,50 Y 70°C (KUPIAINEN, 2002)

Una comparación de curvas de desempeño cuando se bombea agua y melazas a 50°C con diferentes valores de °Brix es presentada en la Figura 51. Esta bomba muestra un comportamiento a viscosidad elevada: a bajos flujos másicos, la bomba brinda una carga dinámica total aún mayor con melazas que con agua. Cuando el flujo másico incrementa, la carga dinámica total con las melazas disminuye por debajo de la curva del agua. Esto se debe a que las fugas a través de los espacios entre el impulsor y la carcasa son menores cuando la viscosidad es alta. A flujos másicos más altos, las pérdidas por fricción en los canales de flujo aumentan y empiezan a regir el comportamiento, disminuyendo así la carga dinámica total. Generalmente, las curvas de carga para fluidos viscosos lucen muy bien y el funcionamiento de la bomba es muy estable en todas las condiciones de prueba. Las curvas muestran que esta bomba puede manejar melazas de 85.2 Brix a 50°C. La viscosidad de estas melazas es

aproximadamente de 4700 mPa·s (4700 cp). A una temperatura más alta, los valores de °Brix podrían ser incluso mayores, ya que la viscosidad disminuye cuando aumenta la temperatura. Prácticamente las soluciones de azúcar y melaza en aplicaciones de bombeo en procesos de azúcar caen por debajo de este límite. En los tanques de almacenamiento, la temperatura suele ser menor, por lo que la viscosidad necesita ser comprobada cuando se selecciona la bomba (Kupiainen, 2002).

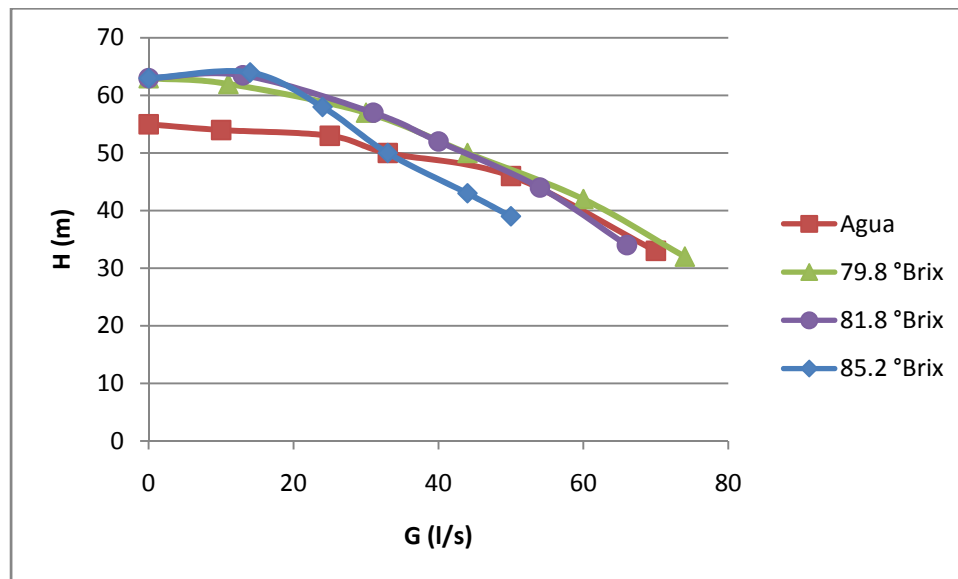


FIGURA 50. CURVAS DE CARGA PARA UNA BOMBA QUE TRANSPORTA AGUA Y MELAZAS CON DIFERENTES VALORES DE °BRIX A 50°C (KUPIAINEN, 2002)

La influencia del contenido de aire en la curva de desempeño de una bomba centrífuga normal es mostrada en la Figura 52. El fluido de prueba es melaza de 77°Brix a 50°C, y el aire fue alimentado en la tubería de succión de la bomba. La alimentación del aire es controlada para mantener un volumen porcentual constante de 5% a cada flujo de volumen. Esta cantidad de aire tiene una influencia drástica en las características de la bomba y en una aplicación práctica, el flujo podría colapsar totalmente. Cuando se realiza la misma prueba con la bomba eliminadora de gas, las curvas se ven muy diferentes (Figura 53). La curva de carga de la melaza que contiene aire sigue muy de cerca a la curva de la melaza libre de aire.

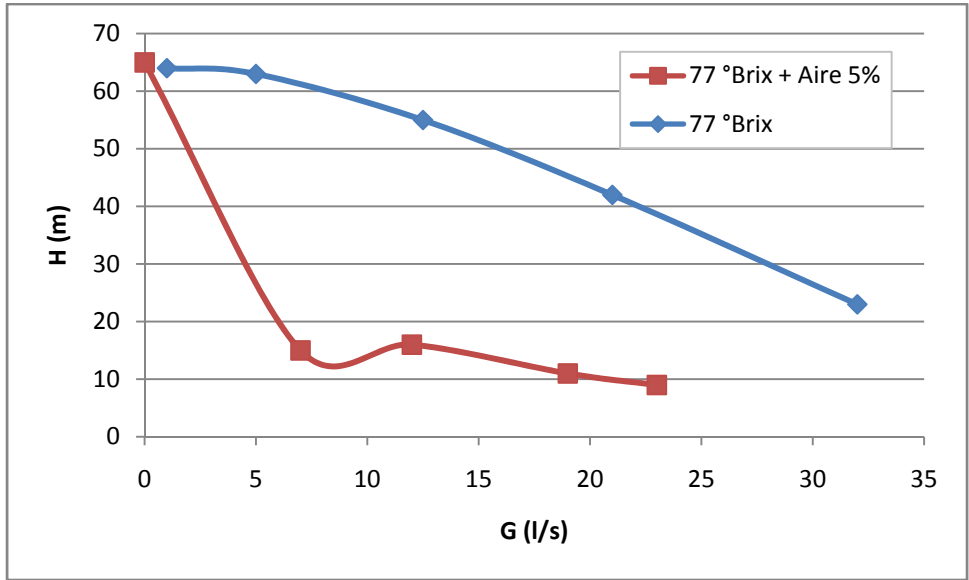


FIGURA 51. EFECTO DEL CONTENIDO DE AIRE EN LA CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA NORMAL. MELAZAS A 50°C (KUPIAINEN, 2002).

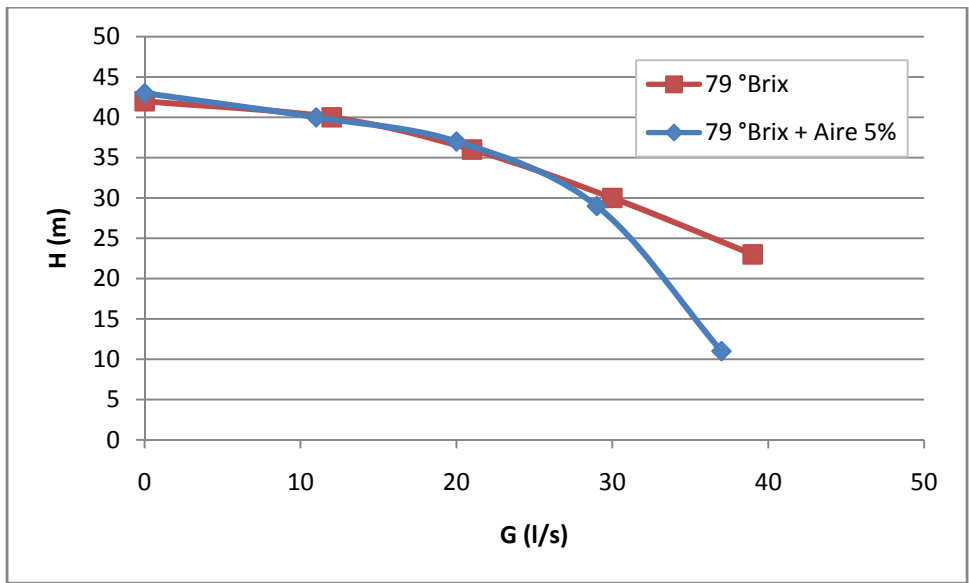


FIGURA 52. EFECTO DEL CONTENIDO DE AIRE EN LA CURVA DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA ELIINADORA DE GAS. MELAZAS A 50°C (KUPIAINEN, 2002)

En conclusión, se demostró que una bomba centrífuga con el diseño hidráulico apropiado puede transportar todas las soluciones de sacarosa para la cristalización en una fábrica de azúcar, a excepción de las masas cocidas de azúcar. El límite práctico para los °Brix es de aproximadamente 85, pero esto depende de la temperatura de bombeo y del tamaño de la bomba.

