

FALLA DE ORIGEN

42
2Ej

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN



" EQUIPAMIENTO MECANICO DE CUATRO
CARCAMOS DE BOMBEO DEL PROYECTO "VALLE
DEL YAQUI", UBICADOS EN EL MUNICIPIO DE
CAJEME Y ETCHOJOA, ESTADO DE SONORA"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

RAUL RUPERTO PRUDENCIO NUÑEZ

Asesor : Ing. Emilio Juárez Martínez



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 está 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.



FALLA DE ORIGEN

**EL PRESENTE TRABAJO SE IMPRIMIÓ CON EL APOYO DE
LA COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA**

FALLA DE ORIGEN

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



ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.



Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el trabajo de tesis: "Equipamiento mecánico de cuatro cárcasos de bombeo del proyecto "Valle del Yaqui", ubicados en el municipio de Cajeme y Etchojoa, estado de Sonora",

que presenta al pasante: Raúl Ruperto Prudencio Núñez con número de cuenta: 8637491-8 para obtener el TITULO de: Ingeniero Mecánico Electricista.

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

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 3 de mayo de 199 5

PRESIDENTE Ing. José Antonio Sánchez G.

VOCAL Ing. Jorge de la Cruz Trejo

SECRETARIO Ing. Emilio Juárez Martínez

1er. SUPLENTE Ing. Daniel González Sapién

2do. SUPLENTE Ing. Patricia Trejo Inga

**CON CARIÑO Y RESPETO A MIS
FAMILIARES, AMIGOS Y MAESTROS
POR LOS ESTIMULOS Y ENSEÑANZAS
QUE ME BRINDARON PARA
ALCANZAR LA CULMINACION DE MI
CARRERA.**

**CON GRATITUD Y VENERACION A MI
MADRE MARIA DE JESUS NUÑES
MEDINA POR SU SACRIFICIO Y
CONFIANZA, ASI COMO SU APOYO
TOTAL E INCONDICIONAL EN EL
TRANSCURSO DE MI VIDA COMO
ESTUDIANTE.**

**CON GRATITUD Y RESPETO A LA
COMISION NACIONAL DEL AGUA POR
SU AYUDA Y BONDAD BRINDADA,
TANTO EN MI ETAPA DE PRESTADOR DE
SERVICIO SOCIAL Y COMO TESISISTA,
MUY EN ESPECIAL AL PERSONAL QUE
INTEGRA EL DEPARTAMENTO DE
PRECIOS UNITARIOS ZONA NORTE.**

INDICE.**P A G I N A**

I.	INTRODUCCION.	1
II.	CONCEPTOS USADOS EN EQUIPO DE BOMBEO.	3
	2.1 PRESION.	3
	2.2 COLUMNA O CARGA TOTAL DE BOMBEO.	5
	2.3 CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP. O NPSH).	9
	2.4 SUMERGENCIA.	12
	2.5 NIVEL DINAMICO.	13
	2.6 VELOCIDAD ESPECIFICA.	14
	2.7 CEBADO.	16
	2.8 GOLPE DE ARIETE.	19
	2.9 CAVITACION.	21
III.	BOMBAS CENTRIFUGAS (TEORIA).	23
	3.1 DEFINICION Y CLASIFICACION DE BOMBAS.	23
	3.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.	24
	3.3 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.	25
	3.4 INSTALACION DE UNA BOMBA.	35
	3.5 PERDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS.	39
	3.6 CURVAS DE BOMBAS Y SISTEMAS.	45
	3.7 LEYES DE SEMEJANZA.	49
IV.	ESTACIONES DE BOMBEO.	51
	4.1 GENERALIDADES.	51
	4.1.1 DATOS USUALES.	53
	4.1.2 CLASIFICACION.	55
	4.2 PARTES QUE INTEGRAN UNA PLANTA DE BOMBEO.	56

4.2.1	CAPTACION.	56
4.2.1.1	PARTES DE LA TOMA.	61
4.2.2	CARCAMO.	66
4.2.2.1	CORRECCION DE CARCAMOS EXISTENTES	77
4.2.2.2	ACCESORIOS.	80
4.2.3	EQUIPO DE BOMBEO.	90
4.2.4	DESCARGA.	91
4.2.5	SUBESTACION ELECTRICA.	94
4.3	PLANEAMIENTO DE LA INSTALACION DE TUBERIAS Y ACCESORIOS.	96
4.3.1	REGLAS GENERALES A CONSIDERAR.	97
4.3.2	REQUISITOS EN LA SUCCION.	98
4.3.3	REQUISITOS EN LA DESCARGA.	99
4.3.4	MATERIALES Y ACCESORIOS.	101
V.	ELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL PROYECTO "VALLE DEL YAQUI".	102
5.1	DATOS NECESARIOS.	102
5.2	DETERMINACION DEL NUMERO DE BOMBAS.	104
5.2.1	CAPACIDAD DE LA BOMBA.	104
5.2.2	PORCENTAJE DE UTILIZACION DEL EQUIPO.	106
5.3	DETERMINACION DEL ESPESOR Y DEL DIAMETRO DE COLUMNA.	115
5.3.1	CARCAMO DE BOMBEO No 1.	115
5.3.2	CARCAMO DE BOMBEO No 2.	117
5.3.3	CARCAMO DE BOMBEO No 3.	119
5.3.4	CARCAMO DE BOMBEO No 4.	121
5.4	SELECCION DE LA BOMBA TIPO.	123
5.4.1	NIVEL MINIMO Y MAXIMO DE AGUA.	124
5.4.2	CALCULO DE LA CARGA TOTAL APROXIMADA.	125
5.4.2.1	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 1.	125
5.4.2.2	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 2.	131
5.4.2.3	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 3.	136
5.4.2.4	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 4.	139
5.4.3	SUMERGENCIA MINIMA DISPONIBLE.	144
5.4.4	CARACTERISTICAS DE VARIAS BOMBAS.	145

5.4.5	CALCULO AFINADO DE LA BOMBA.	155
5.4.5.1	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 1.	155
5.4.5.2	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 2.	162
5.4.5.3	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 3.	170
5.4.5.4	PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 4.	177
5.5	RATIFICACION DEL TIPO DE BOMBA ELEGIDA.	185
5.6	ELECCION DEL MOTOR.	186
5.6.1	CARGA AXIAL Y CAPACIDAD DE LOS MOTORES.	190
5.6.1.1	PARA EL PRIMER CARCAMO.	190
5.6.1.2	PARA EL SEGUNDO CARCAMO.	193
5.6.1.3	PARA EL TERCER CARCAMO.	196
5.6.1.4	PARA EL CUARTO CARCAMO.	198
5.7	COMPOSICION DEL EQUIPO DE BOMBEO.	201
5.7.1	CARCAMO DE BOMBEO No 1.	201
5.7.2	CARCAMO DE BOMBEO No 2.	202
5.7.3	CARCAMO DE BOMBEO No 3.	203
5.7.4	CARCAMO DE BOMBEO No 4.	204
VI.	CONCLUSIONES.	210
APENDICE A.		213
	PLANO DE LOCALIZACION DE LA OBRA.	214
	PLANO GENERAL DEL VALLE DEL YAQUI.	215
APENDICE B.		216
	TABLA 1 PERDIDA DE CARGA EN TUBERIAS.	217
	TABLA 2 PERDIDA DE POTENCIA EN FLECHAS.	218
	TABLA 3 ESPESOR DE TUBERIA SEGUN No DE CEDULA.	219
	TABLA 4 DENSIDADES Y VISCOSIDADES CINEMATICA EN FUNCION DE LA TEMPERATURA.	220
	TABLA 5 COEFICIENTES DE RESISTENCIA.	221
	TABLA 6 TAMAÑO DE FLECHAS Y CUBREFLECHAS.	222
	TABLA 7 RELACION DE BASES DE MOTORES IEM Y US PARA ACOPLAR A CODOS CABEZALES TIPO "A".	222
	TABLA 8 DIMENSIONES GENERALES DE LOS CABEZALES	

DE DESCARGA TIPO "A".	223
TABLA 9 DIMENSIONES DEL CODO CABEZAL PARA DESCARGAS ARRIBA DE LA SUPERFICIE.	224
APENDICE C.	225
GRAFICA 1 RUGOSIDAD RELATIVA PARA TUBOS.	226
GRAFICA 2 DIAGRAMA DE MOODY.	227
GRAFICA 3 PERDIDA DE CARGA EN CODOS CABEZALES PARA DESCARGAS SOBRE LA SUPERFICIE.	228
BIBLIOGRAFIA.	229

I. INTRODUCCION.

EL AGUA EN LA AGRICULTURA ES UNO DE LOS FACTORES DETERMINANTES DE LA PRODUCCION. DE SU USO Y MANEJO EFICIENTE DEPENDEN EN GRAN MEDIDA LOS NIVELES DE PRODUCTIVIDAD DE LAS EMPRESAS AGROPECUARIAS EN MEXICO, PRINCIPALMENTE TOMANDO EN CUENTA QUE EN EL TERRITORIO NACIONAL PREVALECE CONDICIONES ARIDAS Y SEMIARIDAS, ADEMAS DE PRESENTARSE EN GENERAL UNA DISTRIBUCION ESPACIAL Y TEMPORAL DE LAS PRECIPITACIONES DESVENTAJOSAS, QUE IMPLICAN MEDIDAS DE CONSERVACION DE LA HUMEDAD EN AREAS TEMPORALES, O LA NECESIDAD DE OBRAS DE IRRIGACION.

EN EL RENGLON DE IRRIGACION DE TIERRAS, QUE IMPLICAN REQUERIMIENTOS DE INFRAESTRUCTURA CADA VEZ MAS COSTOSOS, EL USO ADECUADO DEL AGUA NO SOLO DEBE CONCEBIRSE COMO EL ESTABLECIMIENTO DE MEDIDAS PARA SU AHORRO, SINO MAS BIEN PARA INCREMENTAR SU PRODUCTIVIDAD, DE TAL MANERA QUE, INVARIABLEMENTE LAS EXPLOTACIONES DE RIEGO DEBERAN HACER UN USO ADECUADO DE TODOS LOS RECURSOS QUE INCIDEN EN LA PRODUCCION A TRAVES DE LA APLICACION DE TECNOLOGIAS MODERNAS.

EN LA ACTUALIDAD UNO DE LOS PROBLEMAS QUE MAS SE PRESENTA ES LA DE SUMINISTRAR AGUA A COMUNIDADES QUE SE LOCALIZAN EN UN NIVEL SUPERIOR A LA FUENTE DE SUMINISTRO DE AGUA. LA FUENTE PUEDE SER UN RIO, LAS AGUAS DE UNA LAGUNA, UN DREN, ETC., Y LA MAGNITUD Y VARIEDAD DE ESTE SISTEMA DEPENDERA DE LAS CARACTERISTICAS GENERALES DEL APROVECHAMIENTO.

ESTO ORIGINA, EN GENERAL, LA NECESIDAD DE CONSTRUIR UNA SERIE DE ESTRUCTURAS DEBIDAMENTE DISEÑADAS Y LA INSTALACION DE UN EQUIPO DE BOMBEO ADECUADO PARA LLEVAR EL AGUA HASTA UN SITIO CONVENIENTE Y DE ESTE DISTRIBUIRLO POR GRAVEDAD O A PRESION, DEPENDIENDO DE LA NECESIDAD QUE SE DESEE CUBRIR.

DENTRO DE LOS DISTRITOS DE RIEGO ACTUALMENTE A CARGO DE LA SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS, EXISTEN ALGUNOS DE TIPO MIXTO EN DONDE PARTE DE LA DERIVACION SE HACE MEDIANTE BOMBEO, SEA DE CORRIENTES SUPERFICIALES O DE MANTOS FREATICOS O SUBALVEOS O DE MANTOS PROFUNDOS Y AUN EXISTEN ALGUNOS DISTRITOS EN DONDE EL AGUA DE RIEGO SE OBTIENE MEDIANTE BOMBEO

EXCLUSIVAMENTE. OTRAS DEPENDENCIAS DEL GOBIERNO FEDERAL, POR SU PARTE, COMO LOS BANCOS DE CREDITO AGRICOLA Y CREDITO EJIDAL, HAN VENIDO CONSTRUYENDO Y ADMINISTRANDO DESDE HACE POCO TIEMPO PEQUEÑOS DISTRITOS DE RIEGO POR BOMBEO EN DIFERENTES PARTES DEL PAIS, QUE EN CONJUNTO, DOMINAN UNA SUPERFICIE DE BASTANTE CONSIDERACION.

QUIZA PODAMOS DECIR QUE EL RIEGO POR BOMBEO ES NUEVO EN MEXICO Y QUE SI TRATANDOSE DE RIEGO POR GRAVEDAD EXISTEN DIVERSOS ASPECTOS TODAVIA NI BIEN CONOCIDOS Y DOMINADOS EN RELACION CON EL SOSTENIMIENTO ECONOMICO DE LA ADMINISTRACION DE LOS DISTRITOS DE RIEGO, TRATANDOSE DEL RIEGO POR BOMBEO ESTAMOS AUN MAS ALEJADOS DE QUE LOS DISTRITOS DE RIEGO POR ESTE METODO PUEDAN FINANCIAR, POR SI SOLOS, TODOS SUS COSTOS DE OPERACION Y CONSERVACION Y ADEMAS LOS DE AMORTIZACION DEL COSTO DE LAS INSTALACIONES QUE TIENEN QUE SER REALIZADAS DENTRO DE PLAZOS MUY CORTOS COMPARADOS CON LOS CORRESPONDIENTES A LOS DE LAS OBRAS DE RIEGO POR GRAVEDAD, POR MAS ELEVADOS QUE LLEGUEN A RESULTAR LOS COSTOS DE ESTAS OBRAS Y POR MAS BAJOS QUE RESULTEN LOS COSTOS POR UNIDAD DE LAS INSTALACIONES DE BOMBEO.

LAS NOTAS COMPRENDIDAS EN EL PRESENTE TRABAJO SOLAMENTE TIENEN LA FINALIDAD DE DAR ALGUNAS ORIENTACIONES DE TIPO GENERAL, DESDE EL PUNTO DE VISTA MECANICO, PARA REALIZAR LA SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO, CON LA TENDENCIA DE ABARATAR TODO LO POSIBLE ESTE FUNCIONAMIENTO, PROLONGAR SU VIDA UTIL Y PROPORCIONAR UN SERVICIO DE RIEGO LO MAS EFICIENTE QUE TAMBIEN SEA POSIBLE.

ADEMAS, EN EL PRESENTE TRABAJO UNO DE LOS OBJETIVOS ES EXPONER LO RELATIVO A LA ELABORACION DE UN PROYECTO DE ESTE TIPO Y TRATAR DE SER UNA GUIA GENERAL PARA LA SOLUCION DE LOS CASOS COMUNES QUE SE PUEDAN PRESENTAR.

TIENE POR FINALIDAD EXPONER LO RELATIVO A LA ELABORACION DEL PROYECTO DE PLANTA DE BOMBEO "VALLE DEL YAQUI" QUE COMPRENDE EL EQUIPAMIENTO DE CUATRO CARCAMOS DE BOMBEO PARA FINES DE RIEGO, LA CUAL VA A SATISFACER UNA DEMANDA DE RIEGO DE UNA SUPERFICIE APROXIMADA DE 1847 HECTAREAS.

II. CONCEPTOS USADOS EN EQUIPO DE BOMBEO.

2.1 PRESION.

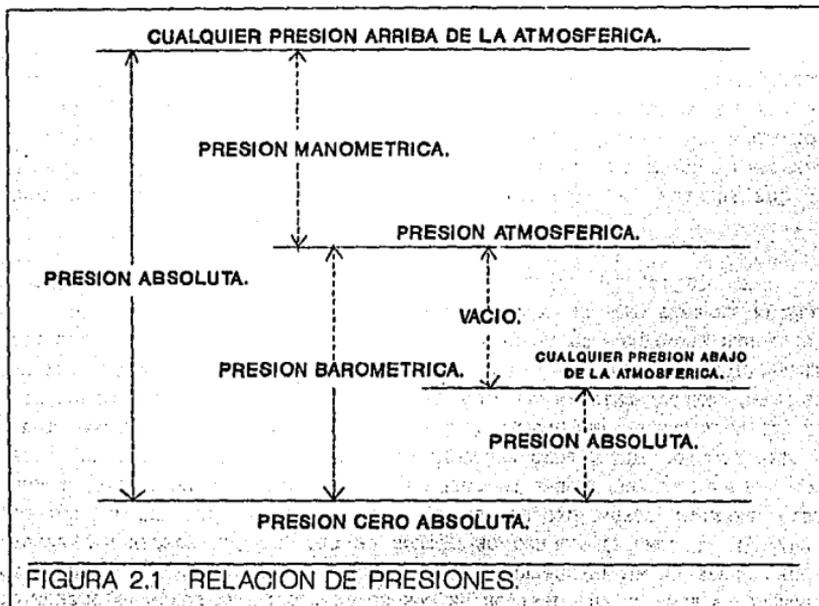
EN LOS PROBLEMAS DE BOMBAS, GENERALMENTE SE CONSIDERAN TRES TIPOS DE PRESION: ABSOLUTA, BAROMETRICA Y DE COLUMNA. SE USA UN CUARTO TERMINO, VACIO, CUANDO LAS INSTALACIONES OPERAN ABAJO DE LA PRESION ATMOSFERICA PERO NO ES UN TERMINO DE PRESION EN EL MISMO SENTIDO QUE LOS PRIMEROS TRES (FIGURA 2.1).

LA PRESION ABSOLUTA ES LA PRESION ARRIBA DEL CERO ABSOLUTO. PUEDE ENCONTRARSE ARRIBA O ABAJO DE LA PRESION ATMOSFERICA EXISTENTE EN EL PUNTO DE CONSIDERACION. LA PRESION BAROMETRICA ES LA PRESION ATMOSFERICA DE LA LOCALIDAD ESTUDIADA, Y VARIA CON LAS CONDICIONES DE ALTITUD Y CLIMA. LA PRESION DE COLUMNA ES LA PRESION ARRIBA DE LA ATMOSFERICA EN LA LOCALIDAD EN QUE SE MIDE. UN VACIO ES UNA PRESION DE COLUMNA NEGATIVA (VER FIGURA 2.1).

AUN CUANDO EN MUCHOS PROBLEMAS DE BOMBEO ES POSIBLE TRABAJAR EN FUNCION DE PRESIONES DE COLUMNA, HAY ALGUNOS CASOS EN LOS QUE EL EMPLEO DE PRESIONES ABSOLUTAS DA UN MEJOR CONCEPTO DE LAS CONDICIONES EXISTENTES Y SIMPLIFICA LOS CALCULOS REQUERIDOS. LA DECISION EN CUANTO A QUE UNIDADES SE USEN, GENERALMENTE ES CUESTION DE PREFERENCIA PERSONAL, Y DEPENDE DE LA EXPERIENCIA PASADA DEL DISEÑADOR Y DE SUS PREFERENCIAS. UNA COLUMNA DE AGUA U OTRO LIQUIDO EN UN TUBO VERTICAL DESARROLLA UNA CIERTA PRESION (FUERZA POR UNIDAD DE AREA) SOBRE LA SUPERFICIE HORIZONTAL EN EL FONDO DEL TUBO. ESTA PRESION PUEDE EXPRESARSE EN KILOGRAMOS POR CENTIMETRO CUADRADO (Kg/cm^2), O COMO EL NUMERO DE METROS DE LIQUIDO QUE EJERCE UNA PRESION IGUAL SOBRE LA MISMA SUPERFICIE. LA ALTURA DE LA COLUMNA DEL LIQUIDO QUE PRODUCE LA PRESION EN CUESTION SE CONOCE COMO COLUMNA SOBRE LA SUPERFICIE ES LO QUE PRODUCE LA PRESION.

PRESION DE VAPOR. TODO LIQUIDO, A CUALQUIER TEMPERATURA ARRIBA DE SU PUNTO DE CONGELACION, EJERCE UNA PRESION DEBIDA A LA FORMACION DE

VAPOR EN SU SUPERFICIE LIBRE. ESTA PRESION CONOCIDA COMO PRESION DE VAPOR LIQUIDO, ES FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL LIQUIDO: MIENTRAS MAS ALTA SEA LA TEMPERATURA, MAYOR SERA LA PRESION DE VAPOR. LA PRESION DEL VAPOR ES UN FACTOR IMPORTANTE EN LAS CONDICIONES DE SUCCION DE LAS BOMBAS QUE MANEJAN LIQUIDOS DE TODOS LOS TIPOS. EN CUALQUIER SISTEMA DE BOMBEO, LA PRESION EN CUALQUIER PUNTO NUNCA DEBE REDUCIRSE MAS ALLA DE LA PRESION DE VAPOR CORRESPONDIENTE A LA TEMPERATURA DEL LIQUIDO, PORQUE EL LIQUIDO FORMARA VAPOR QUE PUEDE, PARCIAL O TOTALMENTE HACER QUE CESE EL FLUJO DEL LIQUIDO EN LA BOMBA.



2.2 COLUMNA O CARGA TOTAL DE BOMBEO.

LA CARGA TOTAL DE UN SISTEMA CONTRA LA CUAL DEBE OPERAR UNA BOMBA ESTA COMPUESTA DE LOS SIGUIENTES COMPONENTES:

1. CARGA ESTÁTICA.
2. DIFERENCIA DE PRESIONES QUE EXISTEN EN EL LIQUIDO.
3. CARGA DE FRICCIÓN.
4. PERDIDAS DE ENTRADA Y SALIDA.
5. ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD.

CARGA ESTÁTICA. LA CARGA ESTÁTICA SE REFIERE A LA DIFERENCIA DE ELEVACION. ASI, LA "CARGA ESTÁTICA TOTAL" DE UN SISTEMA ES LA ELEVACION ENTRE EL NIVEL DEL LIQUIDO DE DESCARGA Y EL NIVEL DEL LIQUIDO DE SUCCION. LA "CARGA ESTÁTICA DE DESCARGA" (Z_0) ES LA DIFERENCIA DE LA ELEVACION ENTRE EL NIVEL DEL LIQUIDO DE DESCARGA Y LA LINEA DEL CENTRO DE LA BOMBA. LA "CARGA ESTÁTICA DE SUCCION" (Z_s) ES LA DIFERENCIA DE DE ELEVACION ENTRE EL NIVEL DEL LIQUIDO DE SUCCION Y LA LINEA DE CENTRO DE LA BOMBA (FIGURA 2.2). SI LA CARGA ESTÁTICA DE SUCCION ES UN VALOR NEGATIVO POR LO QUE EL NIVEL DEL LIQUIDO DE SUCCION ESTA ABAJO DE LA LINEA DE CENTRO DE LA BOMBA, GENERALMENTE SE DICE QUE ES UNA "ELEVACION ESTÁTICA DE SUCCION".

SI EL NIVEL DEL LIQUIDO DE SUCCION O EL DE DESCARGA ESTA A OTRA PRESION QUE NO SEA LA ATMOSFERICA, ESTA PRESION SE CONSIDERA ALGUNAS VECES COMO PARTE DE LA CARGA ESTÁTICA, PERO CON FRECUENCIA SE CONSIDERA POR SEPARADO. ESTA ULTIMA PRACTICA GENERALMENTE PERMITE UNA IDEA MAS CLARA DEL SISTEMA. SI EL SUMINISTRO DE SUCCION SE TOMA DE UN RECIPIENTE CERRADO Y EL NIVEL DEL LIQUIDO ESTA ARRIBA DE LA LINEA DE CENTRO DE LA BOMBA, LA DIFERENCIA DE ELEVACION DEL NIVEL DEL LIQUIDO DE SUCCION Y LA LINEA DE CENTRO DE LA BOMBA SE LLAMA "SUMERSION" EN VEZ DE "CARGA ESTÁTICA DE SUCCION".