4.6 Bombas Sanitarias

En las operaciones en las que se trasladan fluidos alimenticios, es necesario y a veces obligatorio el uso de equipos que cumplan con ciertos estándares sanitarios. Existen estándares sanitarios obligatorios para diferentes productos y dependen de regulaciones gubernamentales. También existen estándares o normas voluntarias publicadas por organizaciones como la FDA. La Asociación Internacional de Proveedores de la Industria de Alimentos IAFIS (*International Association of Food Industry Suppliers*) promueve los estándares 3-A, los cuales son estándares voluntarios aceptados que proveen criterios para la construcción e instalación de equipos de procesamiento de lácteos. Estos estándares son frecuentemente aplicados a otros procesos alimenticios. Por su diseño relativamente simple, las bombas centrífugas son ideales para muchas aplicaciones sanitarias.

Para poder servir en aplicaciones de alimentos una bomba debe (Hicks, 1979):

1. Ser altamente resistente a la corrosión
2. Fácil de desarmar para la limpieza
3. No debe triturar al alimento o producir espuma
4. Tener un sistema de lubricación absolutamente hermético
5. Estar libre de partes sujetas a desgaste o frotamiento durante su operación
6. Tener empaques positivamente sellados del interior de la carcasa
7. Tener pasajes internos en la carcasa que sean tersos y libres de esquinas abruptas o cambios pronunciados en su superficie.

Además de resistir al alimento, los materiales de construcción deben resistir a los detergentes, jabones y agentes germicidas que se usan en la limpieza y lavado de la bomba. Existe un gran número de bombas centrífugas que llenan estos requisitos.

Las bombas vienen en varios estilos, cada una con numerosas opciones. Sus estilos incluyen estándar, auto-cebante y multi-etapas de alta presión, entre otros. Difieren en el diseño y tamaño de su impulsor, en la capacidad de flujo y la capacidad de presión. Algunas son específicamente para un alto rendimiento y alta eficiencia, mientras que otras se encaminan a economías de escala. Las bombas auto-cebantes manejan de manera eficiente las aplicaciones de limpieza-en-sitio (CIP, es decir, *Clean In Place*) que permiten interrupciones en el flujo de

líquido. Los diseñadores de proceso normalmente colocan bombas auto-cebantes en el proceso de descarga de tanques que serán sometidos al CIP (Bénézech et al., 2002).

La eficiencia es importante desde el punto de vista de los costos de energía. Pérdidas de potencia derivadas del diseño del sistema de tuberías y pérdidas debido a consideraciones de control pueden llegar a ser el 30% o más de la energía suministrada por la bomba (Tuzson, 2000).

Con bombas centrífugas, se tienen opciones en materiales, diseño de componentes y limpieza, tubería y tamaño de motor, tipo de junta, capacidad de presión, capacidad de llevar a cabo CIP y muchos otros factores. Hay que asegurarse de analizar el producto que fluirá a través de la bomba y los factores que contribuyen en las altas y bajas de la línea de proceso. De este modo se garantiza una selección inteligente.

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Los sistemas de bombeo son primordiales en el funcionamiento de una planta de procesamiento industrial, por lo cual es necesario comprenderlos en su totalidad. Estos sistemas cuentan con componentes básicos como bombas, motores, tuberías y válvulas, los cuales si no son seleccionados y usados correctamente pueden causar eficiencias bajas, gastos innecesarios de energía y costos elevados.

Al seleccionar una bomba, lo primero que se debe hacer es escoger entre una bomba centrífuga y una de desplazamiento positivo, para lo cual se deben tomar en cuenta varias consideraciones, entre ellas:

- Conocer las características del producto. En este caso la viscosidad del fluido es la consideración más importante, ya que para el uso de bombas centrífugas la viscosidad se limita de acuerdo a las características del equipo y la naturaleza del fluido. También deben ser tomadas en cuenta la temperatura, si el fluido contiene partículas suspendidas, la actividad química, la sensibilidad al cizallamiento y la presión de vapor del fluido.
- Identificar de manera precisa los requerimientos del proceso como son la capacidad (G) de la bomba, la cual es indispensable para dimensionar de manera precisa el sistema de tuberías y determinar las pérdidas por fricción, y que debe ser definida basándose en las necesidades presentes y futuras del proceso; la carga dinámica total (H) que es ejercida por la bomba sobre el fluido y que relacionada con la capacidad brinda las curvas de desempeño mediante las cuales se pueden observar las eficiencias y el caballaje de las bombas; el intervalo de presiones y las temperaturas de operación, así como la carga dinámica disponible ($NPSH_a$) y la carga dinámica requerida ($NPSH_r$) que son indispensables para evitar la cavitación.
- Identificar los requerimientos operacionales para determinar cómo será instalada y operada la bomba en la planta.
- Se recomienda el uso de software computacional que contenga funciones de diseño de tuberías, modelación y cálculo de la operación del sistema.

- Usar las técnicas de costo de ciclo de vida para justificar la adquisición de bombas de alta eficiencia y del diseño de sistemas eficientes.

El ahorro de energía se ha convertido en un tema sumamente importante en el contexto nacional e internacional debido a las altas emisiones de gases de efecto invernadero que se producen diariamente alrededor del mundo. En este sentido, la industria puede reducir su consumo de energía poniendo en práctica algunas acciones con respecto a sus sistemas de bombeo:

- Se debe seleccionar una bomba eficiente energéticamente, para esto se debe desarrollar un sistema de curvas efectivo, seleccionar un tamaño correcto de bomba y de motor, y seleccionar la bomba con mayor eficiencia sobre el intervalo de puntos de operación del sistema esperados; también se debe desarrollar un índice útil para comparar bombas en la misma aplicación. Este índice involucra el cálculo de galones de fluido bombeado por kilowatt-hora de energía eléctrica usada (gal/kWh) e ilustra el transporte de fluido por unidad de energía expedida. Es igualmente útil, calcular la inversa de este índice (kWh/gal) ya que provee las bases para una comparación de costos de energía.
- Se debe considerar el recorte de impulsor cuando la carga dinámica total provista por una bomba regulada y sobredimensionada excede los requerimientos del proceso, cuando las válvulas de bypass del sistema estén abiertas indicando exceso de flujo, cuando la bomba esté operando lejos de su punto de diseño y también cuando la carga dinámica total y/o el flujo másico sean mayores que los requerimientos del proceso.
- Es factible considerar el uso de motores de velocidad ajustable.
- Se debe establecer un programa de mantenimiento para el sistema de bombeo que incluya: acciones preventivas y predictivas, así como pruebas de eficiencia periódicas.
- Se recomienda buscar maneras de reducir el factor de fricción por medio de la selección y el acomodo de tuberías válvulas y accesorios, que permitan reducir los costos del bombeo.

- En sistemas dominados por la fricción, se deben evaluar los costos de bombeo para al menos dos tamaños de tubería y tratar de seleccionar y ajustar la tubería con el costo de ciclo de vida más bajo.
- Antes de tomar una decisión de diseño de ingeniería, se deben calcular los costos anuales y de ciclo de vida.
- La aplicación de bombas centrífugas para el bombeo de líquidos de altas viscosidades es difícil debido a la falta de datos y un método de corrección de viscosidad preciso. Sin embargo, en la práctica existen muchas aplicaciones que pueden ser apropiadas para el uso de bombas centrífugas siempre que se preste la debida atención al diseño de la bomba.