CARGA DE FRICCIÓN (HF). LA CARGA DE FRICCIÓN ES LA CARGA EQUIVALENTE, EXPRESADA EN METROS DEL LIQUIDO BOMBEADO, QUE ES NECESARIA PARA VENCER LAS PERDIDAS DE FRICCIÓN CAUSADAS POR EL FLUJO DEL LIQUIDO A TRAVES DE LA TUBERIA, INCLUYENDO TODOS LOS ACCESORIOS (FIGURA 2.2). LA

CARGA DE FRICCION VARIA CON: 1) LA CANTIDAD DE FLUJO, 2) EL TAMAÑO, TIPO Y CONDICION DE LA TUBERIA Y ACCESORIOS, Y 3) EL CARACTER DEL LIQUIDO BOMBEADO.

LAS PERDIDAS POR FRICCION SE DIVIDEN EN DOS GRUPOS: PERDIDAS PRIMARIAS Y PERDIDAS SECUNDARIAS.

LAS PERDIDAS PRIMARIAS SON LAS QUE SE ORIGINAN DEBIDO A LA FRICCION EN TRAMOS DE TUBO RECTO Y SE CALCULAN CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$H_p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

DONDE: H_p ----> PERDIDAS PRIMARIAS, m.
 f ----> COEFICIENTE DE FRICCION.
 L ----> LONGITUD DE LA TUBERIA, m.
 D ----> DIAMETRO DE LA TUBERIA, m.
 V ----> VELOCIDAD DEL FLUIDO, m/s.
 g ----> FUERZA DE GRAVEDAD, m/s².

LAS PERDIDAS SECUNDARIAS SON LAS QUE SE ORIGINAN POR LA FRICCION QUE EXISTE ENTRE EL FLUIDO Y LA PARED DE LOS DIFERENTES ACCESORIOS, COMO SON: VALVULAS, CODOS, CONEXIONES "T", ETC., ESTAS PERDIDAS SE CALCULAN CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

DONDE: H_s ----> PERDIDAS SECUNDARIAS, m.
 K ----> COEFICIENTE DE PERDIDAS SECUNDARIAS.
 V ----> VELOCIDAD MEDIA DEL FLUIDO, m/s.
 g ----> FUERZA DE GRAVEDAD, m/s².

PERDIDAS DE ENTRADA Y SALIDA. A MENOS QUE PROCEDA DE UNA LINEA PRINCIPAL A PRESION, COMO UNA DE SUMINISTRO DE AGUA A LA CIUDAD, EL ABASTECIMIENTO DE SUCCION DE UNA BOMBA VIENE DE UN DEPOSITO DE ALGUNA FORMA O DE UNA CAMARA DE ENTRADA. EL PUNTO DE CONEXION DE LA TUBERIA DE SUCCION A LA PARED DE LA CAMARA DE ENTRADA O EL EXTREMO DE LA TUBERIA DE SUCCION QUE

PENETRA EN LA CAMARA DE ENTRADA O DEPOSITO SE LLAMA ENTRADA DE LA TUBERIA DE SUCCION. LA PERDIDA POR FRICCIÓN EN ESTE PUNTO SE LLAMA "PERDIDA DE ENTRADA". LA MAGNITUD DE ESTA PERDIDA DEPENDE DEL DISEÑO DE LA ENTRADA DE LA TUBERIA, PRODUCIENDO UNA BOCA ACAMPAÑADA BIEN DISEÑADA, LA PERDIDA SERA LA MAS BAJA POSIBLE.

IGUALMENTE, EN EL LADO DE LA DESCARGA DEL SISTEMA DONDE TERMINA LA LINEA DE DESCARGA EN ALGUNA EXTENSION DEL LIQUIDO, EL EXTREMO DE LA TUBERIA SE LLAMA LA SALIDA. ESTA SALIDA ES GENERALMENTE DEL MISMO TAMAÑO QUE LA TUBERIA, Y LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD SE PIERDE COMPLETAMENTE. EL EXTREMO DE LA TUBERIA DE DESCARGA ALGUNAS VECES ES UN CONO LARGO PARA QUE LA VELOCIDAD PUEDA SER EFECTIVAMENTE REDUCIDA Y RECUPERAR LA ENERGIA.

ALGUNOS INGENIEROS CONSIDERAN LAS PERDIDAS DE ENTRADA Y SALIDA COMO PARTE DE LAS PERDIDAS DE FRICCIÓN DE LA TUBERIA DE SUCCION Y DESCARGA. OTROS PREFIEREN CONSIDERARLAS SEPARADAMENTE PARA ASEGURARSE DE QUE NO SE PASAN POR ALTO. ESTE METODO TIENE LA VENTAJA ADICIONAL DE MOSTRAR CLARAMENTE SI UNAS O AMBAS PERDIDAS SON EXCESIVAS.

ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD. LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD ES LA ENERGIA CINETICA EN UN LIQUIDO EN CUALQUIER PUNTO, EXPRESADA EN KILOGRAMO-METRO POR KILOGRAMO DE LIQUIDO, ES DECIR, EN METROS DEL LIQUIDO EN CUESTION. SI EL LIQUIDO SE ESTA MOVIENDO A CIERTA VELOCIDAD, LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD EQUIVALENTE A LA DISTANCIA QUE LA MASA DE AGUA TENDRIA QUE CAER PARA ADQUIRIR ESA VELOCIDAD. POR LO TANTO, LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD PUEDE CALCULARSE CON LA ECUACION:

$$H_v = \frac{V^2}{2g}$$

DONDE: H_v ---> ELEVACION DEBIDA A LA VELOCIDAD, m.
 V ---> VELOCIDAD DEL LIQUIDO, m/s².
 g ---> ACELERACION DEBIDA A LA GRAVEDAD, m/s².

PARA DETERMINAR LA CARGA QUE EXISTE EN UNA TUBERIA EN CUALQUIER PUNTO, ES NECESARIO AGREGAR LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD A LA PRESION MANOMETRICA LEIDA, PORQUE ESTA ULTIMA PUEDE INDICAR SOLO LA ENERGIA DE PRESION, MIENTRAS QUE LA CARGA REAL ES LA SUMA DE LAS ENERGIAS CINETICAS (VELOCIDAD) Y POTENCIAL (PRESION). ASI, PARA DETERMINAR LA CARGA REAL DE SUCCION O DE DESCARGA, ES NECESARIO AGREGAR LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD A LA LECTURA MANOMETRICA.

SI LAS PRESIONES DE SUCCION Y DESCARGA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA SE TOMAN EN PUNTOS EN QUE LAS VELOCIDADES SON LAS MISMAS, EL COMPONENTE DE VELOCIDAD DE CADA UNA DE ELLAS SERA LA MISMA. LOS COMPONENTES DE ENERGIA CINETICA TANTO DE LA CARGA DE SUCCION COMO LA DE DESCARGA SERAN TAMBIEN IGUALES, Y LA CARGA TOTAL SE PUEDE DETERMINAR RESTANDO LA LECTURA MANOMETRICA DE LA SUCCION DE LA LECTURA MANOMETRICA DE LA DESCARGA.

EN BOMBAS DE GRAN ALTURA DE ELEVACION, LA ENERGIA CINETICA ES RELATIVAMENTE PEQUEÑA, PERO EN BOMBAS DE POCA ALTURA DE ELEVACION ES RELATIVAMENTE ALTA. POR LO TANTO, SI SE DEJA DE TOMAR EN CUENTA LA ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD AL DETERMINAR CARGAS EN BOMBAS DE GRAN ALTURA DE ELEVACION, NO SE AFECTARAN APRECIABLEMENTE LOS RESULTADOS.

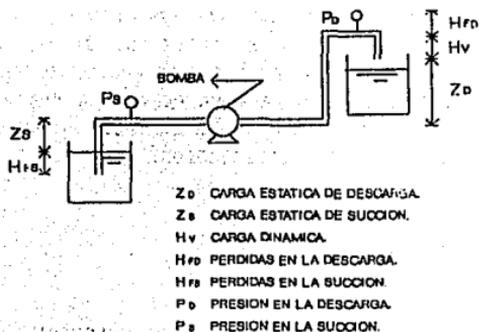


FIGURA 2.2 REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE LAS CARGAS.

POR LO TANTO, LA CARGA TOTAL DE BOMBEO VA A SER LA SUMA DE LA CARGA ESTÁTICA, LA DIFERENCIA DE PRESIONES, LA CARGA DE FRICCIÓN Y LA CARGA DINÁMICA. LA CARGA TOTAL DE BOMBEO ESTA DADA POR LA SIGUIENTE ECUACION:

$$H = H_e + H_{pr} + H_f + H_v$$

DONDE: H ----> CARGA TOTAL DE BOMBEO.
 H_e ----> CARGA ESTÁTICA.
 H_{pr} ----> CARGA DEBIDA A LA PRESION.
 H_f ----> CARGA DEBIDA A LA FRICCIÓN.
 H_v ----> CARGA DINÁMICA.

SUSTITUYENDO LAS EXPRESIONES PARA CADA UNA DE LAS ECUACIONES ANTERIORES NOS RESULTA LA SIGUIENTE ECUACION:

$$H = (Z_D - Z_S) + \left(\frac{P_D - P_S}{\gamma} \right) + H_p + H_s + \left(\frac{V_D^2 - V_S^2}{2g} \right)$$

DONDE: H ----> ALTURA O CARGA TOTAL DE BOMBEO.
 Z_D ----> ALTURA O CARGA ESTÁTICA DE DESCARGA.
 Z_S ----> ALTURA O CARGA ESTÁTICA DE SUCCION.
 P_D ----> PRESION DE DESCARGA.
 P_S ----> PRESION DE SUCCION.
 H_p ----> PERDIDAS PRIMARIAS.
 H_s ----> PERDIDAS SECUNDARIAS.
 V_D ----> VELOCIDAD EN LA DESCARGA.
 V_S ----> VELOCIDAD EN LA SUCCION.
 γ ----> PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO MANEJADO.

2.3. CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP O NPSH).

EN EL BOMBEO DE LIQUIDOS LA PRESION EN CUALQUIER PUNTO EN LA LINEA DE SUCCION NUNCA DEBERA REDUCIRSE A LA PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO. LA ENERGIA DISPONIBLE QUE PUEDE UTILIZARSE PARA PASAR EL LIQUIDO POR LA TUBERIA DE SUCCION Y LA VIA DE AGUA DE SUCCION DE LA BOMBA DENTRO DEL IMPULSOR ES POR ESO LA CARGA TOTAL DE SUCCION MENOS LA PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO A LA TEMPERATURA DE BOMBEO. LA CARGA DISPONIBLE MEDIA EN LA ABERTURA DE SUCCION DE LA BOMBA SE HA LLAMADO "CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA". GENERALMENTE SE INDICA POR LAS INICIALES NPSH O CNSP.

TANTO LA CARGA DE SUCCION COMO LA PRESION DE VAPOR DEBERAN EXPRESARSE EN METROS DEL LIQUIDO QUE SE ESTA MANEJANDO, Y AMBAS DEBEN EXPRESARSE YA SEA EN UNIDADES MANOMETRICAS O ABSOLUTAS. UNA BOMBA QUE MANEJA AGUA A 16.7 °C (PRESION DE VAPOR DE 0.183 m) AL NIVEL DEL MAR CON UNA ELEVACION DE SUCCION TOTAL DE 0 METROS, TIENE UN NPSH DE $10.339 - 0.183$, O 10.156 m; MIENTRAS QUE UNA OPERANDO CON UNA ELEVACION TOTAL DE SUCCION DE 4.575 m, TIENE UN NPSH DE $10.339 - 0.183 - 4.575$, O 5.581 m.

UNA BOMBA OPERANDO CON ELEVACION DE SUCCION MANEJARA UNA CIERTA CAPACIDAD MAXIMA DE AGUA FRIA SIN "CAVITACION". LA NPSH O CANTIDAD DE ENERGIA DISPONIBLE EN LA BOQUILLA DE SUCCION DE ESA BOMBA ES LA PRESION ATMOSFERICA MENOS LA SUMA DE LA ELEVACION DE SUCCION Y LA PRESION DE VAPOR DEL AGUA. PARA MANEJAR ESTA MISMA CAPACIDAD CON CUALQUIER OTRO LIQUIDO, LA MISMA CANTIDAD SE DEBERA DISPONER DE LA MISMA CANTIDAD DE ENERGIA EN LA BOQUILLA DE SUCCION. ASI, PARA UN LIQUIDO EN SU PUNTO DE EBULLICION (EN OTRAS PALABRAS, A UNA PRESION EQUIVALENTE A LA PRESION DE VAPOR CORRESPONDIENTE A SU TEMPERATURA) ESTA ENERGIA TIENE QUE EXISTIR COMPLETAMENTE COMO UNA CARGA POSITIVA. SI EL LIQUIDO ESTA ABAJO DE SU PUNTO DE EBULLICION, LA CARGA DE SUCCION REQUERIDA SE REDUCE EN LA DIFERENCIA ENTRE LA PRESION EXISTENTE EN EL LIQUIDO Y LA PRESION DE VAPOR CORRESPONDIENTE A LA TEMPERATURA.

ES NECESARIO DISTINGUIR ENTRE NPSH DISPONIBLE Y REQUERIDO. LA PRIMERA QUE ES UNA CARACTERISTICA DEL SISTEMA EN EL QUE TRABAJA UNA BOMBA CENTRIFUGA, REPRESENTA LA DIFERENCIA ENTRE LA CARGA DE SUCCION ABSOLUTA EXISTENTE Y LA PRESION DE VAPOR A LA TEMPERATURA DOMINANTE. EL NPSH REQUERIDO, QUE ES UNA FUNCION DEL DISEÑO DE LA BOMBA, REPRESENTA EL MARGEN MINIMO REQUERIDO ENTRE LA CARGA DE SUCCION Y LA PRESION DE VAPOR A UNA CAPACIDAD DETERMINADA.

TANTO EL NPSH REQUERIDO COMO EL DISPONIBLE VARIAN CON LA CAPACIDAD. CON UNA CIERTA PRESION ESTATICA O DIFERENCIA DE ELEVACION EN EL LADO DE LA SUCCION DE UNA BOMBA CENTRIFUGA, EL NPSH DISPONIBLE SE REDUCE CON LOS AUMENTOS DE CAPACIDAD POR LAS PERDIDAS DE FRICCION EN LA TUBERIA DE SUCCION. POR OTRA PARTE EL NPSH REQUERIDO, SIENDO UNA FUNCION DE LAS VELOCIDADES EN LOS CONDUCTOS DE LA SUCCION DE LA BOMBA Y EN LA ENTRADA DEL IMPULSOR, AUMENTA BASICAMENTE COMO EL CUADRADO DE LA CAPACIDAD.

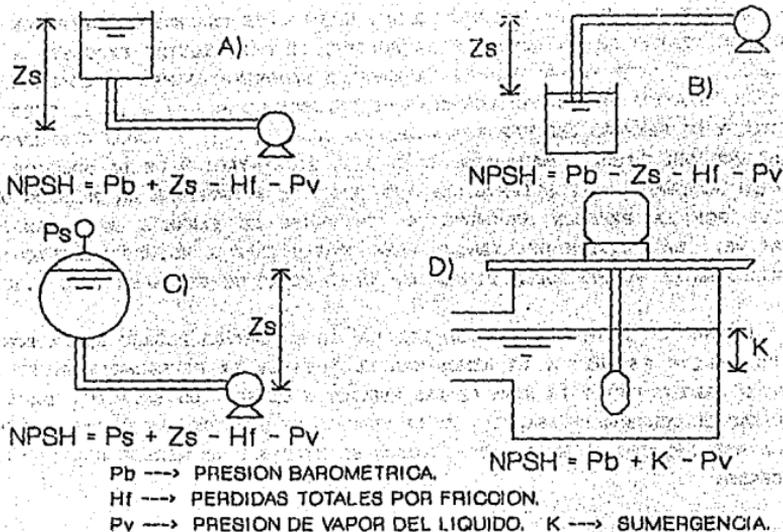


FIGURA 2.3 ALGUNOS CASOS DEL NPSH.

UNA GRAN CANTIDAD DE FACTORES (POR EJEMPLO EL DIAMETRO DEL OJO, EL AREA DE SUCCION DEL IMPULSOR, LA FORMA Y NUMERO DE LOS ALABES DEL IMPULSOR, AREA ENTRE ESTOS ALABES, DIAMETRO DE LA FLECHA Y DEL CUBO DEL IMPULSOR, VELOCIDAD ESPECIFICA DEL IMPULSOR, LA FORMA DE LOS CONDUCTOS DE LA SUCCION) ENTRAN EN UNA U OTRA FORMA EN LA DETERMINACION DEL NPSH REQUERIDO.

NOTESE QUE EN AMBOS CASOS, EL NPSH ES LA PRESION DISPONIBLE O REQUERIDA PARA FORZAR UN GASTO DETERMINADO, EN LITROS POR SEGUNDO, A TRAVES DE LA TUBERIA DE SUCCION AL OJO DEL IMPULSOR, CILINDRO O CARCASA DE UNA BOMBA. PARA UNIFORMIDAD, EL NPSH VIENE DADA EN METROS DEL LIQUIDO MANEJADO EQUIVALENTE A LAS PRESIONES EN KILOGRAMO POR CENTIMETRO CUADRADO REQUERIDOS PARA FORZAR EL LIQUIDO DE LA BOMBA. LOS VALORES DADOS POR EL FABRICANTE DE LA BOMBA SE BASAN EN PRUEBAS Y ESTAN CORREGIDOS REGULARMENTE AL EJE CENTRAL DE LA BOMBA.

CUANDO EL NIVEL DE SUMINISTRO DEL LIQUIDO SE ENCUENTRA ARRIBA DE LA LINEA DE CENTRO DE LA BOMBA, Y LA SUPERFICIE DEL LIQUIDO EXPUESTO A LA ATMOSFERA, EL NPSH ES LA SUMA DE LA PRESION BAROMETRICA MAS LA COLUMNA DE SUCCION ESTATICA MENOS LAS PERDIDAS DE COLUMNA DE FRICCION EN EL TUBO DE SUCCION Y LA PRESION DEL VAPOR DEL LIQUIDO (FIGURA 2.3A); TODOS EXPRESADOS EN METROS DEL LIQUIDO MANEJADO. CUANDO LA ALIMENTACION DE LA SUCCION SE HACE DE UN TANQUE O RECIPIENTE CERRADO, HAY QUE SUBSTITUIR LA PRESION DEL TANQUE POR LA PRESION BAROMETRICA (UN VACIO SE EXPRESA COMO PRESION NEGATIVA). LA PRESION DEL TANQUE DEBE CONVERTIRSE A METROS DEL LIQUIDO MANEJADO ANTES DE QUE PUEDA INTERVENIR EN LA ECUACION DEL NPSH (FIG 2.3C).

CUANDO LA ALIMENTACION DEL LIQUIDO SE ENCUENTRA DEBAJO DE LA BOMBA EN UN TANQUE ABIERTO A LA ATMOSFERA EL NPSH ES LA DIFERENCIA ENTRE LA PRESION BAROMETRICA Y LA SUMA DE LAS ELEVACION DE SUCCION ESTATICA MAS LAS PERDIDAS DE COLUMNA DE FRICCION EN LA TUBERIA DE SUCCION MAS LA PRESION DEL VAPOR DEL LIQUIDO (FIGURA 2.3B). TODOS SE EXPRESAN EN METROS DEL LIQUIDO BOMBEADO.

CUANDO EL SUMINISTRO DEL LIQUIDO VIENE DE UN TANQUE O RECIPIENTE CERRADO ABAJO DE LA BOMBA, LA PRESION DEL TANQUE SE USA EN LUGAR DE LA PRESION BAROMETRICA. DEBE CONVERTIRSE A METROS EQUIVALENTE DEL LIQUIDO, ANTES DE SUBSTITUIR LA DE LA ECUACION PARA NPSH.

CUANDO EN LA INSTALACION SE TIENE UNA BOMBA VERTICAL, EL NPSH ES LA DIFERENCIA ENTRE LA SUMA DE LA PRESION BAROMETRICA MAS LA SUMERGENCIA Y LA PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO (FIGURA 2.3D).

2.4 SUMERGENCIA.

FUEDE DEFINIRSE COMO LA CARGA ESTATICA QUE ACTUA EN LA BOMBA DEBIDO AL AHOGAMIENTO DEL PRIMER IMPULSOR. NUMERICAMENTE ES LA DISTANCIA VERTICAL, EN METROS, ENTRE EL NIVEL DEL AGUA EN EL CARCAMO Y EL EJE HORIZONTAL DEL PRIMER IMPELENTE (VER FIG. 2.3D), QUE ES EL ADYACENTE A LA CAMPANA DE SUCCION. SE DENOMINA CON LA LETRA "K".

ESTA CARGA ES SIEMPRE NECESARIA PARA EL FUNCIONAMIENTO EN SI, DE LA BOMBA; TAMBIEN EVITA LA POSIBILIDAD DE QUE EL AIRE QUE SE ENCUENTRA ARRIBA DE LA SUPERFICIE DEL AGUA ENTRE AL IMPULSOR (DISMINUYENDO SU EFICIENCIA) DURANTE EL FUNCIONAMIENTO Y ADEMAS FAVORECE A UNA INSTALACION AL AUMENTAR EL NPSH EN FORMA SEMEJANTE A LO QUE SUCEDE CON LA CARGA ESTATICA DE SUCCION EN UNA BOMBA DE EJE HORIZONTAL QUE SE LOCALIZA ABAJO DEL NIVEL DE AGUA EN EL SUMINISTRO.

LA SUMERGENCIA MINIMA REQUERIDA POR UNA BOMBA, OPERANDO EN DETERMINADAS CONDICIONES, ES DATO DEL FABRICANTE Y GENERALMENTE PUEDE VERSE EN LA CARTA QUE CONTIENE LA CURVA DE EFICIENCIA DEL MODELO.

EN ALGUNAS BOMBAS EL VALOR DE LA SUMERGENCIA ES RELATIVAMENTE PEQUEÑA Y EN OTRAS PUEDE SER GRANDE; POR ELLO, ESTE FACTOR DEBE TOMARSE EN CUENTA AL SELECCIONAR EL EQUIPO YA QUE PUEDE INFLUIR EN FORMA NOTABLE, PARA FIJAR LA PROFUNDIDAD DEL CARCAMO Y LONGITUD DE LA COLUMNA DE SUCCION.

COMO AL SELECCIONAR UN MODELO DE BOMBA NO SE TIENE BIEN DEFINIDO EL EJE DEL IMPULSOR, SE ACOSTUMBRA EN LA PRACTICA, POR COMODIDAD, MEDIR LA SUMERGENCIA CONSIDERANDO LA ELEVACION DE LA BRIDA QUE UNE EL TAZON CORRESPONDIENTE CON LA COLUMNA O CON OTRO TAZON EN LUGAR DE DICHO EJE. LA DIFERENCIA ES RELATIVAMENTE PEQUEÑA Y ADEMAS ES FAVORABLE PARA LA BOMBA.

2.5 NIVEL DINAMICO.

SE ACOSTUMBRA LLAMAR ASI, AL NIVEL DEL AGUA EN EL SUMINISTRO CUANDO OPERA LA BOMBA. ESTE TERMINO ES MAS PROPIO Y USUAL EN PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA SUBTERRANEA, PORQUE EN ESTE CASO SI HAY UNA DIFERENCIA, GENERALMENTE NOTABLE, ENTRE EL NIVEL ESTATICO DEL ACUIFERO, QUE ES CUANDO NO TRABAJA EL EQUIPO Y EL QUE SE TIENE EN EL POZO ESTANDO FUNCIONANDO AQUEL.