6 Bibliografía

- Aguado, J. (Ed.). (2002). *Ingeniería de la industria alimentaria* (Vol. 1). Madrid, España: Síntesis.
- Alexandrou, A. N., Le Menn, P., Georgiou, G., & Entov, V. (2003). Flow instabilities of Herschel–Bulkley fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, *116*, 19-32.
- Anderson, H. H. (1994). *Centrifugal Pumps and Allied Machinery* (4th ed.). Oxford, UK: Elsevier.
- Anónimo. (2002). Flow components beefing up. *Dairy Foods*, *10* (103), 50-54.
- Bandala, M. R., Macedo, R. C., & Vélez, J. F. (2005). Evaluación de coeficientes de fricción en el transporte de fluidos no Newtonianos. *Información Tecnológica*, *16*, 73-80.
- Bandyopadhyay, T. K., & Das, S. K. (2007). Non-Newtonian pseudoplastic liquid flow through small diameter piping components. *Petroleum Science & Engineering*, *55*, 156-166.
- Banerjee, T. P., Das, M., & Das, S. K. (1994). Non-Newtonian Liquid Flow Through Globe and Gate Valves. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, *72*, 207-211.
- Bankston, J. D., & Baker, F. E. (1994). Selecting the Proper Pump. *Southern Regional Aquaculture Center* (372), 1-8.
- Baquero, F. J. (1985). *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid, España: Alhambra.
- Bénézech, T., Lelievre, C., Membré, J. M., Viet, A. F., & Faille, C. (2002). A new test method for in-place cleanability of food processing equipment. *Journal of Food Engineering*, *54*, 7-15.
- Bharti, R. P., Chhabra, R. P., & Eswaran, V. (2007). Effect of blockage on heat transfer from a cylinder to power law liquids. *Chemical Engineering Science* (62), 4729-4741.
- Blanco-Marigorta, E. (2000). *Numerical Simulation in a Centrifugal Pump with Impeller-Volute Interaction* (Vols. June 11-15). Boston, Massachusetts.
- Bowser, T. J. (2004). *Sanitary Pump Selection, FAPC-108*. Stillwater, OK: Oklahoma Cooperative Extension Service.
- Bowser, T. J., & Choudhary, R. (2004). Sanitary Fittings and Tubing for Food Processors. (F. a. Center, Ed.) *Food Technology Fact Sheet*, *FAPC-127*, 1-4.
- CECIQ. (2000). *Bombas*. México, D.F.
- Chamizo, J. A., & Garritz, A. (1998). *Química*. México: Addison Wesley Longman.
- Crane. (1987). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill.

Draad, A. A., Kuiken, G. D., & Nieuwstadt, F. T. (1998). Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluids. *J. Fluid Mech.* , 377, 267-312.

Durcomex. (1996). *Manual de instalación, operación, mantenimiento. Bombas Centrífugas ANSI Mark IIIA*. Durcomex.

Earle, R. L. (1983). *Unit Operations in Food Processing*. Oxford: Pergamon Press.

Engineers Edge. (2008). *Centrifugal Pumps*. Retrieved Octubre 08, 2008, from Engineers Edge Solutions by Design: http://www.engineersedge.com/pumps/centrifugal_pump.htm

Etemad, S. G. (2004). Turbulent flow friction loss coefficients of fittings for purely viscous non-newtonian fluids. *Int. Comm. Heat Mass Transfer* , 31, 763-771.

EU SAVE Pump. (2000). Efficiency Characteristics of Centrifugal Pumps. *EU SAVE Pump* , 2-8.

Evans, J. (Mayo de 2008). *Net Positive Suction Head: NPSHr and NPSHa*. Recuperado el 6 de Junio de 2008, de Pump & Systems: <http://www.pump-zone.com/pumps/centrifugal-pumps/net-positive-suction-head-npshr-and-npsha.html>

Foust, A. S., Wenzel, L. A., Clump, C. W., & Andersen, L. B. (1980). *Principles of Unit Operations*. New York, USA: John Wiley & Sons.

Geankoplis, C. J. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias* (3a ed.). México: CECSA.

Gekas, V. (1992). *Transport phenomena of foods and biological materials*. Boca Ratón, Florida: CRC.

Grupo OGMAN. (2007). *MANUAL OGMAN. Tubería de acero inoxidable y acabados para las Industrias Alimentaria y Farmacéutica*. Recuperado el 25 de Septiembre de 2008, de Grupo OGMAN: http://www.grupoogman.com/og_it_manual.html

Hicks, T. (1979). *Bombas, su selección y aplicación*. México: Compañía Editorial Continental.

Hilbert, L. R., Bagge-Ravn, D., Kold, J., & Gram, L. (2003). Influence of surface roughness of stainless steel on microbial adhesion and corrosion resistance. *International Biodeterioration & Biodegradation* (52), 175-185.

Hydraulic Institute & Europump. (Diciembre de 2000). *Pump Life Cycle Costs: A guide to LCC analysis for pumping systems. Executive Summary*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pumps.org: www.pumps.org/content_detail.aspx?id=2434#

Hydraulic Institute. (2007). *Pump Selection Considerations*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pump System Matter.org: http://www.pumpsystemsmatter.org/uploadedFiles/PumpSystemsMatter/Education_and_Tools/Free_Downloads/Tip%20Sheet%20-%20Web%20Version.pdf

Hydraulic Institute. (2007). *Select an Energy - Efficient Centrifugal Pump*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pump System Matters.org:

http://www.pumpsystemsmatter.org/uploadedFiles/PumpSystemsMatter/Education_and_Tools/Free_Downloads/Tip%20Sheet%20-%20Web%20Version.pdf

Ibarz, A. (2003). *Unit Operations in Food Engineering*. Boca Ratón, Florida: CRC.

Kokini, J. L. (1992). Rheological Properties of Food. En D. R. Heldman, & D. B. Lund (Edits.), *Handbook of Food Engineering* (págs. 1-38). New York: Marcel Dekker.

Kupiainen, S. (Febrero de 2002). *Pumping of Viscous Sucrose Solutions with Centrifugal Pumps*. Recuperado el 5 de Octubre de 2008, de Sulzer: <http://www.sulzerpumps.com>

Levenspiel, O. (1993). *Flujo de Fluidos. Intercambio de Calor*. Barcelona: Reverté.

Lindsay, J. D., & Gullichsen, J. (1994). *Pulp Pumping and Hydraulics*. IPST Technical Paper Series Number 524, Institute of Paper Science and Technology, Atlanta, GA.

Ling, A. L. (2007, February). Pump Selection & Sizing (Engineering Design Guideline). *KLM Technology Group*, 1-64.

Liu, H., Xu, X., & Guo, S. D. (2007). Rheological, texture and sensory properties of low-fat mayonnaise with different fat mimetics. *LWT-Food Science and Technology* (40), 946-954.

Lomas, W. R., & Saul, A. J. (1979). *Laboratory Work in Hydraulics*. London, England: Granada Publishing.

Martínez, L. P., & Linares, J. A. (2001). Resistance coefficients of fittings for power-law fluids in laminar flow. *Journal of food process engineering*, 24 (2), 135-144.

McGinn, J., & Finnigan, L. S. (2003). Radial Impeller For A Centrifugal Pump. *United States Patent* (6,595,752 B2).

Michalski, M. C., Desobry, S., & Hardy, J. (1998). Adhesion of Edible Oils and Food Emulsions to Rough Surfaces. *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie* (31), 495-502.

Mullineux, G., & Simmons, M. J. (2008). Influence of rheological model on the processing of yoghurt. *Journal of Food Engineering* (84), 250-257.

O'Donell, H. J., & Butler, F. (2002). Time dependent viscosity of stirred yogurt. Part II: tube flow. *Journal of Food Engineering* (51), 255-261.

Peixinho, J., Nouar, C., Desaubry, C., & Théron, B. (2005). Laminar transitional and turbulent flow of yield stress fluid in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* (128), 172-184.

Pelikan, R. (2007). How Pumps Work - Part 1. *National Driller*, 28 (1), 20.

Rao, M. A. (1999). *Rheology of fluid and semisolid foods*. Gaithersburg, Maryland: Aspen.

Rao, M. A., Rizvi, S. H., & Datta, A. K. (2005). *Engineering properties of foods* (3a ed.). Boca Ratón, Florida: Taylor & Francis.

- Rishel, J. B. (2002). *Water Pumps and Pumping Systems*. New York: Mc Graw Hill.
- Romeo, E., Royo, C., & Monzón, A. (2002). Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes. *Chemical Engineering Journal* (86), 369-374.
- Sablani, S. S., & Shayya, W. H. (2003). Neural network based non-iterative calculation of the friction factor for power law fluids. *Journal of Food Engineering* (57), 327-335.
- Sablani, S. S., Shayya, W. H., & Kacimov, A. (2003). Explicit calculation of the friction factor in pipeline flow of Bingham plastic fluids: a neural network approach. *Chemical Engineering Science* (58), 99-106.
- Sahdev, M. (2003). *Centrifugal Pumps. Basic Concepts of Operation, Maintenance, and Troubleshooting Part II (understanding cavitation)*. Recuperado el 9 de Septiembre de 2008, de The Chemical Engineers' Resource Page: www.cheresources.com
- Saravacos, G. (2001). *Transport properties of foods*. New York, USA: M. Dekker.
- Sellens, R. (2008, Marzo 3). *Power Law Profiles in Pipes*. Retrieved Septiembre 17, 2008, from University of Queens. Faculty of Applied Science; Mechanical and Materials Engineering: http://me.queensu.ca/people/sellens/teaching/fluids/power_law.php
- Singh, R. P., & Heldman, D. R. (1993). *Introduction to food engineering* (2a ed.). San Diego, California: Academic.
- Smith, P. (2003). *Introduction to food process engineering*. New York: Kluwer Academic/Plenum.
- Steffe, J. F. (1996). *Rheological Methods in Food Process Engineering* (2a ed.). East Lansing, USA: Freeman Press.
- Tárrega, A., Durán, L., & Costell, E. (2004). Flow behaviour of semi-solid dairy desserts. Effect of temperature. *International Dairy Journal* (14), 345-353.
- Taylor, J. B., Carrano, A. L., & Kandlikar, S. G. (2006). Characterization of the effect of surface roughness and texture on fluid flow-past, present, and future. *International Journal of Thermal Sciences* (45), 962-968.
- Telis-Romero, J., Thomaz, C. E., Bernardi, M., Telis, V. R., & Gabas, A. L. (2006). Rheological properties and fluid dynamics of egg yolk. *Journal of Food Engineering* , 74, 191-197.
- Turian, R. M., Ma, T. W., Hsu, L. G., Sung, M. D., & Plackmann, G. W. (1998). Flow of concentrated non-Newtonian slurries: 2. Friction losses in bends, fittings, valves and venture meters. *J. Multiphase Flow* , 24, 243-269.
- Tuzson, J. (2000). *Centrifugal Pump Design*. New York: John Wiley & Sons Inc.
- U.S. Department of energy. (2006). *Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry* (2a ed.). Washington D.C.: U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy.

Viejo, M., & Álvarez, J. (2004). *Bombas : teoría, diseño y aplicaciones* (3a ed.). México, D.F.: Limusa.

Volk, M. W. (2005). *Pumps. Characteristics and applications* (2a ed.). Boca Ratón, Florida: Taylor & Francis.

Zhu, H., Kim, Y. D., & De Kee, D. (2005). Non-Newtonian fluids with a yield stress. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* , 129, 177-181.

7 ANEXO I

Tubos y accesorios sanitarios para procesadores alimenticios (Bowser & Choudhary, 2004).

Este anexo explica brevemente la tubería sanitaria más común, los estándares que regulan su uso y como son aplicados.

Materiales

El acero inoxidable es el material más común usado en tubería sanitaria. Este metal tiene la ventaja de su bajo costo, su resistencia a la corrosión y durabilidad en comparación con otros materiales. La Tabla 13 muestra algunos de los grados de acero inoxidable, así como su descripción. En general, entre más alto es el grado, mayor es la resistencia a la corrosión y más alto es su precio.

Acabado de la superficie

La descripción del acabado de la superficie de los componentes del acero inoxidable es frecuentemente confusa, ya que son comúnmente usadas diferentes escalas de referencia dependiendo de la industria y las costumbres. Dos de las escalas usadas más importantes para medir rugosidad de la superficie son: R_a y el "grit". El factor de rugosidad R_a es una medida más directa del acabado superficial, ya que representa un promedio del tamaño de las irregularidades de su sección y puede ser calculado o medido por un instrumento, llamado Rugosímetro o Perfilómetro ("Profilometer"). Si el promedio es aritmético, se designa R_a ; si es geométrico, RMS ("Root Mean Square"). Para una misma superficie, el R_a es aproximadamente 11% más bajo que el RMS.

TABLA 13. SELECCIÓN DE GRADOS DE ACERO INOXIDABLE CON DESCRIPCIONES BREVES.

Grado	Descripción
303	Variación del 304 sin mecanizado. Resistente a la corrosión de la mayoría de los alimentos y limpiadores.
304	Excelente resistencia a un amplio intervalo de alimentos y soluciones de limpieza.
304L	Una variación del 304 con bajo carbono. Evita la precipitación de carburos perjudiciales durante la soldadura.

316	El añadir molibdeno ofrece mejor resistencia a la corrosión y a las picaduras, además de mayor resistencia a las temperaturas elevadas (también hay disponible una versión 316L).
AL-6XN	Acero inoxidable austenítico diseñado para resistir la corrosión de grietas, picaduras y corrosión inducida por cloruro y la aparición de fisuras por la corrosión. Este grado de acero inoxidable es especialmente usado para aplicaciones como las bebidas deportivas.

Para propósitos de comparación un R_a de 4 corresponde al acabado de “espejo”. En la industria láctea y de alimentos cada vez es menos común el designar los acabados del acero inoxidable en términos de "grit", refiriéndose con ello al tamaño del grano abrasivo empleado para pulirlo. El tamaño se identifica con el número de la malla por la que puede hacerse pasar dicho grano. Mientras más cerrada es la malla, más alto su número, más fino el abrasivo y más tersa la superficie que se pule con él (Grupo OGMAN, 2007). La Tabla 14 muestra una guía de mediciones para R_a y granulosidad. La comparación de granulosidad al R_a del acabado no es muy exacta y requiere la consideración de elementos variables como equipo de pulido, materiales y técnica.

TABLA 14. GUÍA DE COMPARACIÓN DE MEDICIONES DE GRANULOSIDAD Y R_a .

Grit	R_a (micro pulgadas)
150	30-35
180	20-25
240	15-20
320	9-11

El electro-pulido es una técnica de acabado que resulta en una superficie lisa debido a un tratamiento electroquímico que se aplica frecuentemente después de ciertos pasos de pulido mecánico. La tubería electro-pulida usualmente lleva las iniciales “EP” y tiene un acabado en su superficie tipo espejo superior.

La tubería en contacto con producto, está pulida en el interior ya que la superficie debe ser lisa para evitar la adhesión de microorganismos. Los acabados pulidos en el exterior de la tubería se

especifican normalmente para la apariencia o para facilitar la limpieza. Las superficies de tubería que están cubiertas por algún tipo de aislamiento se especifican como no pulidas. La tubería de grado industrial es frecuentemente usada para agua potable, soluciones de limpieza y otras aplicaciones en donde los niveles de residuos y microorganismos son bajos. La Tabla 15 describe números de acabado estándar usados comúnmente en tubería de la industria láctea y de alimentos.

TABLA 15. NÚMERO DE ACABADO Y DESCRIPCIÓN PARA TUBERÍA SANITARIA.

1	Industrial (acabado mill)
3	Sanitario (pulido ID ⁴ a #150 de granulosidad o 32 Ra, OD ⁵ acabado mill)
5	Industrial (ID acabado mill, OD pulido a granulosidad #150 o 32 Ra
7	Sanitario (ID y OD pulido a granulosidad #150 o 32 Ra

Tubería Sanitaria

Afortunadamente, la gran aceptación de la tubería de acero inoxidable y la estandarización en la industria de fabricación del metal, han simplificado la selección de tubería. El diámetro interno y el gage es usado para especificar tubería sanitaria. La tubería de gage-dieciséis es usada para la mayoría de las aplicaciones, excepto aquellas que son de diámetros grandes y/o altas presiones de producto. Las especificaciones para la tubería sanitaria son mostradas en la Tabla 16. La tubería se fabrica de acuerdo a ASTM A270 "Specification for seamless and Welded Austenitic Steel Sanitary Tubing".

TABLA 16. ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍA SANITARIA.

OD	gage	Espesor de la pared (in)	ID (in)	Volumen (gal/100 ft)	Peso seco (lbs/100 ft)	Capacidad de flujo (gpm)
1.5"	16	0.065	1.37	7.66	100.9	23
2"	16	0.065	1.87	14.27	136.1	43
2.5"	16	0.065	2.37	22.92	171.2	69
3"	16	0.065	2.87	33.6	206.4	101
4"	14	0.083	3.83	59.97	351.8	180
6"	12	0.109	5.78	136.39	694.7	409

⁴ ID = Inside Diameter, que en español quiere decir Diámetro Interno.

⁵ OD = Outside Diameter, que en español es Diámetro Externo.