EN BOMBEO DE AGUAS SUPERFICIALES, COMO EL QUE NOS OCUPA, SE SUPONE QUE EL NIVEL DEL AGUA EXISTENTE EN EL CARCAMO PARA CUALQUIER CONDICION

DE OPERACION PERMANECE CONSTANTE, ES DECIR NO SE ESTABLECE NINGUNA DIFERENCIA. ESTO SE HACE BASANDOSE EN QUE EL ABATIMIENTO DE LA SUPERFICIE DEL AGUA QUE SE PUDIERA TENER DURANTE LA OPERACION, TIENE UN VALOR PEQUEÑO Y PRACTICAMENTE DESPRECIABLE.

UN CONO DE ABATIMIENTO DE CONSIDERACION SE PRESENTARIA, SI EL GASTO QUE SUCCIONARAN LAS BOMBAS FUERA MAYOR QUE EL QUE ALIMENTARA AL CARCAMO; ESTO NO OCURRE PUESTO QUE DADA LA NATURALEZA DEL PROBLEMA A RESOLVER, EL GASTO MAXIMO DE BOMBEO EN UN MOMENTO DADO SERA IGUAL AL MINIMO QUE ENTRE AL CARCAMO Y ESTA ES UNA DE LAS CONDICIONES CRITICAS QUE SE PREVEEN AL DISEÑAR EL SISTEMA. PARA CUANDO EL GASTO DE LLEGADA SEA MAYOR QUE EL EXTRAIDO, EL ABATIMIENTO DEL NIVEL ES MENOS IMPORTANTE TODAVIA. POR OTRA PARTE, ANTES DE PREOCUPARSE POR EL INCREMENTO DE CARGA QUE SE PUDIERA TENER DEBIDO A UN ABATIMIENTO ACCIDENTAL (LA CUAL SERIA MUY PEQUEÑA COMPARADA CON LAS OTRAS CARGAS DEL SISTEMA) SE DEBE TENER CUIDADO EN FIJAR LA SUMERGENCIA PARA EVITAR LA ENTRADA DEL AIRE A LA BOMBA, QUE ESTO SI ES PERJUDICIAL.

2.6 VELOCIDAD ESPECIFICA (Ns).

SE DEFINE COMO LA VELOCIDAD EN REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM) A QUE DEBE GIRAR UN MODELO REDUCIDO DE IMPULSOR DE DETERMINADO TIPO DE BOMBA, PARA DESCARGAR LA UNIDAD DE GASTO, OPERANDO CONTRA UNA CARGA UNITARIA.

SU EXPRESION MATEMATICA GENERAL Y SIMPLIFICADA ES LA SIGUIENTE:

$$Ns = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

DONDE: Ns ---> VELOCIDAD ESPECIFICA (RPM).
N ---> VELOCIDAD DE ROTACION (RPM).
Q ---> GASTO DE LA BOMBA (GPM).
H ---> CARGA TOTAL DE CADA PASO (ft).

MEDIANTE ESTE CONCEPTO, QUE RELACIONA A LOS TRES FACTORES PRINCIPALES QUE INFLUYEN EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA (GASTO, CARGA

Y VELOCIDAD) Y LA TEORIA DE LA SIMILITUD, LOS INVESTIGADORES HAN ENCONTRADO FORMAS Y CONDICIONES DE OPERACION CONVENIENTES PARA DIFERENTES IMPULSORES, Y BASANDOSE EN ESTOS DATOS LOS FABRICANTES CONSTRUYEN SUS DIVERSOS TIPOS Y TAMAÑOS DE BOMBA. EN LA PRACTICA, LA VELOCIDAD ESPECIFICA ES UN INDICE MAS QUE PERMITE PREDECIR EL TIPO DE BOMBA CONVENIENTE A EMPLEAR Y ESPERAR, EN GENERAL, UN BUEN FUNCIONAMIENTO.

AUNQUE SON VARIOS LOS FACTORES QUE PUEDEN AFECTAR LA OPERACION DE UNA CENTRIFUGA, DE ENTRE LOS CUALES EL NPSH Y LA ALTURA DE SUCCION SON BASICOS Y PRINCIPALES, SE ACOSTUMBRA VERIFICAR LA VELOCIDAD ESPECIFICA DE UN MODELO PROPUESTO POR UN FABRICANTE O DE ALGUN TIPO DE BOMBA QUE SE TENGA EN MENTE.

GENERALIZANDO, UNA BOMBA CENTRIFUGA DEJA DE TENER UN RENDIMIENTO COMPETITIVO CUANDO LA VELOCIDAD ESPECIFICA ES MUY INFERIOR A 400-500. ASI PUES, LOS INTERVALOS DE VELOCIDAD ESPECIFICA NORMALES SON:

TIPO DE BOMBA.	VELOCIDAD ESPECIFICA.
CENTRIFUGA.	500 - 5,000
FLUJO MIXTO.	3,000 - 8,000
FLUJO AXIAL.	7,000 - 15,000

POR TANTO, EL CALCULO DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA, PARA UNA CAPACIDAD Y UNA ALTURA DETERMINADA, INDICARA EL TIPO MAS APROPIADO DE UNA BOMBA ROTODINAMICA PARA LA APLICACION PARTICULAR. SE OBSERVARA QUE LOS INTERVALOS DE VELOCIDAD ESPECIFICA SE SOLAPAN. ES DECIR, LA VELOCIDAD ESPECIFICA CALCULADA ES, POR EJEMPLO 4000, LA BOMBA CENTRIFUGA O LA DE FLUJO MIXTO DARAN RENDIMIENTOS PARECIDOS. PERO SI LA VELOCIDAD RESULTA MENOR DE 3000 SOLO SE DEBERA PENSAR EN UNA CENTRIFUGA.

2.7 CEBADO.

CEBAR UNA BOMBA SIGNIFICA SUPLIR EL AIRE, GAS O VAPOR QUE SE ENCUENTRA EN LA BOMBA Y SUS TUBERIAS, POR EL LIQUIDO QUE DEBERA SER BOMBEADO. UNA BOMBA PUEDE SER CEBADA, AUTOMATICA O MANUALMENTE.

NORMALMENTE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO TIPO ROTATORIO O RECIPROCANTE SON AUTOCEBANTES; SI EN SU CONSTRUCCION SE TIENE UN BUEN SELLADO, PODRAN EXTRAER AIRE DEL LADO DE SUCCION SIN DIFICULTAD PUESTO QUE MANEJAN AIRE TAN BIEN COMO LIQUIDO.

CON LAS BOMBAS CENTRIFUGAS NO PASA LO MISMO; UNA BOMBA CENTRIFUGA BOMBEA AIRE A LA MISMA ALTURA, EN METROS, QUE LO QUE PUEDE HACER CON UN LIQUIDO; SIN EMBARGO, Y DEBIDO A QUE EL PASE DEL AIRE ES BAJO CUANDO ESTE ES BOMBEADO, LA PRESION DE SUCCION ES MUY PEQUEÑA, ESTO ES, EL VACIO QUE SE PRODUCE EN EL LADO DE SUCCION, EN METROS DE AGUA, ES MUY BAJO. SUPONGASE QUE UNA BOMBA CENTRIFUGA, AL OPERAR A SU VELOCIDAD NORMAL DESARROLLA UNA CARGA DE 60 METROS MANEJANDO AGUA, LA MISMA DESARROLLARA UNA CARGA DE 60 METROS MANEJANDO AIRE. SIN EMBARGO, UNA CARGA DE 60 METROS DE AIRE EQUIVALENTE A UN VACIO DE CERCA DE 8 cms. DE AGUA, QUE ES INSUFICIENTE PARA PRODUCIR EL CEBADO DE LA BOMBA. LUEGO RESULTA NECESARIO CEBAR UNA BOMBA CENTRIFUGA ANTES DE SU OPERACION.

LAS BOMBAS DEL TIPO RECIPROCANTE O ROTATORIAS, SI ESTAN EN BUENAS CONDICIONES, PUEDEN DAR UNA ELEVACION DE SUCCION HASTA DE 8.30 METROS, PERO DEBEN CEBARSE CUANDO SE TIENEN LINEAS DE SUCCION LARGAS, ELEVACIONES ALTAS O CONDICIONES QUE REQUIEREN UNA PRESION DE SUCCION FUERA DE LA QUE PUEDA PROPORCIONAR LA BOMBA.

SE PRESENTAN DOS CASOS GENERALES EN EL PROBLEMA DE CEBADO DE UNA BOMBA: CUANDO SE TIENE UNA CARGA DE SUCCION POSITIVA, ES DECIR, EL NIVEL DEL LIQUIDO A BOMBEAR ARRIBA DEL EJE CENTRAL DE LA BOMBA Y CUANDO EL NIVEL SE ENCUENTRA ABAJO DE DICHO EJE.

EN EL PRIMER CASO, CUANDO LA BOMBA SE PONE POR PRIMERA VEZ EN SERVICIO, O DESPUES DE ESTE, LA TUBERIA DE LA BOMBA Y ESTA MISMA PUEDEN ESTAR LLENAS DE AIRE. A MENOS QUE LA PRESION DE SUCCION SEA LO SUFICIENTEMENTE ALTA PARA FORZAR AIRE DENTRO DE LA BOMBA, ESTA NO ESTARA

CEBADA. POR LO TANTO, ES NECESARIO PROVEER MEDIOS ADECUADOS, COMO VALVULAS DE PURGA, PARA EXPULSAR EL AIRE ATRAPADO EN EL SISTEMA.

SI EL NIVEL DE SUCCION SE ENCUENTRA ABAJO DEL EJE CENTRAL DE LA BOMBA (CASO MAS COMUN) EL AIRE DEBE SER SUSTITUIDO POR EL LIQUIDO A BOMBLEAR MEDIANTE UN SISTEMA DE CEBADO QUE PUEDE VARIAR SEGUN CONVENGA A LA INSTALACION.

SE HAN DESARROLLADO ALGUNOS SISTEMAS DE CEBADO CONTROLADO AUTOMATICAMENTE. UN EQUIPO PROVISTO DE UNO DE ESTOS APARATOS SE LLAMA "BOMBA AUTOMATICAMENTE CEBADA". LA MAYOR PARTE DE ESTOS EQUIPOS USAN UNA BOMBA DE VACIO, TIPO ROTATORIA, QUE PUEDE IR DIRECTAMENTE ACOPLADA A LA MISMA FLECHA DEL MOTOR DE LA BOMBA A CEBAR O ACOPLADA A UN MOTOR POR SEPARADO.

ESTA BOMBA ROTATORIA LLEVA SU SUCCION CONECTADA A LA SUCCION DE LA BOMBA QUE SE CEBARA Y SU DESCARGA AL CUERPO DE SUS IMPULSORES.

EN EL TIPO DE UNA BOMBA DE VACIO DIRECTAMENTE ACOPLADA, UNOS CONTROLES ABREN SU LINEA DE SUCCION A LA ATMOSFERA CUANDO LA BOMBA PRINCIPAL ESTA OPERANDO, PARA QUE LA BOMBA DE VACIO OPERE DESCARGADA. SI EL TIPO DE LA BOMBA DE VACIO ES DE OPERACION POR SEPARADO, LOS CONTROLES LA PARAN CUANDO LA BOMBA PRINCIPAL HA SIDO CEBADA.

EXISTEN VARIOS SISTEMAS DE CEBADO AUXILIAR, ALGUNOS DE LOS CUALES SE MUESTRAN EN LA FIGURA 2.4.

1) UNA SUCCION SUMERGIDA DE COMPUERTA DE SUCCION PERMITE QUE EL LIQUIDO DE ENTRADA EMPUJE EL AIRE FUERA DE LA CARCASA (FIGURA 2.4A).

2) EL PASO LATERAL QUE PUENTEA LA VALVULA CHECADORA DE DESCARGA, USA EL MISMO LIQUIDO DE LA LINEA DE DESCARGA PARA CEBAR LA BOMBA (FIGURA 2.4B).

3) AQUI SE MUESTRA EL USO DE LA VALVULA DE PIE. ESTA CIERRA CUANDO SE DEJA DE BOMBLEAR E IMPIDE QUE SE DESCARGUE LA SUCCION. SE PUEDE USAR UNA FUENTE DE LIQUIDO AUXILIAR (FIGURA 2.4C).

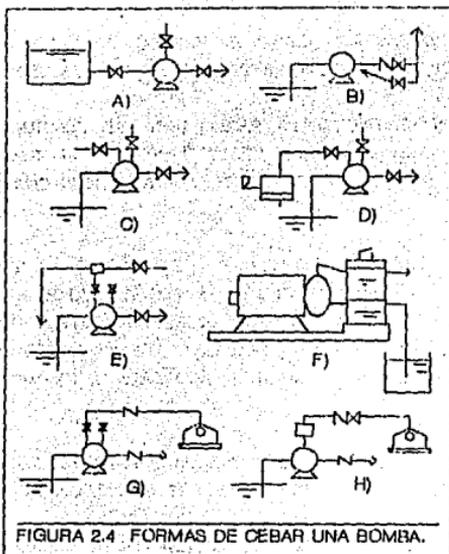


FIGURA 2.4. FORMAS DE CEBAR UNA BOMBA.

4) UNA BOMBA SEPARADA EXTRAER EL AIRE DE LA CARCASA DE LA BOMBA PRINCIPAL PARA PROPORCIONAR UNA ACCION DE CEBADO (FIGURA 2.4D).

5) UN EYECTOR SE ENCARGA DE EXTRAER EL AIRE DE LA CARCASA PARA CEBAR LA BOMBA PRINCIPAL (FIGURA 2.4E).

6) UN TANQUE DE CEBADO QUE CONTENGA UNA CANTIDAD SUFICIENTE DE LIQUIDO PARA ESTABLECER EL FLUJO A TRAVES DE LA BOMBA AL ARRANCAR (FIGURA 2.4F).

7) Y 8) SE USAN BOMBAS DE VACIO PARA CEBAR LA BOMBA. SE PUEDEN CONTROLAR EN FORMA MANUAL O AUTOMATICA (FIGURA 2.4 G,H).

EL MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE CEBADO SE REDUCE A LA INSPECCION PERIODICA DE SUS PARTES, PROCURANDO QUE NO SE TENGAN FUGAS

ENTRE UNIONES. LA OPERACION DE LA VALVULA DE PURGA INDICARA CUANDO UN SISTEMA DE CEBADO NO ESTA CUMPLIENDO CON SU COMETIDO. ESTA VALVULA DEBE ABRIRSE ANTES DE PONER EN SERVICIO LA BOMBA PRINCIPAL; CUANDO SE EXPULSE EL LIQUIDO POR ELA, SERA INDICIO DE QUE LA BOMBA ESTA CEBADA.

EN ALGUNOS CASOS DE CEBADO AUTOMATICO LA BOMBA PRINCIPAL DEBE MARCHAR "EN SECO" PUESTO QUE ELLA MISMA COLABORA EN SU CEBADO, PERO DEBE PROCURARSE QUE NO SE EXCEDA EL TIEMPO DE MARCHA EN SECO POR MAS DE DOS MINUTOS A MENOS QUE EL FABRICANTE DE ESPECIFICACIONES ESPECIALES.

2.8 GOLPE DE ARIETE.

SI ANTES DE DETENER LA BOMBA, CERRAMOS LENTAMENTE LA VALVULA DE REGULACION; LA VELOCIDAD DEL LIQUIDO DISMINUYE PROGRESIVAMENTE HASTA LLEGAR A CERO EN EL MOMENTO EN QUE AGOTAMOS EL VALOR MAXIMO DE H, EN FUNCION DE LA PERDIDA DE CARGA ARTIFICIAL, CREADA POR LA COMPUERTA DE LA VALVULA, QUE LLEGA A ADQUIRIR UN ALTO VALOR. EN ESTE CASO NO SE PRODUCE EL GOLPE DE ARIETE.

PERO SI COMO ES HABITUAL, EN LUGAR DE HACERLO ASI, PARAMOS LA BOMBA CON TODA LA VALVULA ABIERTA, EL AGUA SEGUIRA SUBIENDO POR LA TUBERIA (EN VIRTUD DEL MOVIMIENTO UNIFORME RETARDADO) CON LA VELOCIDAD DECRECIENTE, HASTA PARARSE POR COMPLETO, DESDE CUYO INSTANTE INICIARA SU CAIDA HASTA EL PUNTO DE ORIGEN, DONDE LLEGARA CON LA MISMA VELOCIDAD QUE TENIA EN EL MOMENTO DE PARARSE LA BOMBA.

EL FENOMENO DE GOLPE DE ARIETE QUE SE PRESENTA AL ABRIR O CERRAR UNA VALVULA, ES SEMEJANTE AL QUE SE TIENE POR EL PARO O ARRANQUE DE LAS BOMBAS, YA SEA EN CONDICIONES DE OPERACION NORMALES O POR UNA INTERRUPCION DE LA ENERGIA ELECTRICA, CUANDO ESTA SE UTILIZA EN LOS MOTORES QUE ACCIONAN LAS BOMBAS.

ASI PUES, PARA EL CALCULO DE LA SOBREPRESION POR EL GOLPE DE ARIETE SE ADOPTADO LA FORMULA DE LORENZO DE ALLIEVI QUE SE ESCRIBE A CONTINUACION. CON ESTA FORMULA SE OBTIENE EL VALOR MAXIMO QUE PUEDE ADQUIRIR ESTA SOBREPRESION YA QUE FUE DEDUCIDA CONSIDERANDO LAS

CONDICIONES MAS CRITICAS PARA EL CIERRE DE UNA VALVULA, ESTO ES, ACEPTANDO QUE LA MAXIMA SOBREPRESION SE VERIFICA EN EL INSTANTE DE LA PRIMERA FASE DEL FENOMENO Y QUE EL TIEMPO DE CIERRE ES $T=(2L)/a$.

LA FORMULA ES:

$$H_i = \frac{145 V}{\sqrt{1 + \frac{Ea D}{Et e}}}$$

DONDE: H_i ----> SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE, EN m.
 v ----> VELOCIDAD DEL AGUA EN LA TUBERIA, EN m/s.
 Ea ----> MODULO DE ELASTICIDAD DEL AGUA, EN kg/cm².
 Et ----> MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DE LA TUBERIA, EN kg/cm².
 D ----> DIAMETRO INTERIOR DE LA TUBERIA, EN cm.
 e ----> ESPESOR DE LA TUBERIA, EN cm.
 L ----> LONGITUD DE LA TUBERIA, EN m.
 a ----> CELERIDAD DE LA ONDA DE PRESION, EN m/s.

EN SEGUIDA SE DAN ALGUNOS MODULOS DE ELASTICIDAD PARA ALGUNOS MATERIALES:

MATERIAL.	MODULO DE ELASTICIDAD (Kg/cm ²).
ACERO.	2,100,000
HIERRO FUNDIDO.	930,000
CONCRETO SIMPLE.	125,000
ASBESTO-CEMENTO.	210,000
AGUA.	20,700

2.9 CAVITACION.

CUANDO LA BOMBA OPERA CON UNA ELEVACION EXCESIVA, SE DESARROLLA UNA PRESION DE SUCCION BAJA EN LAS ENTRADAS DE LA BOMBA, LA PRESION DISMINUYE HASTA QUE PUEDE CREARSE UN VACIO Y EL LIQUIDO SE CONVIERTE EN VAPOR SI LA PRESION DEL TUBO ES MAS BAJA QUE LA PRESION DEL VAPOR DEL LIQUIDO. PRESENTANDOSE UNA FORMACION DE BOLSAS DE VAPOR QUE DESAPARECEN SUBITAMENTE AL ENTRAR EN OTRA ZONA DONDE LA PRESION TIENE UN VALOR TAL, QUE SE CONDENSAN, ES DECIR, SE TORNAN A LIQUIDO SUAVEMENTE. A ESTE FENOMENO DE FORMACION Y DESAPARICION RAPIDA DE CAVIDADES LLENAS DE VAPOR DEL LIQUIDO QUE FLUYE PORQUE PASA DE UNA BAJA A ALTA PRESION, SE LE LLAMA CAVITACION.

ESTE FENOMENO SE PUEDE PRESENTAR EN LAS TURBINAS, BOMBAS, VALVULAS, EN LOS CAMBIOS BRUSCOS DE LA SECCION DE TUBERIA, ETC., ASI COMO EN LAS PARTES ESTACIONARIAS DE LAS ESTRUCTURAS HIDRAULICAS QUE ESTAN PROPENSAS A BAJA PRESION Y ALTA VELOCIDAD DEL AGUA, POR EJEMPLO: EN LA ZONA INMEDIATA DE LA DESCARGA DE COMPUERTAS DESLIZANTES, EN TOMAS PARA PRESAS; EN LA PARTE INFERIOR DEL MANTO DE AGUA EN UN DEFLECTOR, ETC..

CUANDO LAS BOLSAS DE VAPOR SE ORIGINAN EN LA SUCCION O ENTRADA DEL IMPULSOR DE UNA BOMBA, LAS BURBUJAS SON ARRASTRADAS AL INTERIOR DE LOS ALABES, SUFRIENDO ASI UN CAMBIO DE BAJA A ALTA PRESION Y POR LO TANTO, SE CONDENSAN SUBITAMENTE, ORIGINANDO AL MISMO TIEMPO UNA IMPLOSION. EL PROCESO EN SI Y SU REPETICION CONSTANTE CAUSA UN CHOQUE DE FUERTE PRESION EN LAS SUPERFICIES METALICAS DE TAL SUERTE QUE PUEDAN LLEGAR A PROVOCAR FATIGAS DE RUPTURA DEL MATERIAL Y CONSECUENTEMENTE LA PICADURA Y EROSION DEL MISMO, ESTO AMEN DE MENOR RENDIMIENTO, RUIDO Y VIBRACIONES PERJUDICIALES.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, LO PRIMERO QUE SE NOS OCURRE PENSAR PARA EVITAR LA CAVITACION EN BOMBAS, ES NO DAR LUGAR A LA VAPORIZACION DEL AGUA, EN OTRAS PALABRAS, MANTENER SIEMPRE EN LA SUCCION UNA PRESION ARRIBA DE LA DEL VAPOR DE AGUA Y CONCRETAMENTE CONTAR CON UN NPSH SUFICIENTE. ADEMAS DE CUIDAR ESTE CONCEPTO, ALGUNOS FABRICANTES RECOMIENDAN OTRAS MEDIDAS PRACTICAS COMO LAS SIGUIENTES:

A. EN BOMBAS HORIZONTALES:

1. CARGAS MUCHO MENORES QUE LA CORRESPONDIENTE A LA MAXIMA EFICIENCIA.
2. CAPACIDAD MUCHO MAYOR QUE LA QUE SE TIENE CON LA MAXIMA EFICIENCIA.
3. ELEVACION DE SUCCION MAYOR O NPSH MENOR QUE LA RECOMENDADA POR EL FABRICANTE.
4. TEMPERATURAS DEL LIQUIDO MAYORES QUE LAS CONSIDERADAS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA.
5. VELOCIDADES SUPERIORES QUE LAS RECOMENDADAS POR EL FABRICANTE.

B. EN BOMBAS VERTICALES:

1. CARGAS MAYORES QUE LAS CORRESPONDIENTES A LA MAXIMA EFICIENCIA.
2. CAPACIDAD MUCHO MENOR QUE LA CORRESPONDIENTE A LA MAXIMA EFICIENCIA.
3. ELEVACION DE SUCCION MAYOR O NPSH MENOR QUE LA RECOMENDADA POR EL FABRICANTE.
4. TEMPERATURAS DEL LIQUIDO MAYORES QUE LAS CONSIDERADAS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA.
5. VELOCIDADES SUPERIORES QUE LAS RECOMENDADAS POR EL FABRICANTE.