8"	12	0.109	7.78	247.07	930.6	741
----	----	-------	------	--------	-------	-----

Los accesorios de la línea sanitaria son fabricados por una larga lista de compañías utilizando un número de estilos de juntas y técnicas de sellado. Los diferentes tipos de accesorios han sido desarrollados específicamente para ciertas industrias, fabricantes y grupos de usuarios. Los adaptadores para conectar los diferentes tipos de accesorios se encuentran disponibles ya sea como adaptadores para conectar accesorios a tuberías no sanitarias o como bridas, tubo de hilo, tubería OD (accesorio de compresión) y otros elementos. El diseñador del sistema debe seleccionar cuidadosamente, en especial cuando se añade nueva tubería a otra tubería o un equipo ya existentes.

El diseño higiénico y los estándares de sanitización para accesorios y tuberías sanitarios han sido desarrollados y están disponibles en el Instituto de Estándares Sanitarios 3-A (3-A Sanitary Standards Institute). Los accesorios que han sido fabricados de acuerdo a las especificaciones y estándares 3-A, llevan el símbolo 3-A y son aceptados por los inspectores de sanidad. Los accesorios sanitarios conforman un sistema de identificación basados en números, con ejemplos dados en la Tabla 17.

TABLA 17. NÚMEROS DE IDENTIFICACIÓN DE ALGUNOS ACCESORIOS SANITARIOS.

Accesorio	Número de Identificación
Codos: 90°, 45°	2
Tes	7
Cruces	9
Pinzas, nueces	13
Adaptadores	14
Reductores concéntricos	31
Reductores excéntricos	32
Válvula de tapón de 2 vías, válvula de mariposa	10
Válvula de tapón de 3 vías, válvula de mariposa	11
Válvula check	45

Juntas	40
--------	----

Materiales de empaque de grado alimenticio

Como se especifica en los estándares 3-A, el caucho de grado alimenticio y el material de plástico pueden ser usados para empaques en juntas sanitarias. La Tabla 18 enlista una selección de materiales de empaque comerciales aprobados por los estándares 3-A y sus intervalos de temperatura de trabajo.

TABLA 18. LISTA DE MATERIALES DE EMPAQUE APROBADOS Y SUS INTERVALOS DE TEMPERATURA DE OPERACIÓN.

Material de empaque	Intervalo de temperatura °F	
	Mínimo	Máximo
Buna-N (blanco o negro)	-40	107
Teflon® (PTFE)	-80	204
Silicon	-30	232
Viton (flourel)	-30	232
EPDM	-48	135

8 ANEXO II

Costos de Ciclo de Vida de una bomba (Hydraulic Institute & Europump, 2000)

Aunque normalmente las bombas se compran como un componente individual, éstas proveen su servicio solamente cuando operan como parte de un sistema. La energía y materiales usados en un sistema dependen del diseño de la bomba, el diseño de la instalación y la manera en que el sistema es operado. Estos factores interdependientes, deben ser compatibles entre ellos y permanecer así a lo largo de sus vidas de trabajo para asegurar los costos más bajos de energía y mantenimiento, vida del equipo y otros beneficios. El precio de la compra inicial es apenas una pequeña parte del costo de ciclo de vida para bombas de alto rendimiento, mientras que los requerimientos de operación a veces anulan las consideraciones del costo de energía.

Costo de Ciclo de Vida (CCV)

El CCV de cualquier parte de un equipo es el costo en el tiempo de vida total para comprar, instalar, operar, mantener y deshacerse de un equipo. Determinar el CCV incluye el seguir una metodología para identificar y cuantificar todos los componentes de la ecuación del CCV.

$$\text{CCV} = C_{ij} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{amb} + C_d$$

Los componentes de un análisis de costo del ciclo de vida normalmente incluyen costos iniciales, costos de armado e instalación, costos de energía, costos de operación, costos de mantenimiento y reparación, costos de tiempo muerto, costos ambientales y costos de desecho y mantenimiento.

Cada uno de estos elementos será explicado a continuación.

6 Bibliografía

- Aguado, J. (Ed.). (2002). *Ingeniería de la industria alimentaria* (Vol. 1). Madrid, España: Síntesis.
- Alexandrou, A. N., Le Menn, P., Georgiou, G., & Entov, V. (2003). Flow instabilities of Herschel–Bulkley fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, *116*, 19-32.
- Anderson, H. H. (1994). *Centrifugal Pumps and Allied Machinery* (4th ed.). Oxford, UK: Elsevier.
- Anónimo. (2002). Flow components beefing up. *Dairy Foods*, *10* (103), 50-54.
- Bandala, M. R., Macedo, R. C., & Vélez, J. F. (2005). Evaluación de coeficientes de fricción en el transporte de fluidos no Newtonianos. *Información Tecnológica*, *16*, 73-80.
- Bandyopadhyay, T. K., & Das, S. K. (2007). Non-Newtonian pseudoplastic liquid flow through small diameter piping components. *Petroleum Science & Engineering*, *55*, 156-166.
- Banerjee, T. P., Das, M., & Das, S. K. (1994). Non-Newtonian Liquid Flow Through Globe and Gate Valves. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, *72*, 207-211.
- Bankston, J. D., & Baker, F. E. (1994). Selecting the Proper Pump. *Southern Regional Aquaculture Center* (372), 1-8.
- Baquero, F. J. (1985). *Equipos para la industria química y alimentaria*. Madrid, España: Alhambra.
- Bénézech, T., Lelievre, C., Membré, J. M., Viet, A. F., & Faille, C. (2002). A new test method for in-place cleanability of food processing equipment. *Journal of Food Engineering*, *54*, 7-15.
- Bharti, R. P., Chhabra, R. P., & Eswaran, V. (2007). Effect of blockage on heat transfer from a cylinder to power law liquids. *Chemical Engineering Science* (62), 4729-4741.
- Blanco-Marigorta, E. (2000). *Numerical Simulation in a Centrifugal Pump with Impeller-Volute Interaction* (Vols. June 11-15). Boston, Massachusetts.
- Bowser, T. J. (2004). *Sanitary Pump Selection, FAPC-108*. Stillwater, OK: Oklahoma Cooperative Extension Service.
- Bowser, T. J., & Choudhary, R. (2004). Sanitary Fittings and Tubing for Food Processors. (F. a. Center, Ed.) *Food Technology Fact Sheet*, *FAPC-127*, 1-4.
- CECIQ. (2000). *Bombas*. México, D.F.
- Chamizo, J. A., & Garritz, A. (1998). *Química*. México: Addison Wesley Longman.
- Crane. (1987). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill.

Draad, A. A., Kuiken, G. D., & Nieuwstadt, F. T. (1998). Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluids. *J. Fluid Mech.* , 377, 267-312.

Durcomex. (1996). *Manual de instalación, operación, mantenimiento. Bombas Centrífugas ANSI Mark IIIA*. Durcomex.

Earle, R. L. (1983). *Unit Operations in Food Processing*. Oxford: Pergamon Press.

Engineers Edge. (2008). *Centrifugal Pumps*. Retrieved Octubre 08, 2008, from Engineers Edge Solutions by Design: http://www.engineersedge.com/pumps/centrifugal_pump.htm

Etemad, S. G. (2004). Turbulent flow friction loss coefficients of fittings for purely viscous non-newtonian fluids. *Int. Comm. Heat Mass Transfer* , 31, 763-771.

EU SAVE Pump. (2000). Efficiency Characteristics of Centrifugal Pumps. *EU SAVE Pump* , 2-8.

Evans, J. (Mayo de 2008). *Net Positive Suction Head: NPSHr and NPSHa*. Recuperado el 6 de Junio de 2008, de Pump & Systems: <http://www.pump-zone.com/pumps/centrifugal-pumps/net-positive-suction-head-npsht-and-npsa.html>

Foust, A. S., Wenzel, L. A., Clump, C. W., & Andersen, L. B. (1980). *Principles of Unit Operations*. New York, USA: John Wiley & Sons.

Geankoplis, C. J. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias* (3a ed.). México: CECSA.

Gekas, V. (1992). *Transport phenomena of foods and biological materials*. Boca Ratón, Florida: CRC.

Grupo OGMAN. (2007). *MANUAL OGMAN. Tubería de acero inoxidable y acabados para las Industrias Alimentaria y Farmacéutica*. Recuperado el 25 de Septiembre de 2008, de Grupo OGMAN: http://www.grupoogman.com/og_it_manual.html

Hicks, T. (1979). *Bombas, su selección y aplicación*. México: Compañía Editorial Continental.

Hilbert, L. R., Bagge-Ravn, D., Kold, J., & Gram, L. (2003). Influence of surface roughness of stainless steel on microbial adhesion and corrosion resistance. *International Biodeterioration & Biodegradation* (52), 175-185.

Hydraulic Institute & Europump. (Diciembre de 2000). *Pump Life Cycle Costs: A guide to LCC analysis for pumping systems. Executive Summary*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pumps.org: www.pumps.org/content_detail.aspx?id=2434#

Hydraulic Institute. (2007). *Pump Selection Considerations*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pump System Matter.org: http://www.pumpsystemsmatter.org/uploadedFiles/PumpSystemsMatter/Education_and_Tools/Free_Downloads/Tip%20Sheet%20-%20Web%20Version.pdf

Hydraulic Institute. (2007). *Select an Energy - Efficient Centrifugal Pump*. Recuperado el 9 de Junio de 2008, de Pump System Matters.org:

http://www.pumpsystemsmatter.org/uploadedFiles/PumpSystemsMatter/Education_and_Tools/Free_Downloads/Tip%20Sheet%20-%20Web%20Version.pdf

Ibarz, A. (2003). *Unit Operations in Food Engineering*. Boca Ratón, Florida: CRC.

Kokini, J. L. (1992). Rheological Properties of Food. En D. R. Heldman, & D. B. Lund (Edits.), *Handbook of Food Engineering* (págs. 1-38). New York: Marcel Dekker.

Kupiainen, S. (Febrero de 2002). *Pumping of Viscous Sucrose Solutions with Centrifugal Pumps*. Recuperado el 5 de Octubre de 2008, de Sulzer: <http://www.sulzerpumps.com>

Levenspiel, O. (1993). *Flujo de Fluidos. Intercambio de Calor*. Barcelona: Reverté.

Lindsay, J. D., & Gullichsen, J. (1994). *Pulp Pumping and Hydraulics*. IPST Technical Paper Series Number 524, Institute of Paper Science and Technology, Atlanta, GA.

Ling, A. L. (2007, February). Pump Selection & Sizing (Engineering Design Guideline). *KLM Technology Group*, 1-64.

Liu, H., Xu, X., & Guo, S. D. (2007). Rheological, texture and sensory properties of low-fat mayonnaise with different fat mimetics. *LWT-Food Science and Technology* (40), 946-954.

Lomas, W. R., & Saul, A. J. (1979). *Laboratory Work in Hydraulics*. London, England: Granada Publishing.

Martínez, L. P., & Linares, J. A. (2001). Resistance coefficients of fittings for power-law fluids in laminar flow. *Journal of food process engineering*, 24 (2), 135-144.

McGinn, J., & Finnigan, L. S. (2003). Radial Impeller For A Centrifugal Pump. *United States Patent* (6,595,752 B2).

Michalski, M. C., Desobry, S., & Hardy, J. (1998). Adhesion of Edible Oils and Food Emulsions to Rough Surfaces. *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie* (31), 495-502.

Mullineux, G., & Simmons, M. J. (2008). Influence of rheological model on the processing of yoghurt. *Journal of Food Engineering* (84), 250-257.

O'Donell, H. J., & Butler, F. (2002). Time dependent viscosity of stirred yogurt. Part II: tube flow. *Journal of Food Engineering* (51), 255-261.

Peixinho, J., Nouar, C., Desaubry, C., & Théron, B. (2005). Laminar transitional and turbulent flow of yield stress fluid in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* (128), 172-184.

Pelikan, R. (2007). How Pumps Work - Part 1. *National Driller*, 28 (1), 20.

Rao, M. A. (1999). *Rheology of fluid and semisolid foods*. Gaithersburg, Maryland: Aspen.

Rao, M. A., Rizvi, S. H., & Datta, A. K. (2005). *Engineering properties of foods* (3a ed.). Boca Ratón, Florida: Taylor & Francis.

- Rishel, J. B. (2002). *Water Pumps and Pumping Systems*. New York: Mc Graw Hill.
- Romeo, E., Royo, C., & Monzón, A. (2002). Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes. *Chemical Engineering Journal* (86), 369-374.
- Sablani, S. S., & Shayya, W. H. (2003). Neural network based non-iterative calculation of the friction factor for power law fluids. *Journal of Food Engineering* (57), 327-335.
- Sablani, S. S., Shayya, W. H., & Kacimov, A. (2003). Explicit calculation of the friction factor in pipeline flow of Bingham plastic fluids: a neural network approach. *Chemical Engineering Science* (58), 99-106.
- Sahdev, M. (2003). *Centrifugal Pumps. Basic Concepts of Operation, Maintenance, and Troubleshooting Part II (understanding cavitation)*. Recuperado el 9 de Septiembre de 2008, de The Chemical Engineers' Resource Page: www.cheresources.com
- Saravacos, G. (2001). *Transport properties of foods*. New York, USA: M. Dekker.
- Sellens, R. (2008, Marzo 3). *Power Law Profiles in Pipes*. Retrieved Septiembre 17, 2008, from University of Queens. Faculty of Applied Science; Mechanical and Materials Engineering: http://me.queensu.ca/people/sellens/teaching/fluids/power_law.php
- Singh, R. P., & Heldman, D. R. (1993). *Introduction to food engineering* (2a ed.). San Diego, California: Academic.
- Smith, P. (2003). *Introduction to food process engineering*. New York: Kluwer Academic/Plenum.
- Steffe, J. F. (1996). *Rheological Methods in Food Process Engineering* (2a ed.). East Lansing, USA: Freeman Press.
- Tárrega, A., Durán, L., & Costell, E. (2004). Flow behaviour of semi-solid dairy desserts. Effect of temperature. *International Dairy Journal* (14), 345-353.
- Taylor, J. B., Carrano, A. L., & Kandlikar, S. G. (2006). Characterization of the effect of surface roughness and texture on fluid flow-past, present, and future. *International Journal of Thermal Sciences* (45), 962-968.
- Telis-Romero, J., Thomaz, C. E., Bernardi, M., Telis, V. R., & Gabas, A. L. (2006). Rheological properties and fluid dynamics of egg yolk. *Journal of Food Engineering* , 74, 191-197.
- Turian, R. M., Ma, T. W., Hsu, L. G., Sung, M. D., & Plackmann, G. W. (1998). Flow of concentrated non-Newtonian slurries: 2. Friction losses in bends, fittings, valves and venture meters. *J. Multiphase Flow* , 24, 243-269.
- Tuzson, J. (2000). *Centrifugal Pump Design*. New York: John Wiley & Sons Inc.
- U.S. Department of energy. (2006). *Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry* (2a ed.). Washington D.C.: U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy.

Viejo, M., & Álvarez, J. (2004). *Bombas : teoría, diseño y aplicaciones* (3a ed.). México, D.F.: Limusa.

Volk, M. W. (2005). *Pumps. Characteristics and applications* (2a ed.). Boca Ratón, Florida: Taylor & Francis.

Zhu, H., Kim, Y. D., & De Kee, D. (2005). Non-Newtonian fluids with a yield stress. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* , 129, 177-181.