LAS DIFICULTADES MAS COMUNES DERIVADAS DE LA CAVITACION SON: PICADURAS, VIBRACION Y RUIDO. AUN CUANDO LA CAVITACION SEVERA VIENE GENERALMENTE ACOMPAÑADA POR RUIDO EXCESIVO Y DAÑOS A LA BOMBA, UNA CAVITACION MODERADA PUEDE NO PRODUCIR MAS QUE UNA PEQUEÑA REDUCCION EN LA EFICIENCIA DE LA BOMBA Y DESGASTE MODERADO DE LAS PARTES, DE LA BOMBA.

III. BOMBAS CENTRIFUGAS.

3.1 DEFINICION Y CLASIFICACION DE LAS BOMBAS.

UNA BOMBA ES UN TRANSFORMADOR DE ENERGIA. RECIBE ENERGIA MECANICA, QUE PUEDE PROCEDER DE UN MOTOR ELECTRICO, TERMICO, ETC., Y LA CONVIERTE EN ENERGIA QUE UN FLUIDO ADQUIERE EN FORMA DE PRESION, DE POSICION O DE VELOCIDAD.

ASI, TENDREMOS BOMBAS QUE SE UTILIZAN PARA CAMBIAR LA POSICION DE UN CIERTO LIQUIDO. UN EJEMPLO LO CONSTITUYE UNA BOMBA DE POZO PROFUNDO QUE ADICIONA ENERGIÀ PARA QUE EL AGUA DEL SUBSUELO SALGA A LA SUPERFICIE.

UN EJEMPLO DE BOMBAS QUE ADICIONAN ENERGIA DE PRESION SERIA UNA BOMBA DE UN OLEODUCTO, EN DONDE LAS COTAS DE ALTURA, ASI COMO LOS DIAMETROS DE TUBERIA Y CONSECUENTEMENTE LAS VELOCIDADES FUESEN IGUALES, EN TANTO QUE LA PRESION ES INCREMENTADA PARA PODER VENCER LAS PERDIDAS DE FRICCION QUE SE TUVIESEN EN LA CONDUCCION.

LAS BOMBAS SE EMPLEAN PARA BOMBLEAR TODA CLASE DE LIQUIDOS (AGUA, ACEITES DE LUBRICACION, COMBUSTIBLES, ACIDOS, LIQUIDOS ALIMENTICIOS: CERVEZA, LECHE, ETC.; ESTAS ULTIMAS CONSTITUYEN EL GRUPO IMPORTANTE DE LAS BOMBAS SANITARIAS). TAMBIEN SE EMPLEAN LAS BOMBAS PARA BOMBLEAR LIQUIDOS ESPESOS CON SOLIDOS EN SUSPENSION, COMO PASTAS DE PAPEL, MELAZAS, FANGOS, DESPERDICIOS, ETC.

LAS BOMBAS SE CLASIFICAN EN:

1. BOMBAS ROTODINAMICAS.
2. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

BOMBAS ROTODINAMICAS. A ESTE GRUPO PERTENECEN TODAS Y SOLO LAS BOMBAS QUE SON TURBOMAQUINAS.

- ESTAS SON SIEMPRE ROTATIVAS. SU FUNCIONAMIENTO SE BASA EN LA ECUACION DE EULER; Y SU ORGANO TRANSMISOR DE ENERGIA SE LLAMA RODETE.

- SE LLAMAN ROTODINAMICAS PORQUE SU MOVIMIENTO ES ROTATIVO Y EL RODETE COMUNICA ENERGIA AL FLUIDO EN FORMA DE ENERGIA CINETICA.

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO. A ESTE GRUPO PERTENECEN NO SOLO LAS BOMBAS ALTERNATIVAS SINO LAS ROTATIVAS LLAMADAS ROTOESTATICAS PORQUE SON ROTATIVAS, PERO EN ELLAS EL RODETE COMUNICA ENERGIA AL FLUIDO EN FORMA DE PRESION. SU FUNCIONAMIENTO SE BASA EN EL PRINCIPIO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

3.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

LAS BOMBAS CENTRIFUGAS SE CLASIFICAN ATENDIENDO A DETERMINADAS CARACTERISTICAS DE DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO, COMO POR EJEMPLO:

- SEGUN LA DIRECCION DEL FLUJO:

1. FLUJO RADIAL.
2. FLUJO AXIAL.
3. FLUJO MIXTO (RADIAL Y AXIAL).

- SEGUN LA POSICION DEL EJE:

1. BOMBAS DE EJE HORIZONTAL.
2. BOMBAS DE EJE VERTICAL.
3. BOMBAS DE EJE INCLINADO.

- SEGUN LA PRESION ENGENDRADA:

1. BOMBAS DE BAJA PRESION.
2. BOMBAS DE MEDIA PRESION.
3. BOMBAS DE ALTA PRESION.

- SEGUN LA ENTRADA DEL FLUJO EN LA BOMBA:

1. BOMBAS DE SIMPLE ASPIRACION.
2. BOMBAS DE DOBLE ASPIRACION.

- SEGUN EL NUMERO DE RODETES:

1. BOMBA DE UN ESCALONAMIENTO.
2. BOMBA DE VARIOS ESCALONAMIENTOS.

- SEGUN EL TIPO DE IMPULSOR.

1. IMPULSOR ABIERTO.
2. IMPULSOR SEMIABIERTO.
3. IMPULSOR CERRADO.

3.3 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

LAS PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DEPENDEN DE SU CONSTRUCCION Y TIPO. POR ESTA RAZON EXISTE UNA CANTIDAD INNUMERABLE DE PIEZAS, DE LAS CUALES SOLO SE MENCIONAN LAS PARTES MAS USUALES.

CARCAZA. LA FUNCION DE LA CARCAZA EN UNA BOMBA CENTRIFUGA ES CONVERTIR LA ENERGIA DE VELOCIDAD IMPARTIDA AL LIQUIDO POR EL IMPULSOR EN ENERGIA DE PRESION. ESTO SE LLEVA A CABO MEDIANTE LA REDUCCION DE LA VELOCIDAD POR UN AUMENTO GRADUAL DEL AREA. EXISTEN DIVERSOS TIPOS DE CARCAZA ENTRE LOS CUALES CABE MENCIONAR LOS SIGUIENTES:

- SEGUN LA MANERA DE EFECTUAR LA CONVERSION DE ENERGIA:

1. VOLUTA.
2. DIFUSOR.

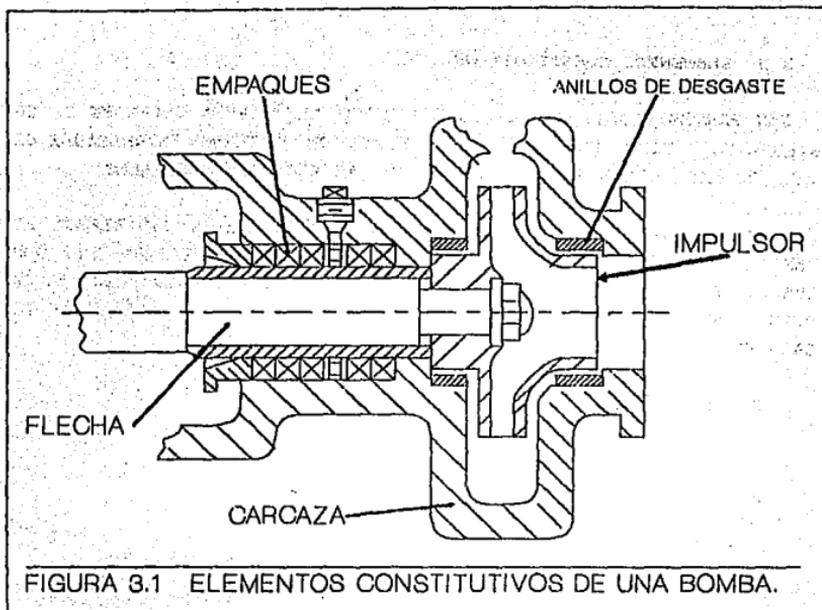
- SEGUN SU CONSTRUCCION:

1. DE UNA PIEZA.
2. PARTIDA:
 - A) POR UN PLANO HORIZONTAL.
 - B) POR UN PLANO VERTICAL.
 - C) POR UN PLANO INCLINADO.

LA CARCAZA TIPO VOLUTA. ES LLAMADA ASI POR SU FORMA DE ESPIRAL. SU AREA ES INCREMENTADA A LO LARGO DE LOS 360° QUE RODEAN AL IMPULSOR HASTA LLEGAR A LA GARGANTA DE LA CARCAZA DONDE CONECTA CON LA DESCARGA.

DEBIDO A QUE LA VOLUTA NO ES SIMETRICA, EXISTE UN DESBALANCEO DE PRESIONES, LO CUAL ORIGINA UNA FUERZA RADIAL MUY APRECIABLE SOBRE TODO SI LA BOMBA SE TRABAJA CON GASTOS ALEJADOS Y MENORES AL AGASTO DEL PUNTO DE MAXIMA EFICIENCIA.

LA MAGNITUD DE ESTE EMPUJE RADIAL ES UNA FUNCION DE LA CARGA, DIAMETRO DEL IMPULSOR, ANCHO DEL MISMO Y DISEÑO DE LA MISMA CARCAZA. CUANDO SE QUIERE ELIMINAR EL PROBLEMA DEL EMPUJE RADIAL QUE SE PRODUCE EN UNA BOMBA DE SIMPLE VOLUTA, SE USA BOMBA DE DOBLE VOLUTA EN EL CUAL CADA VOLUTA TOMA LA MITAD DEL GASTO Y CADA UNA DE ELLAS TIENE SU GARGANTA COLOCADA 180° DISTANTE. ESTA VARIANTE SE USA SOLO EN BOMBAS GRANDES.



LA CARCAZA TIPO DIFUSOR. CONSISTE EN UNA SERIE DE ASPAS FIJAS QUE ADEMÁS DE HACER EL CAMBIO DE ENERGÍA DE VELOCIDAD A PRESIÓN, GUIAN EL LÍQUIDO DE UN IMPULSOR A OTRO.

SU APLICACIÓN MÁS IMPORTANTE ES EN LAS BOMBAS DE POZO PROFUNDO QUE SON BOMBAS DE VARIOS PASOS CON IMPULSORES EN SERIE.

LAS CARCAZAS DE UNA SOLA PIEZA, POR SUPUESTO, DEBEN TENER UNA PARTE ABIERTA POR DONDE ENTRA EL LÍQUIDO.

SIN EMBARGO PARA PODER INTRODUCIR EL IMPULSOR, ES NECESARIO QUE LA CARCAZA ESTE PARTIDA Y PARA ELLO PUEDE SER ATRAVÉS DE UN PLANO VERTICAL, HORIZONTAL O INCLINADO.

LAS CARCAZAS QUE ESTAN PARTIDAS POR UN PLANO HORIZONTAL TIENEN LA GRAN VENTAJA DE QUE SE PUEDEN INSPECCIONAR LAS PARTES INTERNAS SIN TENER QUE QUITAR LAS TUBERIAS, Y SE DESIGNAN COMO BOMBAS DE CAJA PARTIDA. SE USAN PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA EN GRANDES CANTIDADES.

LAS BOMBAS CON CARCAZA INCLINADA SE USAN MUCHO EN AQUELLOS CASOS EN QUE SE MANEJAN PULPAS O PASTAS QUE CONTINUAMENTE ESTAN OBSTRUYENDO EL IMPULSOR Y CUYA REVISION ES CONTINUA, PERO SU USO ES PARA FABRICAS DE PAPEL O INGENIOS.

IMPULSOR. EL IMPULSOR ES EL CORAZON DE LA BOMBA CENTRIFUGA. RECIBE EL LIQUIDO Y LE IMPARTE UNA VELOCIDAD DE LA CUAL DEPENDE LA CARGA PRODUCIDA POR LA BOMBA.

LOS IMPULSORES SE CLASIFICAN SEGUN:

- TIPO DE SUCCION:

1. SIMPLE SUCCION.
2. DOBLE SUCCION.

- FORMA DE LAS ASPAS:

1. ASPAS CURVAS RADIALES.
2. ASPAS TIPO FRANCIS.
3. ASPAS PARA FLUJO MIXTO.
4. ASPAS TIPO PROPELA.

-DIRECCION DEL FLUJO:

1. RADIAL.
2. MIXTO.
3. AXIAL.

- CONSTRUCCION MECANICA:

1. ABIERTO.
2. SEMIABIERTO.
3. CERRADO.

- VELOCIDAD ESPECIFICA:

1. BAJA.
2. MEDIA.
3. ALTA.

EN UN IMPULSOR DE SIMPLE SUCCION EL LIQUIDO ENTRA POR UN SOLO EXTREMO, EN TANTO QUE EL DE DOBLE SUCCION PODRIA CONSIDERARSE COMO UNO FORMADO POR DOS DE SIMPLE SUCCION COLOCADOS ESPALDA CON ESPALDA.

EL DE DOBLE SUCCION TIENE ENTRADA POR AMBOS EXTREMOS Y UNA SALIDA COMUN.

EL IMPULSOR DE SIMPLE SUCCION ES MAS PRACTICO Y USADO, DEBIDO A RAZONES DE MANUFACTURA Y A QUE SIMPLIFICA CONSIDERABLEMENTE LA FORMA DE LA CARCAZA. SIN EMBARGO, PARA GRANDES GASTOS, ES PREFERIBLE USAR UN IMPULSOR DE DOBLE SUCCION, YA QUE PARA LA MISMA CARGA MANEJA EL DOBLE DE GASTO.

TIENE ADEMAS LA VENTAJA DE QUE DEBIDO A LA SUCCION POR LADOS OPUESTOS NO SE PRODUCE EMPUJE AXIAL, SIN EMBARGO, COMPLICA BASTANTE LA FORMA DE LA CARCAZA.

LOS IMPULSORES DE ASPAS DE SIMPLE CURVATURA SON DE FLUJO RADIAL Y ESTAN SOBRE UN PLANO PERPENDICULAR. GENERALMENTE SON IMPULSORES PARA GASTOS PEQUEÑOS Y CARGAS ALTAS, POR LO CUAL SON LOS IMPULSORES DE BAJA VELOCIDAD ESPECIFICA. MANEJANDO LIQUIDOS LIMPIOS SIN SOLIDOS EN SUSPENSION.

EN UN IMPULSOR TIPO FRANCIS, LAS ASPAS TIENE DOBLE CURVATURA. SON MAS ANCHAS Y EL FLUJO TIENDE A SER YA RADIAL, YA AXIAL. LA VELOCIDAD ESPECIFICA VA AUMENTANDO Y LA CURVA DE VARIACION DEL GASTO CON LA CARGA SE HACE MAS PLANA.

UNA DEGENERACION DE ESTE TIPO LO CONSTITUYE EL CLASICO IMPULSOR DE FLUJO MIXTO, ES DECIR, RADIAL-AXIAL, EN EL CUAL EMPIEZA YA A PREDOMINAR EL FLUJO MIXTO. SE PUEDEN MANEJAR LIQUIDOS CON SOLIDOS EN SUSPENSION.

POR ULTIMO TENEMOS LOS IMPULSORES TIPO PROPELA, DE FLUJO COMPLETAMENTE AXIAL PARA GASTOS ALTISIMOS Y CARGAS REDUCIDAS. QUE VIENEN A SER LOS DE MAXIMA VELOCIDAD ESPECIFICA. TIENEN POCAS ASPAS Y PUEDEN MANEJAR LIQUIDOS CON SOLIDOS EN SUSPENSION DE TAMAÑO RELATIVAMENTE GRANDE.

SON ESPECIALMENTE ADECUADOS PARA BOMBAS DE DRENAJE EN CIUDADES. OTRO TIPO DE ASPAS ES EL DE LOS IMPULSORES CENTRIFUGOS INATASCABLES.

POR SU CONSTRUCCION MECANICA SE VE QUE PUEDEN SER COMPLETAMENTE ABIERTOS, SEMIABIERTOS O CERRADOS.

UN IMPULSOR ABIERTO ES AQUEL EN EL CUAL LAS ASPAS ESTAN UNIDAS AL MAMELON CENTRAL SIN NINGUN PLATO EN LOS EXTREMOS. SI ESTOS IMPULSORES SON GRANDES EN DIAMETRO, RESULTAN MUY DEBILES, POR LO CUAL, AUN CUANDO EN REALIDAD SON SEMIABIERTOS, LO QUE SE CONOCE COMO IMPULSORES ABIERTOS, LLEVAN UN PLATO EN LA PARTE POSTERIOR QUE LES DA RESISTENCIA.

ESTOS IMPULSORES ABIERTOS TIENEN LA VENTAJA DE QUE PUEDEN MANEJAR LIQUIDOS LIGERAMENTE SUCIOS YA QUE LA INSPECCION VISUAL ES MUCHO MAS SIMPLE Y POSIBLE. TIENEN LA DESVENTAJA DE TENER QUE TRABAJAR CON CLAROS MUY REDUCIDOS.

LOS IMPULSORES CERRADOS PUEDEN TRABAJAR CON CLAROS MAYORES ENTRE ELLOS Y LA CARCAZA, YA QUE EN REALIDAD EL LIQUIDO VA CANALIZADO ENTRE LAS TAPAS INTEGRALES CON LAS ASPAS QUE CUBREN AMBOS LADOS DEL IMPULSOR.

POR ESTA RAZON NO SE PRESENTAN FUGAS NI RECIRCULACION. SON LOS IMPULSORES MAS USADOS EN APLICACIONES GENERALES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS DE SIMPLE Y DOBLE SUCCION ASI COMO EN LAS BOMBAS DE VARIOS PASOS.

ANILLOS DE DESGASTE. LA FUNCION DEL ANILLO DE DESGASTE ES EL TENER UN ELEMENTO FACIL Y BARATO DE REMOVER EN AQUELLAS PARTES EN DONDE, DEBIDO A LAS CERRADAS HOLGURAS QUE SE PRODUCEN ENTRE EL IMPULSOR QUE GIRA Y LA CARCAZA FIJA, LA PRESENCIA DEL DESGASTE ES CASI SEGURA. EN ESTA FORMA, EN LUGAR DE TENER QUE CAMBIAR TODO EL IMPULSOR O TODA LA CARCAZA SOLAMENTE SE QUITAN LOS ANILLOS, LOS CUALES PUEDEN ESTAR MONTADOS A PRESION EN LA CARCAZA O EN EL IMPULSOR, O EN AMBOS.

EXISTEN DIVERSOS TIPOS DE ANILLOS Y DEBERA ESCOGERSE EL MAS ADECUADO PARA CADA CONDICION DE TRABAJO Y DE LIQUIDO MANEJADO. ESTOS INCLUYEN: a) ANILLOS PLANOS; b) ANILLOS EN FORMA DE L, Y c) ANILLOS DE LABERINTO.

DEBERA CUIDARSE EL CLARO QUE EXISTE ENTRE LOS ANILLOS, PUESTO QUE SI ES EXCESIVO RESULTARA EN UNA RECIRCULACION CONSIDERABLE, Y SI ES REDUCIDO, ESTOS PUEDEN PEGARSE, SOBRE TODOS SI LOS MATERIALES TIENEN TENDENCIA A ADHERIRSE ENTRE SI, COMO EL CASO DE LOS ACEROS INOXIDABLES.

GENERALMENTE EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS ESTANDART SE USA BRONCE Y EN EL CASO DE ACEROS INOXIDABLES ESTOS DEBERAN TENER UNA DIFERENCIA MINIMA DE DUREZA SE 50 BRINELL.

FLECHAS. LA FLECHA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA ES EL EJE DE TODOS LOS ELEMENTOS QUE GIRAN EN ELLA, TRANSMITIENDO ADEMAS EL MOVIMIENTO QUE LE IMPARTE LA FLECHA DEL MOTOR.

EN EL CASO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL, LA FLECHA ES UNA SOLA PIEZA O LO LARGO DE TODA LA BOMBA. EN EL CASO DE BOMBAS DE POZO PROFUNDO, EXISTE UNA FLECHA DE IMPULSORES Y DESPUES UNA SERIE DE FLECHAS DE TRANSMISION UNIDAS POR UN COPLE, QUE COMPLETAN LA LONGITUD NECESARIA DESDE EL CUERPO DE TAZONES HASTA EL CABEZAL DE DESCARGA.

LAS FLECHAS GENERALMENTE SON DE ACERO, MODIFICANDOSE UNICAMENTE EL CONTENIDO DE CARBONO, SEGUN LA RESISTENCIA QUE SE NECESITE. EN EL CASO DE BOMBAS DE POZO PROFUNDO, LAS FLECHAS DE IMPULSORES SON DE ACERO INOXIDABLE CON 13% DE CROMO, EN TANTO QUE LAS FLECHAS DE TRANSMISION SON DE ACERO CON 0.38 A 0.45 DE CARBONO ROLADO EN FRIO Y RECTIFICADO.

LA DETERMINACION DEL DIAMETRO DE LAS FLECHAS EN CENTRIFUGAS HORIZONTALES SE HACE TOMANDO EN CUENTA LA POTENCIA MAXIMA QUE VA A TRANSMITIR LA BOMBA, EL PESO DE LOS ELEMENTOS GIRATORIOS Y EL EMPUJE RADIAL QUE SE PRODUCE EN LAS BOMBAS DE VOLUTA, COMO SE HA VISTO ANTERIORMENTE, LLEGA A SER UNA FUERZA DE MAGNITUD APRECIABLE.

PUESTO QUE LA VELOCIDAD CRITICA DE UNA FLECHA ESTA RELACIONADA CON SU DIAMETRO, DEBERAN CALCULARSE DICHAS VELOCIDADES CRITICAS PARA QUE CON EL DIAMETRO SELECCIONADO, LA FLECHA TRABAJE EN ZONAS ALEJADAS DE LA CRITICA.

COMO ES SABIDO, EN LA ZONA DE VELOCIDAD CRITICA EXISTEN MUCHAS VIBRACIONES Y CUALQUIER DESVIACION DE LA FLECHA LAS INCREMENTA.

LAS BOMBAS DE POZO PROFUNDO DEBERAN TENER CHUMACERAS GUIA EN DIFERENTES PUNTOS EQUIDISTANTES, PARA REDUCIR LA LONGITUD ENTRE APOYOS Y LAS CONSECUENTES VIBRACIONES.

LAS FLECHAS TANTO PARA BOMBAS HORIZONTALES COMO VERTICALES DEBERAN SER RECTIFICADAS Y PULIDAS.

EN LAS HORIZONTALES LAS PARTES QUE DEBEN SER MEJOR MAQUINADAS SON LAS ZONAS DE LOS BALEROS, DE LA CAMISA DE FLECHA, DEL COPLÉ Y DEL IMPULSOR, PIEZAS QUE VAN ASEGURADAS EN DISTINTAS FORMAS YA SEA CON CUÑAS, TUERCAS, ETC.

CAMISA DE FLECHA. DEBIDO A QUE LA FLECHA ES UNA PIEZA BASTANTE CARA Y EN LA SECCION DEL EMPAQUE O DE LOS APOYOS HAY DESGASTE, SE NECESITA PONER UNA CAMISA DE FLECHA QUE TIENE POR OBJETO PROTEGER LA FLECHA Y SER UNA PIEZA DE CAMBIO, SOBRE LA CUAL TRABAJAN LOS EMPAQUES.

LAS CAMISAS SON GENERALMENTE DE LATON O DE ACERO INOXIDABLE Y EXISTEN DIVERSAS FORMAS CONSTRUCTIVAS DE ELLAS, DEPENDIENDO DEL TAMAÑO DE LA FLECHA Y DE LA NATURALEZA DEL LIQUIDO MANEJADO. LA CAMISA SE ENCUENTRA ENTRE EL IMPULSOR Y UNA TUERCA QUE LA APRIETA. EN BOMBAS PEQUEÑAS BASTA CON UNA SIMPLE CUÑA.

ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS. LA FUNCION DE ESTOS ES EVITAR EL FLUJO HACIA AFUERA, DEL LIQUIDO BOMBEADO A TRAVES DEL ORIFICIO POR DONDE PASA LA FLECHA DE LA BOMBA, Y EL FLUJO DE AIRE HACIA EL INTERIOR DE LA BOMBA.

EL ESTOPERO ES UNA CAVIDAD CONCENTRICA CON LA FLECHA DONDE VAN COLOCADOS LOS EMPAQUES; DE ESTOS EXISTEN DIVERSOS TIPOS QUE SERAN CITADOS POSTERIORMENTE.

PRACTICAMENTE EN TODOS LOS ESTOPEROS SE TENDRA QUE EJERCER UNA CIERTA PRESION PARA CONTRARRESTAR O EQUILIBRAR LA QUE YA EXISTE EN EL CENTRO DE LA BOMBA.

POR ESTA RAZON, LOS EMPAQUES DEBEN COMPORTARSE PLASTICAMENTE PARA AJUSTARSE DEBIDAMENTE Y SER LO SUFICIENTEMENTE CONSISTENTES PARA RESISTIR LA PRESION A QUE SERAN SOMETIDOS DURANTE EL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA. DEBIDA A LA MISMA PRESION, SE ORIGINA EN LA FLECHA UNA FRICCIÓN BASTANTE CONSIDERABLE CON EL CONSABIDO AUMENTO DE TEMPERATURA, POR LO CUAL DEBERA PROCURARSE UN MEDIO DE LUBRICACION Y ENFRIAMIENTO.

ELLO SE LOGRARA MEDIANTE LA INTRODUCCION DE UNA PIEZA QUE NO SE DEFORMA LLAMADA JAULA DE SELLO, LA CUAL TIENE UNA FORMA ACANALADA Y A LA CUAL SE LE HACE LLEGAR DESDE LA MISMA CARCAZA, O DESDE UNA FUENTE EXTERNA UN LIQUIDO DE ENFRIAMIENTO.

LA PRESION DE LOS EMPAQUES SE EFECTUA POR MEDIO DEL PRENSAESTOPAS, UNA PIEZA METALICA QUE SE MUEVE POR MEDIO DE TORNILLOS.

LOS MATERIALES USADOS COMO EMPAQUES EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS PUEDEN SER DIVERSOS, PERO LOS MAS USADOS SON:

1. EMPAQUES DE ASBESTO. ESTO ES COMPARATIVAMENTE SUAVE Y CONSEJABLE PARA AGUA FRIA Y AGUA A TEMPERATURA NO MUY ELEVADA. ES EL MAS COMUN USADO EN FROMA DE ANILLOS CUADRADOS DE ASBESTO GRAFITADO.

2. PARA PRESIONES Y TEMPERATURAS MAS ALTAS PUEDEN USARSE ANILLOS DE EMPAQUE DE UNA MEZCLA DE FIBRAS DE ASBESTO Y PLOMO O BIEN PLASTICOS, CON EL MISMO PLOMO, COBRE O ALUMINIO. SIN EMBARGO ESTOS EMPAQUES SE USAN PARA OTROS LIQUIDOS DIFERENTES DEL AGUA EN PROCESOS INDUSTRIALES QUIMICOS O DE REFINACION.

3. PARA SUBSTANCIAS QUIMICAS SE UTILIZAN EMPAQUES DE FIBRAS SINTETICAS, COMO EL TEFLON, QUE DAN EXCELENTES RESULTADOS.

COMO SE HA DICHO TODOS ELLOS VAN INTRODUCIDOS COMO ANILLOS EN LA CAJA DE EMPAQUE, QUEDANDO EN MEDIO LA JAULA DE SELLO.

LAS BOMBAS DE POZO PROFUNDO LUBRICADAS POR AGUA LLEVAN TAMBIEN UNA CAJA DE EMPAQUES VERTICAL CONCENTRICA CON LA FLECHA, EN LA CUAL SE ALOJAN TAMBIEN LA JAULA DE SELLO Y LOS ANILLOS DE EMPAQUE GRAFITADO, EN UNA FORMA ENTERAMENTE ANALOGA A LAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES.

SELLOS MECANICOS. EN AQUELLOS CASOS EN QUE SE USA EL EMPAQUE CONVENCIONAL Y PRENSAESTOPAS DEBEN DEJARSE UN PEQUEÑO GOTEO, YA QUE DE OTRA MANERA EL CALOR Y FRICCIÓN GENERADO SOBRE LA FLECHA ES MUY GRANDE, DAÑANDOLA Y HACIENDO QUE EL MOTOR TOMA MAS POTENCIA. SIN EMBARGO HAY OCASIONES EN QUE SE DESEA QUE NO SE PRODUZCA NINGUNA FUGA, O BIEN EL LIQUIDO ATACA A LOS EMPAQUES HACIENDO QUE SU CAMBIO SEA FRECUENTE. EN ESTOS CASOS SE USA UN SELLO MECANICO QUE CONSISTE EN DOS SUPERFICIES PERFECTAMENTE BIEN PULIDAS QUE SE ENCUENTRAN EN CONTACTO UNA CON OTRA. UNA DE ELLAS ES ESTACIONARIA Y SE ENCUENTRA UNIDA A LA CARCAZA, MIENTRAS QUE LA OTRA GIRA CON LA FLECHA.

LOS MATERIALES DE AMBAS SUPERFICIES EN FORMA DE ANILLOS SON DIFERENTES (GENERALMENTE UNA ES DE CARBON O TEFLON Y LA OTRA DE ACERO INOXIDABLE). EL APRIETE DE UNA SUPERFICIE CONTRA OTRA SE REGULA POR MEDIO DE UN RESORTE. EN LOS DEMAS PUNTOS POR DONDE PODRIA EXISTIR UNA FUGA SE PONEN ANILLOS Y JUNTAS DE MATERIAL ADECUADO, CON LO CUAL SE LOGRA QUE EL FLUJO QUE SE ESCAPA SEA REDUCIDO PRACTICAMENTE A NADA.

EXISTE UNA GRAN CANTIDAD DE DISEÑOS DIFERENTES FABRICADOS Y DOS TIPOS BASICOS, EL SELLO INTERIOR O SEA DENTRO DE LA CAJA DE EMPAQUES, Y EL SELLO EXTERNO.

BASES. ENTRE LOS ELEMENTOS DE SOPORTE EN UNA UNIDAD EXISTEN:

- A) SOPORTE DE BALEROS.
- B) SOPORTE DE TODA LA BOMBA.
- C) SOPORTE DEL GRUPO MOTOR-BOMBA.

LOS SOPORTES DE BALEROS SON LOS ALOJAMIENTOS DONDE LOS BALEROS ENTRAN CON UN AJUSTE ESPECIAL QUEDANDO EN UNA POSICION DEFINIDA, PERFECTAMENTE CONCENTRICA CON EL EJE DE LA FLECHA. ADEMAS DE ALOJAR LOS BALEROS, TIENEN LA FUNCION DE CONTENER EL LUBRICANTE NECESARIO PARA LA OPERACION CORRECTA DE LOS MISMOS. CON BALEROS AXIALES EL ALOJAMIENTO TIENE TAMBIEN LA FUNCION DE LOCALIZAR EL BALERO EN SU POSICION AXIAL ADECUADA. EL ALOJAMIENTO DE BALEROS PUEDE SER UNA PIEZA INTEGRAL CON EL SOPORTE DEL EXTREMO LIQUIDO O BIEN UNA PIEZA COMPLETAMENTE SEPARADA.

EN EL PRIMER CASO, EL MAQUINADO ASEGURA UN ALINEAMIENTO CORRECTO DE TODAS LAS PARTES, EVITANDO ROCES DE LAS PARTES GIRATORIAS. EN EL CASO EN QUE LOS ALOJAMIENTOS SEAN PARTES SEPARADAS, ES NECESARIO AJUSTARLAS POR MEDIO DE TOKNILLOS PARA CENTRARLAS EXACTAMENTE.

EN TODOS LOS CASOS, LA CARGA RADIAL ES TRANSMITIDA POR EL SOPORTE HACIA LA BASE DE LA BOMBA, QUE SOSTIENE EL PESO DE TODA ELLA.

BASES PARA GRUPO MOTOR BOMBA. POR VARIAS RAZONES SIEMPRE ES ACONSEJABLE QUE LA BOMBA Y EL MOTOR ESTEN MONTADOS EN UNA BASE COMUN, DONDE AL MISMO TIEMPO SE PUEDEN MONTAR Y DESMONTAR FACILMENTE.

LA BOMBA Y EL MOTOR DEBEN ESTAR PERFECTAMENTE ALINEADOS Y UNIDOS POR MEDIO DE UN COPLE RIGIDO O FLEXIBLE, TODO ELLO MONTADO SOBRE UNA BASE METALICA, LA CUAL DESCANSARA SOBRE LA CIMENTACION FIJADA POR MEDIO DE PERNOS DE ANCLAJE.

POR SÚPUESTO, CONFORME LAS UNIDADES SEAN MAS GRANDES, MAS EXACTA DEBERA SER LA CONSTRUCCION DE LAS BASES, QUE SON MAQUINADAS DONDE SENTARAN LAS PATAS DEL MOTOR Y DE LA BOMBA; LA MAYORIA DE LAS VECES, ESTAS TENDRAN UNA ALTURA DIFERENTE CON RESPECTO A LA LINEA DE CENTROS.

EN AQUELLAS BOMBAS DONDE SE MANEJAN LIQUIDOS A TEMPERATURAS ALTAS, EL SOPORTE DE LA BOMBA SOBRE LA BASE DEBERA HACERSE EN LA PARTE MEDIA, CON OBJETO DE EVITAR QUE LA EXPANSION DE LAS PIEZAS PUDIESEN AFECTAR LA ALTURA Y DESALINEAR UNA UNIDAD QUE TUVIESE LAS PATAS DE LA BOMBA APOYADAS SOBRE LA BASE.

PARA HEGER LAS CIMENTACIONES, LOS FABRICANTES REMITEN DIDUJOS CERTIFICADOS DE LAS DIMENSIONES DE LA BOMBA, COPLE Y MOTOR; ASI COMO EL TAMAÑO DE LA BASE, ESPECIFICANDO EL TAMAÑO Y COLOCACION DE LOS AGUJEROS PARA LOS PERNOS DE ANCLAJE. SE INCLUYEN TAMBIEN DATOS SOBRE EL TAMAÑO Y COLOCACION DE LAS BRIDAS DE SUCCION Y DESCARGA.

LO ANTERIOR ES PARA UNIDADES QUE VAN A TENER COPLES Y QUE POR LO TANTO DEBEN ESTAR PERFECTAMENTE ALINEADOS. SIN EMBARGO, HAY MUCHAS INSTALACIONES DONDE SE TIENEN DIFICULTADES PARA MONTAR AMBAS UNIDADES EN

UNA MISMA BASE, POR LO QUE SE EMPLEAN TRANSMISIONES FLEXIBLES, TIPO CARDANICAS. ESTAS SE USAN MUCHO, POR EJEMPLO, PARA BOMBAS DE POZO PROFUNDO CON MOTOR DE COMBUSTION INTERNA Y CABEZAL DE ENGRANES.

PARA TERMINAR, SE MENCIONARA QUE EN LAS BOMBAS DE POZO PROFUNDO EL ELEMENTO QUE CARGA CON TODAS LAS PARTES FIJAS DE LA BOMBA, O SEA, TUBERIA Y TAZONES, ES EL CABEZAL DE DESCARGA, PIEZA SUMAMENTE ROBUSTA QUE, ADEMAS DE SER POR DONDE DESCARGA LA BOMBA, TIENE CONEXIONES POR ARRIBA PARA EL MOTOR O CABEZAL Y POR ABAJO PARA TODA LA TUBERIA DE COLUMNA. EL CABEZAL CARGARA Y TRANSMITIRA TODA ESA CARGA

EL PESO DE TODOS LOS ELEMENTOS GIRATORIOS TALES COMO FLECHA E IMPULSORES, ES SOPORTADA POR UN COJINETE AXIAL QUE SE ENCUENTRA EN EL MOTOR, QUE GENERALMENTE ES DE FLECHA HUECA.

3.4 INSTALACION DE UNA BOMBA.

PUESTO QUE MUCHOS DE LOS REQUISITOS QUE DEBEN LLENARSE PARA LA INSTALACION DE UNA BOMBA SON LOS MISMOS PARA TODOS LOS TIPOS, AQUI SE TRATARA TODO LO QUE ES COMUN A LAS BOMBAS RECIPROCANES, ROTATORIAS, CENTRIFUGAS Y DE PROPULSOR, MENCIONANDO CUALQUIER DIFERENCIA QUE SEA DEBIDA AL TIPO ESPECIAL DE LA BOMBA.

LOCALIZACION. COMO QUIERA QUE LAS BOMBAS REQUIEREN POCA ATENCION DE CONSERVACION, MUCHAS PERSONAS LAS INSTALAN EN LUGARES AISLADOS, PEQUEÑOS Y OSCUROS, RESULTANDO DE ESTO, QUE BAJO TALES CONDICIONES NO SERAN VUELTAS A VER SINO CUANDO ALGO SE DESCOMPONE, ACORTANDOSE ASI CONSIDERABLEMENTE LA VIDA EFECTIVA DE LAS BOMBAS. LAS BOMBAS DEBEN LOCALIZARSE DONDE EL ENCARGADO DE ELLAS PUEDAN FACILMENTE REVISAR LOS PREENSA-ESTOPAS Y LA LUBRICACION Y EN DONDE PUEDA ADEMAS CONSERVAR LA MAQUINA EN BUENAS CONDICIONES DE TRABAJO CON EL MENOR ESFUERZO POSIBLE.

LA UNICA LIMITACION QUE TIENE LA LOCALIZACION DE UNA BOMBA ES POR LO QUE RESPECTA A LA ALTURA DE SUCCION. NINGUNA BOMBA PUEDE ELEVAR AGUA POR LA TUBERIA DE SUCCION, TEORICAMENTE, A MAS DE 10.30 METROS AL NIVEL DEL MAR Y TRABAJANDO CON AGUA FRIA; VIENDOSE LIMITADA ESTA ALTURA POR

CONSIDERACIONES PRACTICAS A SOLO 6.70 METROS PARA LAS BOMBAS RECIPROCANTES Y PARA LAS ROTATORIAS Y A 4.60 METROS PARA LAS CENTRIFUGAS Y PARA LAS DE PROPULSOR; CON AGUA CALIENTE LA ALTURA DE SUCCION ES AUN MAS REDUCIDA. NO DEBE OLVIDARSE QUE LO QUE SE LLAMA ALTURA DE SUCCION NO ES LA ALTURA DE ELEVACION DE LA BOMBA SOBRE EL NIVEL DE LA SUPERFICIE LIBRE DEL AGUA EN EL POZO, PUESTO QUE A ESTA DIFERENCIA DE NIVEL, COMO ANTES SE HA DICHO, DEBE AGREGARSE LAS PERDIDAS POR FRICCION EN LA TUBERIA DE SUCCION, INCLUYENDO EN ESTA LAS PERDIDAS EN LA COLADERA Y EN LA VALVULA DE PIE, ASI COMO TAMBIEN LA CARGA DE VELOCIDAD.

CIMENTACION. CASI TODAS LAS UNIDADES DE BOMBEO, TIENEN SU PROPIA BASE; EN POCOS CASOS SE TIENEN BASES SEPARADAS, TAL COMO SUCEDE CUANDO SE EMPLEA UNA TRANSMISION PESADA POR BANDAS Y CUANDO SE USAN GRANDES MOTORES, EN CUYO CASO LA BASE DEL MOTOR DEBE DE SER CUIDADOSAMENTE INSTALADA Y ASEGURADA CON PERNOS Y UNA BUENA CIMENTACION. EN FORMA SEMEJANTE A CUALQUIER OTRA MAQUINA UNA CIMENTACION RESISTENTE Y A NIVEL DARA UNA MEJOR OPERACION Y SIN VIBRACIONES. PARA MUCHAS BOMBAS UNA BUENA BASE DE TABLON ES SUFICIENTE; PERO PARA BOMBAS GRANDES Y PESADAS ES INDISPENSABLE UNA CIMENTACION DE CONCRETO CON SUS PERNOS DE ANCLAJE.

INSTALACION. LA MAYORIA DE LAS BOMBAS VIENEN FORMANDO UNA UNIDAD TENIENDO TODAS SUS PARTES MONTADAS SOBRE UNA BASE PESADA, SIN QUE ESTA PUEDA SER LO SUFICIENTEMENTE RESISTENTE PARA MANTENER TODAS LAS PARTES DE LA MAQUINA EN FORMA DEBIDA, CUANDO SE LE COLOCA SOBRE UNA CIMENTACION DESIGUAL. CUANDO SE INSTALA UNA BOMBA NUEVA, ESTA DEBERA COLOCARSE SOBRE UNA CIMENTACION PREVIAMENTE PREPARADA, DEBIENDO NIVELARSE CUIDADOSAMENTE CON CALZAS Y CUÑAS. SOBRE EL CONCRETO DEBERA PONERSE, POR LO MENOS, UNOS DOS CENTIMETROS DE LECHADA DE CEMENTO DESPUES DE QUE LA BOMBA HA SIDO COLOCADA CORRECTAMENTE. CUANDO TODO ESTA NIVELADO DEBERA ASEGURARSE QUE LA BOMBA PUEDE GIRAR LIBREMENTE Y CUANDO SE TENGA UNA TURBINA O UN MOTOR DIRECTAMENTE ACOPLADO A LA BOMBA, DEBERAN QUITARSE PRIMERO LOS PERNOS DE ACOPLAMIENTO Y ASEGURARSE DE QUE EL MOTOR GIRA LIBREMENTE Y EN EL SENTIDO EN QUE DEBE TRABAJAR LA BOMBA. CUANDO SE TENGA UNA TURBINA DE VAPOR, DEBERA ESTAR SEGURO DE HACER EL ALINEAMIENTO CUANDO LA TURBINA ESTE CALIENTE, PUESTO QUE LA EXPANSION POR EL AUMENTO DE LA TEMPERATURA PUEDA DESALINEAR EL ACOPLAMIENTO. CUANDO TODO ESTE APARENTEMENTE

CORRECTO, ANTES DE ARRANCAR EL MOTOR DEBERA DARSE VUELTA A MANO A LA UNIDAD O BIEN MEDIANTE EL USO DE UNA BARRA.

NO DEBERA ARRANCARSE UNA CENTRIFUGA SI NO SE HA LLENADO PREVIAMENTE LA ARMADURA DE LA MISMA CON EL LIQUIDO POR BOMBLEAR, DEBIDO A QUE LOS COLLARINES SON OBTURADOS Y ENRIADOS MEDIANTE EL LIQUIDO DESCARGADO POR LA BOMBA Y ESTA PODRIA DAÑARSE SI SE LE HACE GIRAR EN SECO.

NO DEBERA CONECTARSE NINGUNA TUBERIA HASTA QUE LA MAQUINA ESTE DEBIDAMENTE INSTALADA. TODAS LAS TUBERIAS DEBERAN SOSTENERSE POR SI MISMAS Y NO TRASMITIR SU PESO NI TENSION ALGUNA SOBRE LA BOMBA CUANDO SEAN PUESTOS LOS PERNOS DE CONEXION. DEBERA PROBARSE EL ALINEAMIENTO DESPUES DE CONECTADA LA TUBERIA DEBIENDO OBSERVARSE CUIDADOSAMENTE LA MAQUINA CUANDO SEA PUESTA A ANDAR POR PRIMERA VEZ, ASEGURANDOSE DE QUE NO ESTE FORZADA NI SE CALIENTE DEMASIADO.

TUBERIA DE SUCCION. DEBE DARSE CUIDADOSA ATENCION A LA SELECCION Y LOCALIZACION DE LA TUBERIA DE SUCCION PARA EVITAR POSIBLES CONTRATIEMPOS EN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA. NUNCA DEBERA EMPLEARSE UNA TUBERIA DE DIAMETRO MENOR QUE EL DE CONEXION DE LA BOMBA Y LA TUBERIA DEBE SER TAN CORTA Y RECTA COMO SEA POSIBLE, DEBIENDO EVITAR LOS CODOS Y ACCESORIOS INNECESARIOS Y HACER QUE LA CONEXIONES RESULTEN PERFECTAMENTE IMPERMEABLES, PUES ES BIEN SABIDO QUE UNA PEQUEÑA ENTRADA DE AIRE EN LA TUBERIA DE SUCCION, PUEDE DETENER LA DESCARGA DEL LIQUIDO DEBIDO A QUE LA BOMBA DEJA DE ESTAR CEBADA; SIENDO ESTO MUCHO MAS IMPORTANTE CUANDO SE TRATA DE BOMBAS CENTRIFUGAS QUE CUANDO SE TRATA DE BOMBAS POSITIVAS.

DEBERA COLOCARSE SIEMPRE UNA COLADERA AL PRINCIPIO DE LA TUBERIA DE SUCCION, CUYAS ABERTURAS DEBEN SER TAN AMPLIAS COMO SEA POSIBLE PERO SIN SER TAN GRANDES QUE PERMITAN EL PASO DE MATERIAS EXTRAÑAS QUE PUEDAN ATORARSE EN EL CUERPO DE LA ROMBA O EN LAS TUBERIAS.

LOS FILTROS NUNCA DEBEN COLOCARSE EN LA TUBERIA DE SUCCION PUESTO QUE LAS PERDIDAS POR FRICCION MOTIVADAS CON ESTO SON MUY GRANDES; PERO SI SE HACE INDISPENSABLE EMPLEAR UNO, ESTE DEBE COLOCARSE EN LA TUBERIA DE DESCARGA.

UNA BUENA VALVULA DE PIE AL PRINCIPIO DE LA TUBERIA DE SUCCION CON LA CUAL LA COLADERA PUEDE LIGARSE, EVITARA TENER QUE CEBAR LA BOMBA CADA VEZ QUE ESTA SE ARRANQUE.

LA ADICION DE UNA CAMARA DE VACIO REGULARIZA, COMO YA SE SABE, EL ESCURRIMIENTO EN LA SUCCION Y ASEGURA UNA OPERACION MAS UNIFORME. UNA CAMARA DE VACIO DEBE SER EMPLEADA CUANDO EXISTE UNA TUBERIA DE SUCCION LARGA; UNA FUERTE ALTURA DE SUCCION, ASI TAMBIEN CUANDO EXISTE UNA CARGA DE SUCCION. EN ALGUNOS DISEÑOS DE BOMBA ESTAN CONSIDERADAS DOS CONEXIONES DE SUCCION; EN TALES CASOS LA CAMARA DE VACIO DEBERA MONTARSE SOBRE LA CONEXION OPUESTA A LA TUBERIA DE SUCCION; PERO CUANDO SOLO EXISTE UNA CONEXION DE SUCCION, LA CAMARA DE VACIO DEBERA COLOCARSE SOBRE UNA "T", TAN PEGADA A LA BOMBA COMO SEA POSIBLE. DEBE TENERSE MANERA DE EXTRAER TODO EL LIQUIDO DE LA CAMARA, LO QUE A LA VEZ PERMITE LLENARLA CON AIRE LIBRE; NO DEBIENDO PONERSE ACCESORIOS Y CONEXIONES EN LA PARTE SUPERIOR DE LA MISMA, PUESTO QUE ESTOS ORIGINAN ESCAPES DE AIRE.