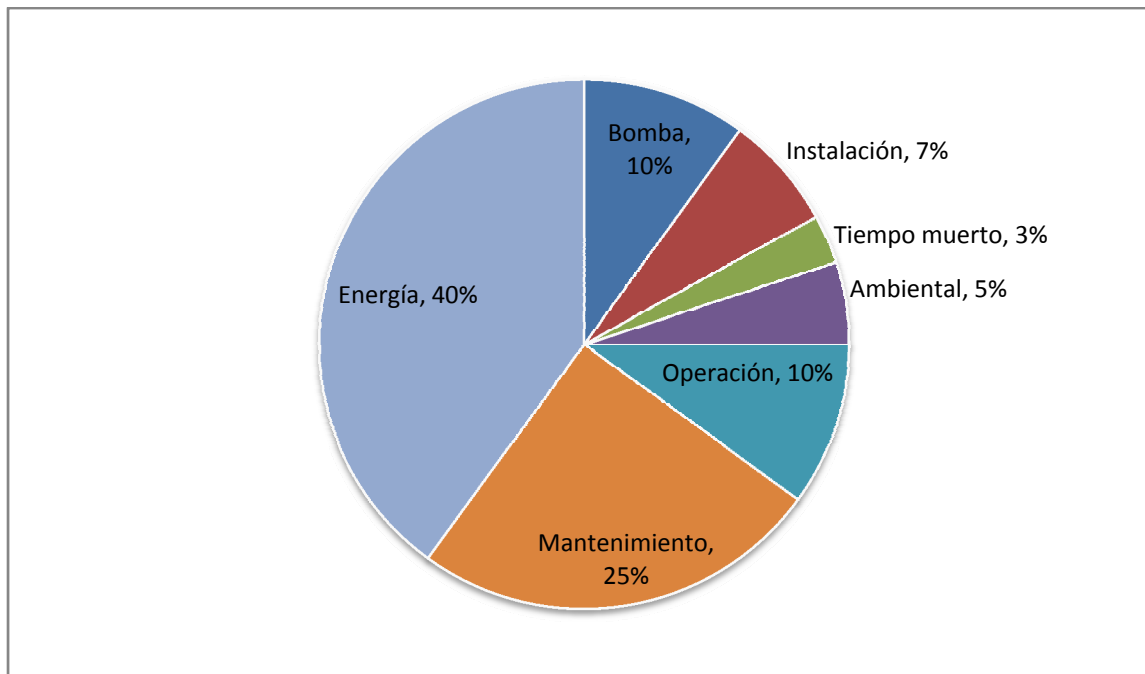


FIGURA 53. EJEMPLO DE CCV PARA UN SISTEMA DE BOMBEO

Importancia del CCV

Muchas empresas solo consideran la compra inicial y los costos de instalación de un sistema. Sin embargo, es importante llevar a cabo el CCV de diferentes posibles soluciones antes de instalar muchos equipos nuevos o realizar una gran revisión. Esta evaluación identificará la alternativa financiera más atractiva. Los mercados nacionales e internacionales son cada día más competitivos, por lo tanto, las organizaciones deben buscar continuamente el ahorro en costos para mejorar la rentabilidad de sus operaciones. Las operaciones de equipo en planta están recibiendo atención en particular como una fuente de ahorro de costos, especialmente al minimizar el consumo de energía y los tiempos muertos de la planta.

Los sistemas existentes proveen mayor oportunidad de ahorro mediante el uso de los métodos del CCV, que al implementar nuevos sistemas, esto por dos razones: Primero, existen al menos 20 sistemas de bombeo instalados en su base en comparación con los que se instalan cada año y; segundo, muchos de los sistemas existentes tienen bombas o controles que no han sido optimizados aún cuando las funciones de la bomba cambian a través del tiempo.

Algunos estudios muestran que 30% del 50% de la energía consumida por un sistema de bombeo puede ser ahorrado mediante cambios en el equipo o en los sistemas de control.

Además de las razones económicas para usar el CCV, muchas organizaciones están conscientes del impacto ambiental de sus negocios y están considerando la eficiencia energética como una manera de reducir emisiones y preservar recursos naturales.

Análisis del Costo de Ciclo de Vida

En la aplicación de un proceso de evaluación o en la selección de bombas y otros equipos, la mejor información relativa a la producción y funcionamiento de la planta debe ser establecida. El proceso CCV es una manera de predecir la mejor solución costo-efectiva; no garantiza un resultado particular, pero permite realizar una comparación razonable entre soluciones alternas dentro de los límites de los datos disponibles.

Las bombas suelen tener una vida útil de 15 a 20 años. Algunos elementos de costo serán incurridos en un principio, otros serán incurridos en diferentes momentos a lo largo de la vida de las diferentes soluciones que serán evaluadas.

En este análisis la comparación se hace entre una bomba y otra o entre un control y otro. El análisis debe considerar toda diferencia significativa entre las soluciones que se evalúan.

Costos de inversión inicial - C_{ii}

Se debe decidir desde un principio el esquema de diseño del sistema de bombeo. Entre más pequeños sean los diámetros de las tuberías y accesorios, menores serán sus costos de adquisición e instalación. Sin embargo, una instalación con diámetro pequeño requiere una bomba más potente resultando en altos costos iniciales y de operación. Además las tuberías de diámetro pequeño en la succión de la bomba, reducen la NPSHa requiriendo una bomba más grande y más lenta, la cual será más cara.

Otra característica importante a tomar en cuenta es la calidad del equipo que será seleccionado. Las opciones se pueden dar con respecto al material, los cuales pueden tener diferentes grados de desgaste, sellos o anillos de mayor duración, o paquetes de control más extensivo, todos incrementando el tiempo de vida de la bomba.

Los costos iniciales usualmente incluirán lo siguiente:

- Ingeniería (ej. Diseño y dibujos, regulaciones)
- Proceso de licitación

- Administración de la orden de compra
- Inspección y pruebas
- Inventario de partes y refacciones
- Entrenamiento
- Equipo auxiliar de enfriamiento y sellado

Costo de instalación y armado - C_{in}

Estos costos incluyen lo siguiente:

- Cimientos – diseño, preparación, concreto y reforzamiento, etc.
- Instalación del equipo en los cimientos.
- Conexión a la tubería de proceso.
- Conexión al cableado eléctrico e instrumental.
- Conexión de sistemas auxiliares y otras utilidades.
- Evaluación de desempeño al iniciar.

La instalación puede ser llevada a cabo por un suministrador de equipo, contratista o usuario personal. Esta decisión depende de varios factores, incluyendo las habilidades, herramientas y equipo requerido para completar la instalación; requisitos contractuales de adquisición, normas de trabajo que rigen el lugar de instalación, disponibilidad de personal competente para la instalación. El personal de planta o del contratista debe coordinar la supervisión de la instalación con el proveedor. Una instalación completa incluye la transferencia de equipos de operación y de mantenimiento a través de la formación del personal responsable de la operación del sistema.

La puesta en servicio requiere una estrecha atención a las instrucciones del fabricante del equipo para la puesta en marcha y operación inicial.

Costos de energía – C_e

El consumo de energía es usualmente uno de los elementos más costosos y puede dominar el CCV, especialmente si las bombas trabajan más de 2000 horas por año. El consumo de energía puede ser calculado reuniendo datos del patrón de salida del sistema. Si la salida es constante,

el cálculo es el mencionado en la Sección 3.4.4 donde se obtiene la potencia de entrada a la bomba o la potencia de salida del motor en BHP (Ec. 5.6). Si la salida varía con el tiempo se necesita establecer un patrón de uso basado en el tiempo.

El diseñador o gerente de planta, deberá obtener datos separados mostrando el desempeño de cada bomba/sistema considerada sobre el intervalo de descarga. El desempeño puede ser medido en términos de todas las eficiencias de la bomba o de las energías usadas por el sistema a diferentes niveles de descarga. La selección y aplicación del motor afectarán el consumo de energía. Además, alguna energía usada puede no ser dependiente de la descarga. Por ejemplo, un sistema de control sensible a los cambios de descarga puede generar por sí mismo una carga de energía constante, mientras que un motor eléctrico de velocidad variable puede consumir diferentes niveles de energía a diferentes condiciones de operación. El uso de válvulas de estrangulamiento, válvulas de regulación o válvula de bypass para control reduce la eficiencia de la operación e incrementa el consumo de energía.

La eficiencia o niveles de energía usados deberían ser graficados sobre la misma base de tiempo que los valores usados para mostrar su relación al patrón de uso. El área bajo la curva representa entonces la energía total absorbida por el sistema revisado sobre el ciclo de operación seleccionado. El resultado estará dado en kW/h.

Una vez que los intervalos de carga son determinados para la energía suministrada, se pueden aplicar a los kW/h totales para cada intervalo de tiempo. El costo total de energía absorbida puede ser obtenido para cada sistema bajo revisión y llevado a un periodo de tiempo común.

Finalmente, deben ser incluidos los costos de consumo de material y energía de los servicios auxiliares necesarios en el sistema.

Costos de operación - C_o

Son los costos relacionados a la operación del sistema de bombeo. Estos varían ampliamente dependiendo de la complejidad y deberes del sistema. La observación regular del cómo funciona un sistema de bombeo puede alertar a los operadores sobre pérdidas potenciales en el desempeño del sistema. Los indicadores del desempeño incluyen cambios en la vibración, temperatura, ruido, consumo de potencia, flujo másico y presión.

Costos de mantenimiento y reparación - C_m

Obtener trabajo óptimo de vida de una bomba requiere servicio eficiente y regular. El fabricante aconsejará al usuario acerca de la frecuencia y extensión de su mantenimiento de rutina. Su costo depende del tiempo y frecuencia de servicio y el costo de los materiales. El diseño puede influenciar estos costos debido a los materiales de construcción, componentes seleccionados, y el fácil acceso a las partes de servicio.