TUBERIA DE DESCARGA. USUALMENTE ES INSTALADA UNA VALVULA EN LA TUBERIA DE DESCARGA, CERCA DE LA BOMBA, SIENDO ESTA DE COMPUERTA Y NO DE GLOBO, DEBIDO A LAS ALTAS PERDIDAS POR FRICCION QUE REPRESENTAN LAS DE GLOBO. ESTA VALVULA SE HACE NECESARIA CUANDO SE TRATA DE COLOCAR UN NUEVO EMPAQUE EN LOS COLLARINES O SE HACE NECESARIO INSPECCIONAR LAS VALVULAS, ETC., Y TIENEN POR OBJETO EL EVITAR QUE EL LIQUIDO REGRESE HACIA LA BOMBA. EN EL CASO DE UNA CENTRIFUGA LA VALVULA ANTES DICHA ES EMPLEADA PARA REGULAR LA DESCARGA DE LA BOMBA, REDUCIENDO CUALQUIER ESCURRIMIENTO MAYOR DEL NECESARIO. NUNCA DEBERA INTENTAR EMPLEARSE CON ESTE OBJETO LA VALVULA CUANDO SE TRATE DE BOBAS RECIPROCANES O ROTATORIAS PUESTO QUE ESTO PUEDE ORIGINAR LA DESTRUCCION DE LA BOMBA.

COMO UNA PROTECCION PARA LAS BOMBAS, EN EL CASO DEL GOLPEDE ARIETE, ALGUNAS VECES ES PUESTA EN LA TUBERIA DE DESCARGA, PEGADA A LA BOMBA UNA VALVULA DE REFLUJO O CHECK; DE ESTE MODO CUANDO UNA OLEADA REGRESA HACIA LA BOMBA, LA VALVULA OSCILANTE SE CIERRA Y ABSORBE EL GOLPE DE ARIETE QUE PODRIA EN OTRO CASO HABER LLEGADO A LA BOMBA Y HABER ROTO LOS CILINDROS O LA ARMADURA. COMO UNA PROTECCION ADICIONAL, CUANDO LA VALVULA DE DESCARGA NO HA SIDO ABIERTA ANTES DE ARRANCAR UNA BOMBA RECIPROCANTE O ROTATORIA, ES EMPLEADA UNA VALVULA DE SEGURIDAD O ALIVIO (RELIEF). ESTAS VALVULAS SON ABIERTAS POR UN AUMENTO DE PRESION EN LA TUBERIA DE

DESCARGA, HACIENDO PASAR EL LIQUIDO A LA TUBERIA DE SUCCION. DEBEN ESTAR ARREGLADAS ESTAS PARA OPERAR CON UNA PRESION ALGO MAYOR QUE LA QUE TIENE LUGAR DURANTE LA OPERACION NORMAL. DEBE ADVERTIRSE QUE NO PUEDE TENERSE MUCHA CONFIANZA EN ESTAS VALVULAS, PUESTO QUE ELLAS PUEDEN DEJAR DE TRABAJAR POR MESES Y MIENTRAS TANTO LA OXIDACION PUEDE HACERSE QUE SE PEGUEN, EVITANDO QUE SE ABRAN CUANDO TIENE LUGAR UNA EMERGENCIA; POR ESTO ES CONVENIENTE PROBAR EL FUNCIONAMIENTO DE TALES VALVULAS UNA VEZ POR SEMANA, CERRANDO LA VALVULA DE DESCARGA HASTA QUE LA DE SEGURIDAD O ALIVIO SE ABRAN DEBIDO A AUMENTO DE PRESION.

OTRO ACCESORIO USADO TAMBIEN ES UNA VALVULA DE DERIVACION (BY-PASS) ENTRE LA DESCARGA Y LA SUCCION. CON UNA BOMBA ACCIONADA CON POR UN MOTOR QUE NO ARRANCA FACILMENTE A PLENA CARGA DEBERA CERRARSE LA VALVULA DE DESCARGA Y ABRIRSE LA DE DERIVACION ANTES DE ARRANCAR; DESPUES, CUANDO LA MAQUINA HAYA ALCANZADO SU VELOCIDAD NORMAL DEBERA ABRIRSE POCO A POCO (REDUCE LA CARGA DE ARRANQUE DE UN 25% A UN 50% DE LA CARGA) LA VALVULA DE DESCARGA Y EN SEGUIDA SE CERRARA LA DE DERIVACION. LA VALVULA DE DERIVACION NO ES NECESARIA CUANDO SE TRATA DE UNA CENTRIFUGA DEBIDO A QUE EL CIERRE DE LA VALVULA DE DESCARGA ES TOTAL. LAS VALVULAS DE SEGURIDAD SON TAMBIEN INNECESARIAS CUANDO SE TRATA DE CENTRIFUGAS POR LA RAZON ANTES DICHA.

3.5 PERDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS.

PERDIDAS. TODAS LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN LAS BOMBAS SE CLASIFICAN EN TRES GRUPOS:

1. PERDIDAS HIDRAULICAS.
2. PERDIDAS VOLUMETRICAS.
3. PERDIDAS MECANICAS.

PERDIDAS HIDRAULICAS. LAS PERDIDAS HIDRAULICAS DISMINUYEN LA ENERGIA ESPECIFICA UTIL QUE LA BOMBA COMUNICA AL FLUIDO, O SEA LA ALTURA MANOMETRICA. SON DE DOS CLASES: PERDIDAS DE SUPERFICIE Y PERDIDAS DE

FORMA; LAS PERDIDAS DE SUPERFICIE SE PRODUCEN POR EL ROZAMIENTO DEL FLUIDO CON LAS PAREDES DE LA BOMBA (RODETE, CORONA DIRECTRIZ) O DE LAS PARTICULAS DEL FLUIDO ENTRE SI; LAS PERDIDAS DE FORMA SE PRODUCEN POR EL DESPRENDIMIENTO DE LA CAPA LIMITE EN LOS CAMBIOS DE DIRECCION Y EN TODA FORMA DIFICIL AL FLUJO, EN PARTICULAR A LA ENTRADA DEL RODETE SI LA TANGENTE DEL ALABE NO COINCIDE CON LA DIRECCION DE LA VELOCIDAD RELATIVA A LA ENTRADA, O A LA SALIDA DEL RODETE SI LA TANGENTE DEL ALABE DE LA CORONA DIRECTRIZ NO COINCIDE EXACTAMENTE CON LA VELOCIDAD ABSOLUTA A LA SALIDA.

PERDIDAS VOLUMETRICAS. ESTAS PERDIDAS SON PERDIDAS DE CAUDAL Y SE DIVIDEN EN DOS CLASES: PERDIDAS EXTERIORES (q_e) Y PERDIDAS INTERIORES (q_i).

LAS PERDIDAS VOLUMETRICAS EXTERIORES (q_e), CONSTITUYEN UNA SALPICADURA DE FLUIDO AL EXTERIOR, QUE SE ESCAPA POR EL JUEGO ENTRE LA CARCAZA Y EL EJE DE LA BOMBA, QUE LA ATRAVIESA. PARA REDUCIRLA SE UTILIZA LA CAJA DE EMPAQUETADURA O PRENSA-ESTOPAS, QUE SE LLENA DE MATERIAL DE CIERRE, PROVISTA DE SUS CORRESPONDIENTE TAPA CON PERNOS, QUE PERMITEN COMPRIMIENDO EL PRENSA-ESTOPAS CONTRA EL EJE DE LA MAQUINA MEJORAR EL CIERRE. ESTA PRESION, SIN EMBARGO, NO PUEDE SER EXCESIVA PARA NO AUMENTAR LAS PERDIDAS MECANICAS.

LAS PERDIDAS VOLUMETRICAS INTERIORES (q_i), SON LAS MAS IMPORTANTES Y REDUCEN MUCHO EL RENDIMIENTO VOLUMETRICO DE ALGUNAS BOMBAS; AUNQUE q_e SE HAYA REDUCIDO PRACTICAMENTE A CERO POR UN PRENSA-ESTOPAS DE ALTA CALIDAD. LA EXPLICACION DE ESTAS PERDIDAS ES LA SIGUIENTE: A LA SALIDA DEL RODETE HAY MAS PRESION QUE A LA ENTRADA, LUEGO PARTE DEL LIQUIDO EN VEZ DE SEGUIR A LA CAJA EN ESPIRAL RETROCEDERA, POR EL CONDUCTO QUE FORMA EL JUEGO DEL RODETE CON LA CARCAZA, A LA ENTRADA DEL RODETE, PARA VOLVER A SER IMPULSADO POR LA BOMBA. ESTE CAUDAL, LLAMADO CAUDAL DE CORTOCIRCUITO, ABSORBE ENERGIA DEL RODETE.

PARA REDUCIR LAS PERDIDAS q_i SE CONSTRUYE UN LABERINTO QUE AUMENTA FUERTEMENTE LAS PERDIDAS HIDRAULICAS DISMINUYENDO CONSIGUIENTEMENTE EL CAUDAL q_i .

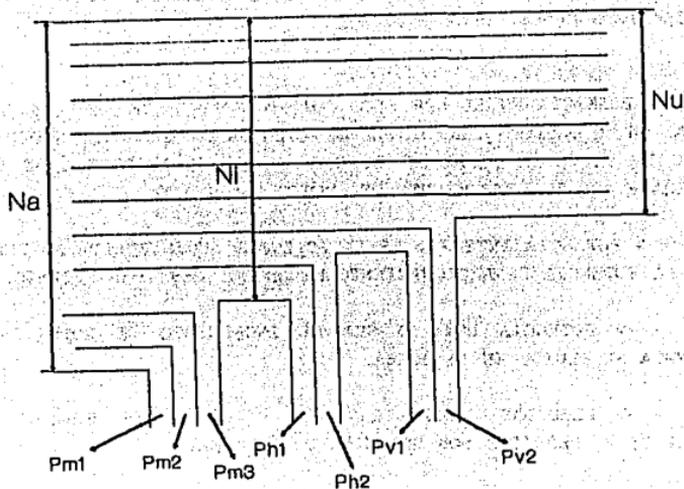


FIGURA 3.2 GRAFICO DE POTENCIAS.

PERDIDAS MECANICAS. LAS PERDIDAS MECANICAS SE ORIGINAN EN: EL ROZAMIENTO DEL PRENSAESTOPAS CON EL EJE DE LA MAQUINA; EL ROZAMIENTO DEL EJE CON LOS COJINETES.

EL ROZAMIENTO DE DISCO. SE LLAMA ASI EL ROZAMIENTO DE LA PARED EXTERIOR DEL RODETE CON LA ATMOSFERA LIQUIDA QUE LA RODEA. ES DECIR, EL RODETE EN UNA BOMBA EN ESQUEMA, ES UN DISCO O MEJOR UNA CAJA EN CUYO INTERIOR CIRCULA EL FLUIDO; PERO EN EL EXTERIOR, O SEA EN EL JUEGO ENTRE EL RODETE Y LA CARCAZA, INEVITABLEMENTE PENETRA TAMBIEN EL FLUIDO, EL DISCO NO GIRA, PUES, EN EL VACIO, SINO EN UNA ATMOSFERA VISCOSA DONDE SE PRODUCE UN ROZAMIENTO QUE INCLUIAMOS EN LAS PERDIDAS MECANICAS Y SE DENOMINA PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE DISCO.

RENDIMIENTOS Y POTENCIAS. EL GRAFICO DE POTENCIAS DE LA FIGURA 3.2 SE UTILIZA LA NOMENCLATURA SIGUIENTE:

N_a ---> POTENCIA DE ACCIONAMIENTO = POTENCIA ABSORBIDA = POTENCIA AL FRENO = POTENCIA EN EL EJE. LOS CUATRO NOMBRES SE UTILIZAN EN LA PRACTICA. EN UN GRUPO MOTOR- BOMBA N_a NO ES LA POTENCIA ABSORBIDA DE LA RED SINO LA POTENCIA LIBRE EN EL EJE (POTENCIA ABSORBIDA DE LA RED MULTIPLICADA POR EL RENDIMIENTO DEL MOTOR ELECTRICO).

N_i ---> POTENCIA INTERNA. ES LA POTENCIA SUMINISTRADA AL RODETE E IGUAL A LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO MENOS LAS PERDIDAS MECANICAS.

N_u ---> POTENCIA UTIL O SEA EL INCREMENTO DE POTENCIAS QUE EXPERIMENTA EL FLUIDO EN LA BOMBA.

P_h ---> PERDIDAS HIDRAULICAS: P_{h1} PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE SUPERFICIES; P_{h2} PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE FORMA.

P_v ---> PERDIDAS VOLUMETRICAS: P_{v1} PERDIDAS POR ROZAMIENTO EN EL PRENSAESTOPAS; P_{v2} PERDIDAS EN LOS COJINETES; P_{v3} PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE DISCO.

P_m ---> PERDIDAS MECANICAS: P_{m1} PERDIDAS POR ROZAMIENTO EN EL PRENSAESTOPAS; P_{m2} PERDIDAS EN LOS COJINETES; P_{m3} PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE DISCO.

RENDIMIENTO HIDRAULICO. TIENE EN CUENTA TODAS LAS PERDIDAS HIDRAULICAS H_r-int EN LA BOMBA, PORQUE SEGUN LA ECUACION $H_m = H_t - H_r-int$ Y SU VALOR ES:

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_t} \quad (1)$$

RENDIMIENTO VOLUMETRICO. TIENE EN CUENTA TODAS LAS PERDIDAS VOLUMETRICAS Y SU VALOR ES:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (2)$$

DONDE:

Q --> CAUDAL UTIL.

Q + q_e + q_i --> CAUDAL BOMBEADO POR EL RODETE.

RENDIMIENTO MECANICO. TIENE EN CUENTA TODAS LAS PERDIDAS MECANICAS, Y SU VALOR ES:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_a} \quad (3)$$

SIENDO: Ni = Na - Pm

RENDIMIENTO TOTAL. TIENE EN CUENTA TODAS LAS PERDIDAS EN LA BOMBA, Y SU VALOR ES:

$$\eta_t = \frac{N_u}{N_a} \quad (4)$$

SIENDO: Nu = Na - Ph - Pv - Pm

EXPRESIONES DE LAS POTENCIAS. DESCONTANDO LAS PERDIDAS MECANICAS EL RODETE HA DE IMPULSAR UN CAUDAL Q + q_e + q_i > 0 A UNA ALTURA H_t = H_m + H_{r-int} > H_m, EN CUYO BOMBEO SE GASTA LA POTENCIA INTERNA. SIN EMBARGO, LA POTENCIA UTIL ES LA QUE SE EMPLEA EN BOMBEAR EL CAUDAL UTIL "Q" A LA ALTURA UTIL O ALTURA MANOMETRICA H_m. SE TIENE, POR TANTO,

$$N_i = (Q + q_e + q_i) (H_m + H_{r-int}) \gamma = (Q + q_e + q_i) H \gamma \quad (5)$$

O BIEN

$$N_i = \frac{(Q + q_e + q_i) (H_m + H_{r-\text{interior}}) \gamma}{75} \quad (6)$$

$$N_G = Q \gamma H_m \quad (7)$$

O BIEN

$$N_G = \frac{Q \gamma H_m}{75} \quad (8)$$

MULTIPLICANDO MIEMBRO A MIEMBRO LAS ECUACIONES (1), (2) Y (3) TENDREMOS:

$$\eta_h \eta_v \eta_m = \frac{N_i Q H_m \gamma}{N_a (Q + q_e + q_i) H_c \gamma}$$

HABIENDO MULTIPLICADO EN EL SEGUNDO MIEMBRO NUMERADOR Y DENOMINADOR POR GAMMA; PERO SEGUN LA ECUACION 7 Y 5 TENDREMOS:

$$\eta_h \eta_v \eta_m = \frac{N_i N_G}{N_a N_i} = \frac{N_G}{N_a}$$

PERO SEGUN LA ECUACION 4 TENEMOS:

$$\eta_c = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (9)$$

EL RENDIMIENTO TOTAL DE UNA BOMBA ES EL PRODUCTO DE SUS TRES RENDIMIENTOS: HIDRAULICO, VOLUMETRICO Y MECANICO.

TENIENDO EN CUENTA LAS ECUACIONES 1, 2, 3 Y 6. LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO N_a SE EXPRESA:

- EN MAGNITUDES HIDRAULICAS:

$$N_a = \frac{(Q / \eta_v) (H_m / \eta_h) \gamma}{75 \eta_m} \quad (10)$$

- EN MAGNITUDES MECANICAS:

$$Na = \frac{M\omega}{75} = \frac{2\pi}{60 \times 75} nM$$

O SEA

$$Na = 0.001396 nM \quad (11)$$

EXPRESION MUY UTIL EN LOS ENSAYOS DE BOMBAS REALIZADOS EN LOS BANCOS DE PRUEBA, DONDE SE MIDE n CON UN CUENTARREVOLUCIONES Y M CON UN TORSIOMETRO O CON UNA BALANZA. EN ESTE ULTIMO CASO INSTALANDO EL MOTOR DE ACCIONAMIENTO BASCULANTE, DE MANERA QUE PUEDA GIRAR LIBREMENTE ALREDEDOR DE SU EJE.

3.6 CURVAS DE BOMBAS Y SISTEMAS.

LAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA LA DETERMINA LA RELACION ENTRE ALTURA Y CAPACIDAD O CAUDAL EXPRESABLE COMO CURVA H-Q. LA FORMA Y NUMERO DE PALETAS DEL RODETE Y LA CONFIGURACION DE LA CAJA Y DE LOS ELEMENTOS ALTERNATIVOS UTILIZADOS. EN LA FIGURA 3.3A VEMOS EJEMPLOS DE CURVAS H-Q PARA BOMBAS CENTRIFUGAS DEL FLUJO MIXTO Y DE FLUJO AXIAL.

ESTAS CURVAS PUEDEN SER ESTABLES O INESTABLES, EN EL CASO DE BOMBAS CENTRIFUGAS (FIGURA 3.3 B Y C). CON CARACTERISTICAS INESTABLES, H CRECE PRIMERO DESDE EL VALOR PARA LA CARGA NULA, PARA DISMINUIR DESPUES AL AUMENTAR DE NUEVO LA DESCARGA.

EN AMBOS CASOS, LA ESTABILIDAD DEPENDE DE LA POTENCIA SUMINISTRADA A LA BOMBA. CON UNA CURVA H-Q ESTABLE, LA POTENCIA NECESARIA CRECE HASTA UN MAXIMO SITUADO EN EL PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO O CERCA DEL MISMO, PARA VOLVER A DISMINUIR (FIGURA 3.3 D Y E). CON UNA CURVA H-Q INESTABLE, LA POTENCIA NECESARIA SIGUE CRECIENDO DESPUES DE QUE LA BOMBA HA LLEGADO AL PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO.

LA DIFERENCIA IMPORTANTE ES QUE, CON UNA CURVA H-Q ESTABLE, CUALQUIER DESCENSO DE ALTURA POR DEBAJO DEL PUNTO CARACTERISTICO NO PUEDE SOBRECARGAR EL MOTOR DE LA BOMBA, O SEA, QUE LAS CARACTERISTICAS NO SON DE SOBRECARGA. CON CURVAS H-Q INESTABLES, PUEDE OCURRIR UN DESCENSO DE ALTURA QUE SOBRECARGARA EL MOTOR O PERMITIRA QUE DE MAS POTENCIA (SI EL MOTOR TIENE RESERVA). ASI PUES, LAS CARACTERISTICAS SON INESTABLES Y DE SOBRECARGA.

PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO.

EL PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO O PUNTO OPTIMO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA ES EL DE LA CURVA H-Q QUE CORRESPONDE A UN RENDIMIENTO MAXIMO (FIGURA 3.3F). CUANTO MAS EMPINADA SEA LA CURVA H-Q, MAS SIGNIFICATIVO SERA EL EFECTO DE CUALQUIER CAMBIO DE ALTURA EN EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO. POR EJEMPLO, UNA BOMBA CON UNA CURVA H-Q EMPINADA PRESENTARA UN PEQUEÑO CAMBIO DE DESCARGA, PERO LA ALTURA VARIARA MUCHO SI SE DESPLAZA EL PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO. EN CAMBIO, UNA BOMBA CUYA CURVA H-Q SEA PLANA, MOSTRARA UN GRAN CAMBIO DE CAPACIDAD PERO LA ALTURA VARIARA POCO AL DESPLAZARSE EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO. ASI, LA PRIMERA SERA PREFERIBLE PARA APLICACIONES QUE SIGNIFIQUEN VARIACIONES DE ALTURA PERO REQUIERE UNA DESCARGA RAZONABLEMENTE CONSTANTE. LA DEL SEGUNDO TIPO CONVENDRA MAS SI LA DEMANDA ES VARIABLE PERO A CONDICION DE UNA ALTURA CONSTANTE.

LAS CURVAS H-Q PARA LAS BOMBAS CENTRIFUGAS SON SUSTANCIALMENTE PLANAS, CON TENDENCIA A QUE EL RENDIMIENTO MAXIMO SE SITUE INMEDIATAMENTE DESPUES DE LA CAPACIDAD MEDIA. LA CURVA H-Q DE UNA BOMBA DE FLUJO MIXTO ES EMPINADA Y EL PUNTO DE RENDIMIENTO MAXIMO SE DESPLAZA HACIA LA DESCARGA MAXIMA. LA CURVA DE POTENCIA NECESARIA ES SENSIBLEMENTE HORIZONTAL, DE MODO QUE LA DEMANDA DE POTENCIA VARIARA POCO, INDEPENDIENTEMENTE DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO. LA CURVA H-Q PARA UNA BOMBA DE FLUJO AXIAL ES AUN MAS EMPINADA, CON SU PUNTO DE DEMANDA EN LA DESCARGA NULA Y SU CURVA DE POTENCIA ES DECRECIENTE. DE AHI DE QUE CUALQUIER REDUCCION EN LA CAPACIDAD, ORIGINE UNA SOBRECARGA DE UN MOTOR QUE SE HAYA PROYECTADO PARA EL PUNTO OPTIMO DE FUNCIONAMIENTO. ESTO SE PUEDE CONTRARRESTAR BIEN, SUMINISTRANDO MAYOR POTENCIA O POR DESCARGA DE LA BOMBA CUANDO LA ALTURA LLEGA A UN VALOR PREDETERMINADO.

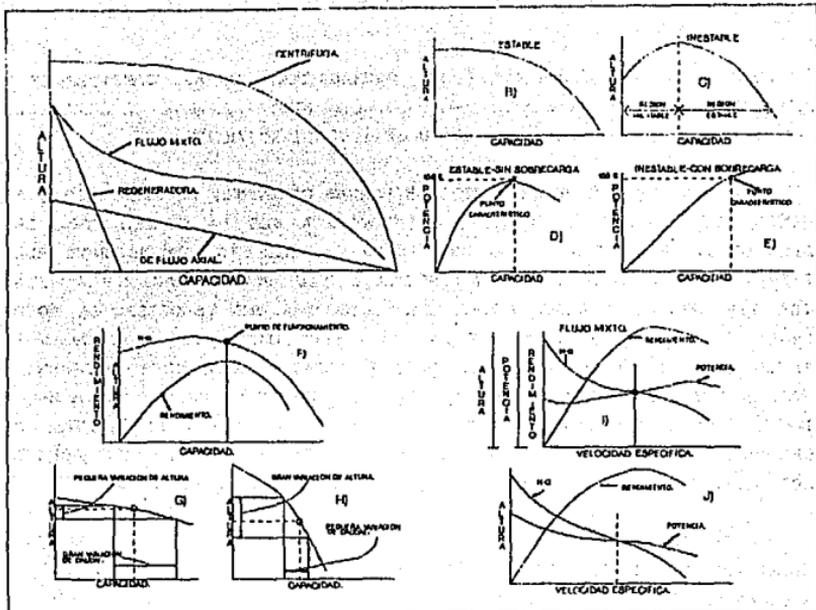


FIGURA 3.3

EN LAS FIGURAS 3.3 G, H, I Y J VEMOS LAS CARACTERISTICAS QUE PERMITEN COMPARAR ESTOS TRES TIPOS DE BOMBAS. OTRA ES LA BOMBA PERIFERICA, SE UTILIZA UN RODETE DEL TIPO DE TURBINA CUYOS ALABES CIRCULAN EN UN CANAL ANULAR QUE RODEA LA PERIFERIA DE LA RUEDA.