El programa de mantenimiento puede estar compuesto por mayor atención que sea menos frecuente o por una atención más frecuente pero servicio más simple. Las actividades primordiales requieren de llevar la bomba a un taller. Durante el tiempo en que la bomba no se encuentra disponible para la planta de proceso, puede haber pérdidas de producto o un costo por el reemplazo temporal. Estos costos pueden ser minimizados programando un mantenimiento general durante algún paro anual o un cambio de proceso. Los servicios más importantes pueden describirse como “bomba no reparable en el lugar”, mientras que el trabajo de rutina es descrito como “bomba reparable en el lugar”.

El costo total de mantenimiento de rutina es obtenido al multiplicar los costos por evento, por el número de eventos esperados durante el ciclo de vida de la bomba.

Aunque las fallas inesperadas no pueden ser previstas de manera precisa, pueden ser estimadas estadísticamente calculando el tiempo medio entre fallas (TMEF). El TMEF puede ser calculado para las partes separadas de la bomba y después combinarlo para resultar en un valor de la máquina completa.

Puede ser suficiente considerar el mejor y el peor de los casos, en el que son consideradas la vida más corta de la bomba y la vida más larga. En algunos casos, las plantas cuentan con datos históricos de sus equipos.

Debe reconocerse que las variables de proceso y las prácticas del usuario casi siempre tendrán un cierto impacto en el TMEF de una planta, así como también lo tendrán las bombas que se incorporen al sistema. Si la planta cuenta con datos históricos, estos serán preferibles a los datos teóricos del proveedor. El costo de cada evento y los costos totales de estas fallas imprevistas pueden ser estimadas de la misma manera en que son calculados los costos de mantenimiento de rutina.

Costo de tiempo muerto – C_s

El costo del tiempo muerto imprevisto y las pérdidas de producción son un concepto importante en el CCV total y puede rivalizar con los costos de energía y de reemplazo de partes en su impacto. En los casos en que el costo de pérdida de producción sea inaceptablemente alto, se puede instalar una bomba de repuesto en paralelo para reducir el riesgo. Si se utiliza una bomba de repuesto, el costo inicial será mayor pero el costo de mantenimiento no programado incluirá únicamente el costo de la reparación.

Costo ambiental – C_{amb}

El costo de eliminación de contaminantes durante el tiempo de vida de los sistemas de bombeo varía significativamente dependiendo de la naturaleza del producto bombeado. Ciertas selecciones pueden reducir significativamente la cantidad de contaminación, pero usualmente a un costo de inversión incrementado. Ejemplos de contaminación ambiental pueden incluir: agua de refrigeración, producto bombeado peligroso, lubricante usado desechado, partes usadas contaminadas. Los costos por inspección ambiental también deben ser considerados.

Costos de desecho y desmantelamiento – C_d

En la mayoría de los casos, el costo de desecho de un sistema de bombeo variará un poco con diferentes diseños. En el caso de usar líquidos peligrosos como tóxicos o radiactivos, se tendrán que tomar en cuenta las imposiciones legales de protección. Una diferencia puede ocurrir cuando un sistema tiene los arreglos de eliminación como parte de los acomodos operacionales (ej. una bomba higiénica diseñada para la limpieza en el lugar) mientras que otros no cuentan con ellos (ej. una bomba higiénica diseñada para la remoción antes de la limpieza). Se pueden aplicar argumentos similares a los costos de restauración del ambiente local.

Costos de ciclo de vida totales

Los costos estimados para los varios elementos que hacen los CCV necesitan ser agregados para permitir la comparación de los diseños que están siendo considerados. Esto se hace mejor haciendo una tabulación que identifica cada punto y pide la inserción de un valor. Donde no sea agregado ningún valor se deberá añadir un comentario de explicación. Los costos estimados

pueden ser totalizados para obtener los valores de CCV para comparar, se debe dar cierta atención también a factores de evaluación no cualitativos.

También se deben considerar factores financieros en el desarrollo del CCV, los cuales incluyen:

- Precios de energía actuales
- Incremento de precio de energía anual esperado (inflación) durante el tiempo de vida del sistema de bombeo.
- Tasa de descuento.
- Tasa de interés.
- Vida del equipo esperada (periodo calculado).

Además, el usuario debe decidir cuales costos incluir como mantenimiento, tiempo muerto, ambientales, de eliminación u otros costos importantes.

SIMBOLOGÍA

A	área, m^2
A_w	actividad de agua, adimensional
BHP	potencia al freno, BHP
c	relación entre el esfuerzo de cizalla inicial y el esfuerzo de cizalla en las paredes, adimensional
CCV	costo de Ciclo de Vida, pesos
C_{amb}	costo ambiental, pesos
C_e	costo de energía, pesos
C_d	costo de desecho y desmantelamiento, pesos
C_{ii}	costo inicial, precios de compra, pesos
C_{in}	costo de instalación y armado, pesos
C_m	costo de mantenimiento y reparación, pesos
C_o	costo de operación, pesos
C_s	costo de tiempo muerto, pesos
D	diámetro, m
De	número de Dean, adimensional
E	energía total por unidad de masa, J/kg
E_r	eficiencia real del sistema
E_o	eficiencia del sistema óptima
f	factor de fricción, adimensional
f_D	factor de fricción de Darcy, adimensional
f_F	factor de fricción de Fanning, adimensional
F	fuerza, N
g	constante gravitacional, m/s^2
g_c	gravedad específica o densidad relativa, adimensional
G	capacidad o flujo volumétrico, gal/min
G_{req}	capacidad o flujo volumétrico requerido, gal/min

G_w	capacidad de agua equivalente aproximada, gal/min
H	carga dinámica total, ft
H_f	pérdidas de energía por fricción, J/kg
H_{fs}	pérdida de energía por fricción en tramo recto, J/kg
H_{facc}	pérdidas de energía por fricción en accesorios, J/kg
H_{req}	carga dinámica total requerida, ft
H_w	carga dinámica de agua equivalente aproximada, ft
He	número de Hedstrom, adimensional
k	índice de consistencia, adimensional
k_f	coeficiente de resistencia al flujo, adimensional
L	largo de la tubería, m
Le	longitud equivalente, m
L_H	mínimo de aspiración estática, ft
L_S	máxima altura de aspiración estática, ft
n	índice del comportamiento al flujo, adimensional
$NPSH$	carga neta positiva de succión, ft
$NPSH_a$	carga dinámica positiva de succión disponible, ft
$NPSH_r$	carga dinámica positiva de succión requerida, ft
$NPSH_i$	carga dinámica positiva de succión incipiente, ft
N	velocidad rotacional de la bomba (rpm)
Ns	velocidad específica, adimensional
p	presión, Pa
P	presión en la superficie del líquido en tanque de succión cerrado, ft absolutos
P_B	presión barométrica, ft absolutos
P_e	unidades de entrada de potencia eléctrica, HP
Q	calor absorbido por unidad de masa de fluido, J/kg
r, R	radio, m
Re	número de Reynolds, adimensional
Re_B	número de Reynolds para fluidos plásticos de Bingham, adimensional
Re_G	número de Reynolds generalizado, adimensional

S	sección transversal de una tubería, m
t	tiempo de operación anual, h
v	velocidad, m/s
\bar{v}	velocidad promedio, m/s
V_p	presión de vapor del líquido a la máxima temperatura de bombeo, ft absolutos
W	trabajo por unidad de masa de fluido, J/kg
z	distancia, m

Símbolos Griegos

α	factor de corrección adimensional
β	porcentaje de apertura de la válvula, adimensional
δ	ángulo del accesorio, grados
ε	rugosidad absoluta, m
$\dot{\gamma}$	velocidad de cizalla, s^{-1}
η	viscosidad, Pa·s
η_a	viscosidad aparente, Pa·s
η'	viscosidad plástica de Bingham, Pa·s
ρ	densidad, kg/m^3
ρ_{rel}	densidad relativa o gravedad específica, adimensional
σ	esfuerzo de corte, Pa
σ_0	esfuerzo inicial de corte, Pa
σ_C	esfuerzo inicial en un fluido de Casson, Pa
σ_w	esfuerzo de cizalla en las paredes, Pa
ξ	radio adimensional
Ψ	constante para cálculo del factor de fricción de fluidos Herschel-Bulkley, adimensional
ΔE_k	energía cinética (J/kg)
ΔE_p	energía potencial (J/kg)
$\frac{\Delta p}{\rho}$	energía de presión (J/kg)