LA ACCION DE BOMBEO SE EJERCE MEDIANTE UNA SERIE DE IMPULSOS DADOS AL FLUIDO POR LOS ALABES QUE AVANZAN. LA BOMBA PERIFERICA PROPIAMENTE DICHA TIENE UN CAUDAL DE DOBLE BORDE EN EL QUE CIRCULA EL LIQUIDO, SITUADO EN LA PARTE EN LA ZONA CILINDRICA DE LA CAJA Y EN PARTE EN LAS TAPAS LATERALES. LA CAMARA DE ASPIRACION ESTA SEPARADA DE LA DESCARGA POR UN TABIQUE DE LA CAJA. LAS BOMBAS PERIFERICAS SUELEN SER DE POCA VELOCIDAD ESPECIFICA, AUNQUE LAS VELOCIDADES EN EL EJE ALCANCEN LAS 600 rpm. EL RENDIMIENTO ES RELATIVAMENTE BAJO (45 O 50%) Y LA PRINCIPAL VENTAJA DE DICHAS BOMBAS ES LA CAPACIDAD DE ALCANZAR UNA GRAN ALTURA MANOMETRICA (HASTA 180-200 METROS POR ETAPA), ASI COMO SU PESO Y TAMAÑO

REDUCIDOS PARA UNAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DADAS. COMPITEN, Y A MENUDO SUSTITUYEN, A LAS CENTRIFUGAS DE ETAPAS MULTIPLES PARA APLICACIONES DE GRAN ALTURA Y CAUDALES DE HASTA UNOS 1000 LITROS/MINUTO.

LA MISION DE LOS PROYECTISTAS DE BOMBAS CONSISTE, EN GRAN PARTE, EN DISEÑAR UNA BOMBA CUYA VELOCIDAD ESPECIFICA SEA LA OPTIMA PARA LAS APLICACIONES PREVISTAS. PARA UNA BOMBA DE CIERTAS DIMENSIONES ELLO DETERMINARA LA VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO PARA UNA APLICACION CONCRETA. QUIZA SEA NECESARIO ALGUN AJUSTE PARA ACOMODAR UNA VELOCIDAD DE MOTOR NORMALIZADA (POR EJEMPLO, LA DE UN MOTOR ELECTRICO). CON FRECUENCIA ES POSIBLE PERFECCIONAR LA APLICACION MEDIANTE ROJETES DE DIAMETRO DIFERENTE, DENTRO DE UNA CAJA, DE FORMA DE QUE CADA UNO GENERE SU PROPIA CURVA H-Q A VELOCIDAD DADA (CONSTANTE). EN TAL CASO SE PUEDE SUPONER LAS CURVAS DE IGUAL RENDIMIENTO EN DICHS DIAGRAMAS, DEL CUAL SE DERIVARIA UNA AREA DE TRABAJO PRACTICA PARA LA BOMBA QUE LLEVE ESTA SERIE DE ROJETES.

SI SE TRATA DE UNA SERIE DE BOMBAS, EL PROYECTO SE BASA EN UNOS RENDIMIENTOS QUE SE SOLAPAN, SI BIEN, EN LA PRACTICA, A CADA UNA SE ASIGNA UNA "AREA DE TRABAJO" ESPECIFICA, DEDUCIBLE COMO ANTES. ASI, CON UN GRAFICO COMPLETO QUE ABARQUE LA SERIE DE BOMBAS, SE TIENE UNA SERIE DE CASILLAS O RECINTOS QUE CIRCUNSCRIBEN EL INTERVALO H-Q AL QUE CADA BOMBA PUEDE APLICARSE. LOS UNICOS DATOS ADICIONALES QUE SUELEN DARSE SON LAS CURVAS DE POTENCIA DE ENTRADA PARA CADA CASILLA. ESTE GRAFICO DE INFORMACION COMPLETA PARA LA ELECCION DE LAS DIMENSIONES APROPIADAS DE BOMBAS, BASADA EN LA CAPACIDAD Q, EN LA ALTURA H Y EN LA POTENCIA DEL MOTOR NECESARIA. PARA INFORMACION MAS DETALLADA (SOBRE TODO PARA LOS VALORES DEL RENDIMIENTO) ES PRECISO RECURRIR A CURVAS H-Q ESPECIFICAS PARA LA BOMBA EN CUESTION CON DIFERENTES ROJETES Y LINEAS DE IGUAL RENDIMIENTO SUPERPUSTAS.

ESTE ANALISIS GRAFICO ES PREFERIBLE A LA SELECCION A PARTIR DE TABLAS DE POTENCIAS, PORQUE OFRECE UNA MEJOR PERSPECTIVA DE LAS CARACTERISTICAS DE LA BOMBA. AL MISMO TIEMPO, QUIZA SEA NECESARIO INVESTIGAR DETALLADAMENTE OTRAS CARACTERISTICAS (SEGUN LA APLICACION) O INCLUSO COMPARAR LAS PRESENTACIONES DE OTROS TIPOS DE BOMBAS QUE PUDIERAN SER ADECUADAS. AL SELECCIONAR BOMBAS CENTRIFUGAS O COMPARARLAS CON OTROS TIPO, COMO SOLUCIONES POSIBLES, LO IMPORTANTE ES APRECIAR LA NATURALEZA

VARIABLE DE SUS CARACTERISTICAS Y LA IMPORTANCIA DE ESTABLECER UN PUNTO DE FUNCIONAMIENTO OPTIMO.

3.7. LEYES DE SEMEJANZA.

LAS PRIMERAS TRES LEYES DE SEMEJANZA SON PARA MAQUINAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES DE LAS MISMAS DIMENSIONES ($D_m = D_p$) O A LA MISMA MAQUINA QUE OPERAN A VELOCIDAD ANGULAR DIFERENTE ($N_m \neq N_p$).

m ----> MODELO.

p ----> PROTOTIPO.

1ª LEY. VARIACION DE LA RELACION DE CAUDALES EN FUNCION DE LA VARIACION DE VELOCIDAD ANGULAR.

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{N_m}{N_p}$$

2ª LEY. VARIACION DE LA CARGA EN FUNCION DE LA VARIACION DE LA VELOCIDAD ANGULAR (w).

$$\frac{H_m}{H_p} = \left(\frac{N_m}{N_p} \right)^2$$

3ª LEY. VARIACION DE LA POTENCIA EN FUNCION DE LA VARIACION DE VELOCIDAD ANGULAR.

$$\frac{P_m}{P_p} = \left(\frac{N_m}{N_p} \right)^3$$

LAS SIGUIENTES TRES LEYES DE SEMEJANZA SON PARA MAQUINAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES DE DIMENSIONES DIFERENTES (D_m DIFERENTE DEL D_p) QUE TRABAJAN A LA MISMA VELOCIDAD ANGULAR ($N_m = N_p$).

4ª LEY. VARIACION DEL CAUDAL EN FUNCION DE LA VARIACION DE DIAMETROS (RELACION DE ESCALA).

$$\frac{Q_m}{Q_D} = \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^3$$

5ª LEY. VARIACION DE LA CARGA EN FUNCION DE LA VARIACION DE DIAMETROS.

$$\frac{H_m}{H_D} = \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^2$$

6ª LEY. VARIACION DE LA POTENCIA EN FUNCION DE LA VARIACION DE DIAMETROS.

$$\frac{P_m}{P_D} = \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^5$$

HACIENDO VARIAR PRIMERAMENTE LA VELOCIDAD ANGULAR Y POSTERIORMENTE LAS DIMENSIONES DE LA MAQUINA, OBTENEMOS LAS SIGUIENTES TRES LEYES DE SEMEJANZA GENERALES.

7ª LEY.

$$\frac{Q_m}{Q_D} = \frac{N_m}{N_D} \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^3$$

8ª LEY.

$$\frac{H_m}{H_D} = \frac{N_m}{N_D} \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^2$$

9ª LEY.

$$\frac{P_m}{P_D} = \left(\frac{N_m}{N_D} \right)^3 \left(\frac{D_m}{D_D} \right)^5$$

A PARTIR DE LAS LEYES 7 Y 8 SE OBTIENE UNA ECUACION PARA LA OBTENCION DE LAS REVOLUCIONES ESPECIFICAS EN FUNCION DEL CAUDAL.

$$N_Q = Q^{1/2} H^{-3/4} N$$

ESTAS LEYES SON PARA: BOMBAS, VENTILADORES, TURBOSPLADORES:

IV. ESTACIONES DE BOMBEO.

4.1 GENERALIDADES.

NUMERO Y CARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES DE BOMBEO A CONSIDERAR (LISTA DE PUNTOS A CONSIDERAR).

1. GASTOS EN LA ESTACION DE BOMBEO. DEBERA HACERSE UN ANALISIS DE LOS GASTOS DE BOMBEO MAXIMO Y MINIMO, TANTO PARA LAS NECESIDADES INMEDIATAS COMO PARA LAS NECESIDADES FUTURAS.

2. ALTURAS DE BOMBEO. DEBERA CONTARSE CON INFORMACION RELACIONADA CON LAS ALTURAS DE SUCCION Y DESCARGA Y ALTURAS TOTALES, ESTATICAS Y DINAMICAS QUE SE TENDRAN BAJO LAS DIFERENTES CONDICIONES DE BOMBEO.

3. REQUISITOS DE POTENCIA. LOS REQUISITOS DE POTENCIA SON EL PRODUCTO DE LOS GASTOS Y ALTURA DE BOMBEO, CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DE LOS EQUIPOS. SE CUANTIFICARAN PARA CONDICIONES NORMALES Y CRITICAS.

4. LOCALIZACION. DEBERA CONSIDERARSE:

- A) TOPOGRAFIA.
- B) CARACTERISTICAS GEOLOGICAS (ESTUDIO DE LA MECANICA DE SUELOS).
- C) ZONA QUE RODEE LA ESTACION.
- D) COMUNICACIONES.
- E) PELIGROS POTENCIALES, COMO INUNDACIONES, FUEGO, VIENTOS, TEMBLORES, ETC.

5. TIPO DE ENERGIA. SI SE SELECCIONA ENERGIA ELECTRICA, DEBERA CONOCERSE: CICLAJE, FASES, VOLTAJE, LIMITACIONES DE CARGA, DEMANDA MAXIMA PERMISIBLE Y DEMANDAS ORDINARIAS, FACTOR DE POTENCIA, CONFIABILIDAD, COSTOS Y OTRAS.

6. FUENTES AUXILIARES DE ENERGIA. SE CONSIDERARA EN QUE CONDICIONES SERAN NECESARIAS UNIDADES AUXILIARES DE ENERGIA Y QUE TIPO SERA

SELECCIONADO.

7. TIPOS DE BOMBAS. AUNQUE SE USEN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS CASI EXCLUSIVAMENTE, PODRIAN PRESENTARSE CONDICIONES QUE AMERITEN LA SELECCION DE ALGUN OTRO TIPO.

8. BOMBAS CENTRIFUGAS.

- A) TIPO.
- B) NUMERO DE UNIDADES.
- C) TAMAÑO DE LAS UNIDADES.
- D) HORIZONTALES Y VERTICALES.
- E) SUCCION UNICA O DOBLE.
- F) NUMERO DE PASOS.
- G) TIPO DE IMPULSORES.
- H) CURVAS CARACTERISTICAS.
- I) VELOCIDAD Y VELOCIDAD ESPECIFICA.
- J) SUMERGENCIA. CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION (NPSH). ESTUDIO DE CAVITACION.

9. CARACTERISTICAS DEL CARCAMO DE BOMBEO. DE UNA SOLA CAMARA O DE DOS CAMARAS; DISPOSICION RELATIVA; ALTURA DE SUCCION; ACCESO; PROTECCION SANITARIA DEL AGUA.

10. DISEÑO DE LOS CARCAMOS. CAPACIDAD; DIMENSIONES; CONTROLES; ACCESO; LIMPIEZA; DRENAJE; DEMASIAS; ILUMINACION Y VENTILACION.

11. MOTORES ELECTRICOS. TIPO, VELOCIDAD, VOLTAJE, POTENCIA Y SOBRECARGA; REGULADORES DE VELOCIDAD, CORRIENTE DE ARRANQUE Y DE OPERACION; EFICIENCIAS CON Y SIN CARGA.

12. SUBESTACION ELECTRICA. TIPO; CAPACIDAD; DIMENSIONES; TABLEROS Y CONTROLES.

13. TUBERIAS, VALVULAS Y ACCESORIOS. CONSIDERACION GENERAL A LA ECONOMIA. ACCESIBILIDAD PARA REPARACIONES Y OPERACION. PENDIENTES, APOYOS, ATRAQUES, DESFOGUES, AMORTIGUADORES DE GOLPE DE ARIETE, PROTECCION CONTRA CORROSION Y CARGAS EXTERNAS. METODO DE OPERACION DE LAS VALVULAS (MANUAL,

ELECTRICO O MECANICO); AUTOMATIZACION; JUNTAS FLEXIBLES, ETC..

14. EDIFICIOS, SERVICIOS, ALMACEN Y TALLERES.

4.1.1 DATOS USUALES.

1. GASTOS EN LA ESTACION DE BOMBEO. LA ESTACION DE BOMBEO TRABAJARA CON UN GASTO MAXIMO IGUAL AL DEL DIA DE MAXIMO CONSUMO Y SE DEBERA CONSIDERAR CAPACIDADES DE BOMBAS PARA LOS GASTOS MINIMOS Y MENORES QUE EL MAXIMO, MIENTRAS QUE SE LLEGA AL PERIODO DE DISEÑO.

EL PERIODO DE DISEÑO PARA LAS ESTRUCTURAS DEBERA SER EL MAXIMO POSIBLE DENTRO DE LAS LIMITACIONES DE FINANCIAMIENTO, ELIGIENDOSE UN MINIMO DE 20 AÑOS. EN CAMBIO, LOS EQUIPOS PUEDEN IR AUMENTANDOSE A MEDIDA QUE LO REQUIERAN LAS NECESIDADES.

2. ALTURAS DE BOMBEO. DEBERAN ESTIMARSE A BASE DE UN ESTUDIO ECONOMICO QUE INCLUYA:

- A) COSTO INICIAL DE VALVULAS, TUBERIAS Y ACCESORIOS Y EQUIPOS DE BOMBEO.
- B) COSTO DE OPERACION Y CONSERVACION.
- C) COSTO DE REPOSICION.

3. REQUISITOS DE POTENCIA. ESTIMADOS PARA LOS MOTORES:

$$P = \frac{QYH}{\eta_p}$$

PARA LA ALIMENTACION:

$$P = \frac{QYH}{\eta_p}$$

DONDE: P ----> POTENCIA EN HP.

Q ----> GASTO.
Y ----> PESO ESPECIFICO DEL AGUA.
H ----> CARGA DINAMICA TOTAL.
K ----> COEFICIENTE DE CONVERSION.
 η_e ----> EFICIENCIA DEL EQUIPO DE BOMBEO.
 η_m ----> EFICIENCIA DEL CONJUNTO MOTOR E
INSTALACION ELECTRICA.

4. **ENERGIA.** LAS BOMBAS PUEDEN USAR ENERGIA DE VAPOR, ELECTRICIDAD, AGUA, VIENTO Y COMBUSTIBLE.

EL TIPO DE ENERGIA DEBERA SER EL MAS SEGURO, EL QUE TENGA MAYOR DISPONIBILIDAD Y EL QUE SEA MENOS CARO. SI ESTAS CONDICIONES NO PUEDEN SUPERARSE TOTALMENTE, DEBERA HACERSE UNA COMPARACION CONSIDERANDO LA SEGURIDAD COMO EL FACTOR MAS IMPORTANTE.

5. **FUENTES AUXILIARES.** EN MEXICO NO ES COMUN CONSIDERAR FUENTES AUXILIARES DE ENERGIA EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO. ES INDISPENSABLE TOMAR ESTO EN CUENTA EN UN SISTEMA DE DISTRIBUCION SIN TANQUE DE ALMACENAMIENTO. EN EQUIPOS OPERADOS ELECTRICAMENTE PUEDEN ACOPLARSE MAQUINAS DE COMBUSTION INTERNA.

6. **TIPOS DE BOMBAS.** SE APUNTA QUE EL DISEÑO DE UNA ESTACION DEPENDE DEL TIPO DE BOMBAS ELEGIDO, PERO EN ALGUNAS OCASIONES SUCEDE LO CONTRARIO. ESO DEPENDE DE CONDICIONES PARTICULARES, BASICAMENTE TOPOGRAFIA, CARACTERISTICAS DEL SUELO Y DIFICULTADES DE CONSTRUCCION Y ECONOMIA.

A) NUMERO. DEPENDERA DEL GASTO, SUS VARIACIONES Y SEGURIDAD DEL SISTEMA.

EN SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO PARA GRANDES POBLACIONES SE ACONSEJA TENER UN EQUIPO DE BOMBEO PARA MANEJAR 200% DEL GASTO DE DISEÑO DE LA ESTACION. ESTE VALOR PUEDE REDUCIRSE, PERO EN GENERAL ES CONVENIENTE UN VALOR MINIMO DEL 150%.

LA DISTRIBUCION DE ESE GASTO SE HARA EN FUNCION DE LA FORMA COMO SE CONSIDERA EL MANEJO DEL GASTO FUTURO Y DE LAS DEMANDAS ACTUALES. E N

MUCHAS OCASIONES RESULTA CONVENIENTE AUMENTAR EL NUMERO DE UNIDADES Y EN OTRAS AUMENTAR LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS.

B) DE LA ELECCION ANTERIOR DEPENDERA EL TAMAÑO DE LAS UNIDADES Y DE ESTE LA DISPOSICION DE ELLAS Y EL TAMAÑO DEL CARCAMO.

C) LOS DEMAS PUNTOS IMPORTANTES A CONSIDERAR PUEDEN VARIARSE EN ATENCION A LO INDICADO EN EL INCISO 6.

4.1.2 CLASIFICACION.

SE ACOSTUMBRA CLASIFICAR LAS ESTACIONES DE BOMBEO EN PRIMARIAS Y SECUNDARIAS.

LAS ESTACIONES PRIMARIAS TOMAN EL AGUA DE ALGUNA FUENTE DE ABASTECIMIENTO O DE ALGUN CARCAMO, Y LA ELEVAN A OTRO ALMACENAMIENTO, AL TRATAMIENTO, A LA RED DIRECTA O A UNA COMBINACION.

LAS ESTACIONES SECUNDARIAS O ELEVADORAS MEJORAN LAS CONDICIONES DE UNA PRIMARIA INCREMENTANDO PRESION O GASTO, PERO CON LA ALIMENTACION DE UNA ESTACION PRIMARIA.

TIPOS BASICOS. LAS ESTACIONES PRIMARIAS PUEDEN CONSTRUIRSE BASICAMENTE DE DOS TIPOS: A) ESTACIONES DE DOS CAMARAS, Y B) ESTACIONES DE UNA CAMARA.

ESTACIONES DE DOS CAMARAS. SE CONSIDERAN DOS CAMARAS O CARCAMOS. EN UNO SE TENDRAN LA ENTRADA DEL AGUA Y UN DEPOSITO QUE SIRVA PARA CONECTAR LA SUCCION; EN EL OTRO, QUE SE DENOMINA CAMARA SECA, SE COLOCAN LOS EQUIPOS DE BOMBEO. LA PRIMERA CAMARA PUEDE NO EXISTIR COMO TAL, SINO QUE PUEDE SER SIMPLEMENTE UNA FUENTE NATURAL.

ESTACIONES DE UNA CAMARA. GENERALMENTE SE USAN PARA BOMBAS DE EJE VERTICAL Y CONSISTEN DE UNA SOLA CAMARA DONDE SE TIENE LA ENTRADA DEL AGUA, EL ALMACENAMIENTO NECESARIO Y EL EQUIPO DE BOMBEO.

LAS SECUNDARIAS O ELEVADORAS SOLO PUEDEN TENER CAMARA SECA, YA QUE LA SUCCION ESTA CONECTADA DIRECTAMENTE A LA TUBERIA DE DESCARGA DE UNA ESTACION PRIMARIA.

4.2 PARTES QUE INTEGRAN UNA ESTACION DE BOMBEO.

LAS PARTES QUE EN GENERAL INTEGRAN UNA PLANTA DE BOMBEO CON FINES DE RIEGO, SE CLASIFICAN COMO SIGUE:

1. CAPTACION U OBRA DE TOMA.
2. OBRA DE SUCCION O CARCAMO.
3. EQUIPO DE BOMBEO.
4. DESCARGA.
5. CASETA DE CONTROLES.
6. SUBESTACION ELECTRICA.
7. ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE.
8. CASA HABITACION DEL OPERADOR.

4.2.1 CAPTACION.

POR MEDIO DE LA OBRA DE CAPTACION SE TOMA EL AGUA REQUERIDA DE LA FUENTE DE ABASTECIMIENTO PARA DESPUES CONDUCIRLA HASTA EL CARCAMO EN DONDE OPERA EL EQUIPO DE BOMBEO.

DE ACUERDO CON LAS CARACTERISTICAS DE LA FUENTE Y DEL PROYECTO, LA OBRA DE CAPTACION ADQUIERE CARACTERISTICAS PROPIAS, PUDIENDO CONSISTIR DESDE UN SIMPLE TAJO EN LA MARGEN DE UN RIO, HASTA UNA PRESA DE ALMACENAMIENTO. AUNQUE ESTE ULTIMO CASO ES POCO FRECUENTE NO DEBE DESCARTARSE LA POSIBILIDAD; ELLO SUCEDE POR EJEMPLO, CUANDO DEBIDO A LAS CONDICIONES DEL PROYECTO Y DESPUES DE EFECTUAR UN ESTUDIO ECONOMICO ESTE INDICA QUE ECONOMICAMENTE ES MAS CONVENIENTE REGAR LOS TERRENOS ALEDAÑOS AL VASO, BOMBEANDO EL AGUA DE LA PRESA, QUE CONSTRUIR UN CANAL PRINCIPAL DE GRAN LONGITUD, CON ESTRUCTURAS DE CRUCE Y EN GEOLOGIA POCO ATRACTIVA

PARA EL RIEGO DE TERRENOS AGUAS ABAJO DE LA CORTINA.

EN LA FIGURA 4.1 SE TIENE ESQUEMATICAMENTE ALGUNOS EJEMPLOS TÍPICOS DE BOMBEO. COMO PUEDE OBSERVARSE EN LOS CASOS A Y B, NO FUE NECESARIO, PROPIAMENTE, UNA OBRA DE CAPTACION APARTE, YA QUE LOS TUBOS DE SUCCION DE LAS BOMBAS ESTAN INTRODUCIDOS DIRECTAMENTE EN EL AGUA DE LAS LAGUNAS, POR LO QUE, EL PROBLEMA DE REDUJO, PRACTICAMENTE, A INSTALAR EL EQUIPO DE BOMBEO DE UNA PLATAFORMA LOCALIZADA ADECUADAMENTE; ESTOS SOLO SON APLICABLES PARA GASTOS PEQUEÑOS Y EN AGUAS CASI LIMPIAS Y TRANQUILAS. EN LA D, LA OBRA DE CAPTACION PUEDE SER UNA PRESA DE ALMACENAMIENTO O DE DERIVACION. EN LOS ESQUEMAS E Y C, SE INDICA QUE EL AGUA SE CAPTA MEDIANTE UNA GALERIA FILTRANTE PARA AGUAS SUBALVEAS Y UNA TOMA DIRECTA, RESPECTIVAMENTE.

LOCALIZACION. LA LOCALIZACION EN LOS CASOS DE TENER COMO OBRA DE CAPTACION UNA PRESA, YA SEA DE ALMACENAMIENTO O DE DERIVACION QUEDA SUPEREDITADA A LOS PROBLEMAS QUE ORIGINA ESTA CLASE DE ESTRUCTURAS Y NO SE TRATARA AQUI. EL CASO DE CAPTAR EL AGUA SUBALVEA O DE MANANTIAL CORRESPONDE, MAS BIEN, A UN ESTUDIO GEOHIDROLOGICO DETALLADO.

POR LO ANTERIOR Y TOMANDO EN CUENTA LO MAS COMUN Y CORRIENTE DEL CASO, PARA LA EXPLICACION DEL TEMA, SE ENFOCARA EL PROBLEMA DEL APROVECHAMIENTO DE UNA CORRIENTE SUPERFICIAL DE REGIMEN PERMANENTE; POR EJEMPLO UN RIO, UN CANAL, UN DREN, ETC.; Y EN GENERAL UNA CORRIENTE DE CAUCE MAS O MENOS DEFINIDO. DESPUES DE ESTA ACLARACION SE HACEN LAS SIGUIENTES RECOMENDACIONES PARA UBICAR LA TOMA DIRECTA, PARA DERIVAR LAS AGUAS DE UN RIO.

1. LA DISTANCIA A LA ZONA DE RIEGO O A LA PROBABLE DESCARGA DEBERA SER LA MINIMA POSIBLE.

2. EL TRAMO DE LA CORRIENTE QUE SE ESCOJA PARA LA OBRA, NO DEBERA ESTAR EXPUESTO A SOCAVACIONES NI A DEPOSITOS EXCESIVOS DE AZOLVE, POR LOS PERJUICIOS QUE ESTOS OCASIONAN, Y POR ELLO SE RECOMIENDA ELEGIR UN TRAMO LO MAS RECTO POSIBLE DE LA CORRIENTE Y EVITAR LOCALIZACIONES EN CURVAS.

FIGURA 4.2.

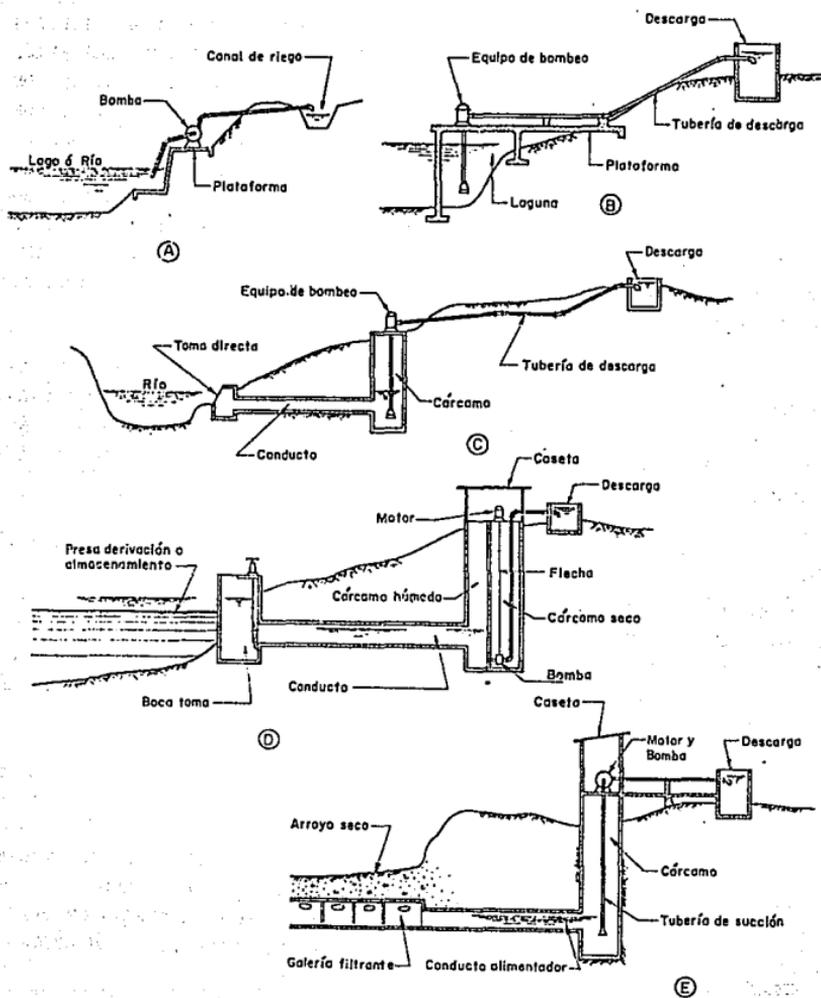


FIG. 4.1- Casos típicos de bombeo

CUANDO POR CONDICIONES NATURALES ESTO NO FUERA POSIBLE Y LA MAGNITUD DEL PROBLEMA LO AMERITARA, SE PODRIA LLEGAR A RECTIFICAR EL CAUCE EN UN TRAMO DETERMINADO ANTES Y DESPUES DE LA TOMA. EN OCASIONES SE SITUARA LA ESTRUCTURA ALEJADA DE LA MARGEN DEL RIO COMUNICANDOLA MEDIANTE UN CANAL DE ACCESO DE CARACTERISTICAS DE ANCHURA Y PENDIENTE AMPLIAS, CON EL OBJETO DE DAR OPORTUNIDAD A QUE LOS AZOLVES SE SEDIMENTEN EN ESTE CANAL ANTES DE LLEGAR A LAS REJILLAS.

3. SE EVITARAN LUGARES CERCANOS A CAIDAS Y RAPIDAS DE LA CORRIENTE PARA NO TENER VELOCIDADES FUERTES DEL AGUA AL FRENTE DE LA ESTRUCTURA. EN OTRAS PALABRAS, LA PENDIENTE DEL RIO DEBERA SER SUAVE Y MAS O MENOS UNIFORME.

4. GEOLOGICAMENTE EL TERRENO DEBERA SER LO SUFICIENTEMENTE RESISTENTE PARA DESPLANTAR LA ESTRUCTURA, EVITANDO LAS ZONAS DE DERRUMBES O CAUCE INESTABLE. UN BUEN INDICIO DE GEOLOGIA APROPIADA PARA EL EFECTO PUEDE SER QUE LA CORRIENTE TENGA UN CAUCE DEFINIDO.

5. DESDE EL PUNTO DE VISTA TOPOGRAFICO, ADEMAS DE PENDIENTE ADECUADA Y TRAZO RECTO, SE PROCURARA LOCALIZAR LAS OBRAS DE MODO DE NO TENER EXCESIVAS EXCAVACIONES.

6. POR OTRA PARTE ES CONVENIENTE PROCURAR BANCOS DE MATERIALES, COMO GRAVA Y ARENA, LO MAS PROXIMO POSIBLE A LA OBRA.

EN TRATANDOSE DE BOMBEAR LAS AGUAS DE UNA LAGUNA, SE DEBERA LOCALIZAR Y PROYECTAR LA OBRA DE TOMA PREVIENDO EVITAR EN LO POSIBLE SU AZOLVAMIENTO DEBIDO A LOS FENOMENOS QUE OCURREN EN ESTAS MASAS DE AGUA. EN LO POSIBLE DEBERA SITUARSE EN UNA AREA FUERA DE LAS CORRIENTES DE FONDO Y FENOMENOS DE OLEAJE.

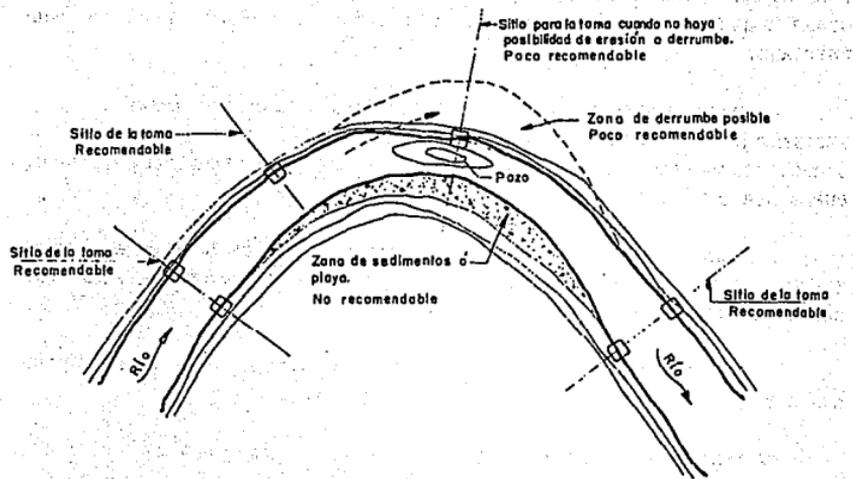


fig. 4.2 localización recomendable de la toma directa en curvas

4.2.1.1 PARTES DE LA TOMA.

CANAL DE ACCESO. SE CONSTRUYE PARA COMUNICAR, EN FORMA GRADUAL, LA FUENTE CON LA TOMA Y TAMBIEN SE APROVECHA EL PASO DEL AGUA POR EL PARA SEDIMENTAR MATERIAS EN SUSPENSION QUE LLEVE EL AGUA.

LAS DIMENSIONES QUE SE LE ASIGNAN ESTAN DE ACUERDO CON EL GASTO Y LA VELOCIDAD QUE SE CONSIDERE DEBE DARSELE AL AGUA PARA ENTRAR A LA TOMA (DE 0.40 A 0.80 m/seg), ADEMAS EL PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCION EMPLEADO Y LA CLASE DE MATERIAL EN DONDE SE ALOJE. CONVIENE DISEÑAR LA PLANTILLA DE ESTE ACCESO, EN CONTRA-PENDIENTE Y DISMINUYENDO SU ANCHO HACIA LA TOMA HASTA TENER LA DIMENSION HORIZONTAL DE LA REJILLA. SI ES DE LONGITUD CONSIDERABLE, CONVIENE QUE POR LO MENOS EN UN TRAMO ADJUNTO A LA ENTRADA SEA REVESTIDO PARA FACILITAR SU LIMPIEZA PERIODICA.

ESTRUCTURA DE ENTRADA. CONSTITUYE LA ENTRADA DEL AGUA SIRVIENDO DE APOYO A LAS REJILLAS. ALOJA LOS MECANISMOS O SISTEMAS DE CONTROL PARA EL PASO DEL AGUA, ASI COMO LO NECESARIO PARA FACILITAR SU INSPECCION Y LIMPIEZA CADA VEZ QUE LO REQUIERA. EN OCACIONES CERCA DE ELLA SE ANTEPONE UN MURO PARA TENER Y DESVIAR PECES.

REJILLAS. ADQUIERE FORMAS Y TAMAÑOS DIVERSOS QUE DEPENDEN DE LA NATURALEZA DE LOS CUERPOS QUE VA A RETENER, GASTOS Y CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE BOMBEO, DE LA MANERA PARA APOYARLAS, ASI COMO SU ACCESIBILIDAD PARA LOGRAR SU LIMPIEZA Y RESTITUCION. LA REJILLA DEBE SER PARALELA A LA CORRIENTE DEL RIO, PARA EVITAR QUE QUEDE EXPUESTA A LOS CHOQUES DIRECTOS CON LOS CUERPOS DE ARRASTRE, LO QUE TRAE COMO CONSECUENCIA SU DETERIORO, SOBRE TODO CUANDO SE LOCALIZA MUY CERCA O EN EL CAUCE DE LA FUENTE. ESTO EVITARA TAMBIEN LA ENTRADA DE AZOLVES.

ADOPTAR UNA POSICION VERTICAL O INCLINADA PARA APOYARLA EN LA ESTRUCTURA, ES CUESTION DE CONSIDERAR DADAS LAS CIRCUNSTANCIAS DEL CASO, LA FACILIDAD PARA SU LIMPIEZA, EXTRACCION, ETC., Y ALGUNA CONVENIENCIA DE LIMITACION DE ESPACIO.

SE CONSTRUYEN CON PERFILES LAMINADOS DE FIERRO ESTRUCTURAL, EMPLENDO

GENERALMENTE SOLERAS PARA LOS BARROTES QUE SE SOLDAN A UN MARCO FORMADO CON ANGULOS O TAMBIEN CON SOLERAS.

LA SEPARACION DE LOS BARROTES ES MUY IMPORTANTE EN PROBLEMAS DE BOMBEO, PUES PARA FIJARLAS, DE ANTEMANO SE DEBE CONOCER AUNQUE SEA APROXIMADAMENTE EL TAMAÑO MAXIMO DE LOS CUERPOS ARRASTRADOS POR EL AGUA QUE PUEDEN PASAR POR EL EQUIPO SIN NINGUN PERJUICIO. LOS FABRICANTES DE BOMBAS PROPORCIONAN ESTE DATO CARACTERISTICO, AL QUE SE LE LLAMA "PASO DE ESFERA" QUE SE REFIERE A LA MEDIDA MAYOR DE UN CUERPO QUE PUEDE PASAR POR LOS IMPULSORES SIN INCONVENIENTES. POR LO QUE LA SEPARACION ENTRE BARRAS TENDRA COMO VALOR MAXIMO ESA MEDIDA, SI ES QUE NO QUEDA LIMITADA POR OTRO CONCEPTO.

CONOCIDO EL GASTO DE BOMBEO Y EL PASO DE ESFERA SE ESTARA EN LA POSIBILIDAD DE PROPORCIONAR LA REJILLA.

EL AREA NETA NECESARIA SE DETERMINA CON LA FORMULA HIDRAULICA DE LA CONTINUIDAD, QUE ES:

$$Q = A_n V \rightarrow A_n = \frac{Q}{V}$$

DONDE:
An ----> AREA NETA
Q ----> GASTO DE BOMBEO
V ----> VELOCIDAD AL ENTRAR EL AGUA, CUYO VALOR SE SE FIJA ENTRE 0.40 Y 0.80 m/seg.

AL CALCULAR LA SECCION TRANSVERSAL DE LAS SOLERAS ESTRUCTURALMENTE, Y ADOPTAR SU SEPARACION CORRESPONDIENTE PODRA CONOCERSE EL AREA DE LA REJILLA (AREA BRUTA), PROCEDIENDO A DISEÑARLA DE MANERA QUE, EN LO POSIBLE QUEDE CONSTITUIDA POR TABLEROS DE PESO TAL QUE SEA FACIL DE TRANSPORTAR Y MOVER CON LA FUERZA HUMANA. EL CALCULO DE LA REJILLA SE HACE CONSIDERANDO QUE ESTA TOTALMENTE OBSTRUIDA Y QUE SE ROMPE CON CARGA MAXIMA EXTERIORMENTE CON UN MINIMO DE 6 METROS DE AGUA.

OCASIONALMENTE, LA ABUNDANCIA DE PECES ORIGINA LA NECESIDAD DE INSTALAR UNA REJILLA LOCALIZADA ADECUADAMENTE ANTES DE LA ESTRUCTURA DE ENTRADA Y DE MAGNITUD INDEPENDIENTE AL GASTO DE BOMBEO. EN ESTA REJILLA LA SEPARACION ENTRE BARRAS ES BASTANTE REDUCIDA, DEBIENDOSE PREVEER LA

FACILIDAD Y NECESIDAD DE LIMPIARLAS O DE SUSTITUIRLAS PERIODICAMENTE.

CONTROLES. EL PRINCIPAL PROBLEMA DE CONTROL QUE SE TIENE EN ESTAS ESTRUCTURAS ES DE CLAUSURAR EL PASO DEL AGUA CUANDO SE REQUIERA. ESTO SE NECESITA AL EFECTUAR LA LIMPIEZA PERIODICA DEL CONDUCTO Y CARCAMO O AL HACERSE ALGUNA REPARACION. TAMBIEN ES CONVENIENTE IMPEDIR EL FLUJO CUANDO LAS BOMBAS NO ESTEN TRABAJANDO YA QUE SE EVITA LA CUMULACION DE ARENAS Y LODOS EN EL INTERIOR DE LAS ESTRUCTURAS.

DECIMOS QUE SOLAMENTE SE NECESITA ESE CONTROL QUE PROPIAMENTE ES EL LLAMADO DE EMERGENCIA, PORQUE EL GASTO REQUERIDO SEGUN LAS NECESIDADES DE RIEGO O LA VARIACION PROVOCADA POR LAS FLUCTUACIONES DEL NIVEL DEL AGUA EN EL RIO SE REGULA CON EL MISMO EQUIPO DE BOMBEO, COMO SE VERA MAS ADELANTE AL TRATAR LO RELATIVO A LA SELECCION DE BOMBAS.

SI EL PROBLEMA ES DE Poca MAGNITUD BASTARA CON TENER EN LA ESTRUCTURA DE ENTRADA Y ANTES DE INICIAR EL CONDUCTO, UN SISTEMA DE AGUJAS DE MADERA LOCALIZANDO UN ACCESO PARA EL INTERIOR DE LA GALERIA Y DEL CARCAMO EN LUGAR APROPIADO, DE DIMENSIONES SUFICIENTES PARA LAS MANIOBRAS QUE SE REQUIERAN. EN OTROS CASOS LAS COMPUERTAS TIPO MILLER O DESLIZANTES PUEDEN SER LA SOLUCION Y OCASIONALMENTE UNA COMPUERTA DESLIZANTE O HASTA RADIAL PUEDE SER LA INDICADA. EL ACCESO A LAS AGUJAS O PARA MANIOBRAR LAS COMPUERTAS, GENERALMENTE SE HACE MEDIANTE UNA TORRE QUE SOBRESALE DEL NIVEL MAXIMO O POR LO MENOS NORMAL DEL AGUA EN EL RIO O A OTRO NIVEL LIBRE DE INUNDACIONES FRECUENTES.

CONDUCTO. PARA LLEVAR EL AGUA DE LA TOMA AL CARCAMO, SE EMPLEAN LAS ESTRUCTURAS QUE SE AGRUPAN EN:

1. CANALES ABIERTOS.
2. TUNELES.
3. CONDUCTOS CERRADOS.

DESDE EL PUNTO DE VISTA HIDRAULICO, ES CONVENIENTE QUE CUALQUIER TIPO DE CONDUCTO ADOPTADO FUNCIONE COMO CANAL Y CON REGIMEN LENTO, PRINCIPALMENTE PARA LA CONDICION DE TENER EN NIVEL MINIMO DEL AGUA EN EL RIO Y REQUERIR EL GASTO MAXIMO DE BOMBEO. ESTO SE HACE CON EL OBJETO DE

EVITAR FUERTES VELOCIDADES EN LA DESCARGA, QUE EN ESTE CASO ES EL CARCAMO. MAS ADELANTE AL TRATAR LO RELATIVO A ESTA ESTRUCTURA SE DIRAN LAS CONDICIONES CON LAS QUE EL AGUA DEBE ENTRAR A EL. POR AHORA SOLO SE COMENTARA EL USO DE UNO U OTRO TIPO DE CONDUCTO.

1. **CANALES ABIERTOS.** SE EMPLEAN GENERALMENTE PARA GASTOS PEQUEÑOS Y EN LONGITUDES CORTAS; ADEMAS SI LAS CONDICIONES TOPOGRAFICAS Y GEOLOGICAS PERMITEN HACERLO, COMO CUANDO SE LOCALIZAN A POCA PROFUNDIDAD, DONDE NO SEAN PROBABLES LOS PROBLEMAS DE DERRUMBES Y CONSECUENTEMENTE DE SU LIMPIEZA. ES FACTIBLE HACER CANAL ABIERTO CUANDO EL RIO TRANSPORTA POCOS AZOLVES EN EPOCAS DE CRECIENTES O CUANDO ESTAS AGUAS NO PUEDEN ENTRAR LIBREMENTE POR ARRIBA DEL CANAL. POR OTRA PARTE, PUEDE LIMITARSE SU USO DEBIDO A PROBLEMAS DE CARACTER LEGAL POR LAS MOLESTIAS QUE OCASIONAN AL ESTAR DESCUBIERTO.

SE RECOMIENDA REVESTIR LA SECCION HIDRAULICA, Y EN LOS TRAMOS DE MAYOR PROFUNDIDAD HACER LA EXCAVACION ESCALONADA, ES DECIR, DEJANDO BANQUETAS, PARA LA MEJOR ESTABILIDAD DEL TAJO Y EVITAR EN PARTE QUE LAS BASURAS Y TERRENOS DE LA SUPERFICIE LLEGUEN AL FONDO. ESTOS CANALES NECESITAN DE UN SERVICIO DE DESASOLVE CONSTANTE.

TUNELES. FUNDAMENTALMENTE, SI LAS CARACTERISTICAS GEOLOGICAS Y TOPOGRAFICAS DEL LUGAR, SON FAVORABLES PARA SU CONSTRUCCION Y LA LONGITUD DEL CONDUCTO Y GASTO DE BOMBEO LO AMERITEN ES CASI SEGURO QUE CONVENGA UN TUNEL.

DESDE EL PUNTO DE VISTA ESTRUCTURAL, LA SECCION CIRCULAR ES LA MEJOR, PERO HIDRAULICAMENTE -EN ESTE CASO DE CIRCULACION LIBRE DEL AGUA- ES MAS RECOMENDABLE OTRA CON BASE RECTANGULAR Y CORONADA CON UN ARCO O DEL TIPO HERRADURA. LAS DIMENSIONES SE ELIGEN CONSIDERANDO EL AREA HIDRAULICA Y LOS REQUISITOS MINIMOS QUE EXIGE LA PRACTICA DE LA CONSTRUCCION.

REVESTIR UN TUNEL O NO, DEPENDE DE LA BONDAD DEL MATERIAL EN DONDE SE PRACTICA Y DE SU FUNCION. EN ESTE CASO CONVIENE SIEMPRE REVESTIRLO PARA EVITAR FILTRACIONES Y SATURACION DEL TERRENO ADYACENTE. SIN EMBARGO, CUANDO SE TENGA LA SEGURIDAD DE QUE EL NIVEL DEL AGUA EN CUALQUIER EPOCA NO VA A LLENAR EL TUNEL, PROBABLEMENTE CONVENGA REVESTIRLO HASTA UNA ALTURA

DETERMINADA.

CONDUCTOS CERRADOS. SE RECURRE A ELLOS CUANDO LAS CONDICIONES DEL TERRENO NO SON LAS INDICADAS PARA PERFORAR UN TUNEL O QUE EL AREA HIDRAULICA NECESARIA SEA TAL, QUE NO SE JUSTIFIQUE HACER ESA CONSTRUCCION. EN OCASIONES ANTE LA ALTERNATIVA DE EMPLEAR UN CANAL ABIERTO LO MEJOR ES DECIDIRSE POR UN CONDUCTO CERRADO.

ES FRECUENTE DETERMINAR EL USO DE UN CONDUCTO CERRADO, CUANDO LAS EXCAVACIONES PARA SU CONSTRUCCION SON DE POCA PROFUNDIDAD Y QUE EXISTE EL PELIGRO DE AZOLVES ABUNDANTES. EN ESTOS CASOS SE CONSTRUYE A CIELO ABIERTO SOSTENIENDO LOS TALUDES DE UN MODO PROVISIONAL DURANTE LA CONSTRUCCION O DANDOLE INCLINACION ESTABLE DURANTE EL LAPSO DE LA OBRA. UNA VEZ COLOCADO EL CONDUCTO SE RELLENA EN SU DERREDOR Y EN LA CLAVE POR LO MENOS LO NECESARIO PARA SU PROTECCION. EL RESTO DE LA EXCAVACION, GENERALMENTE SE DEJA ABIERTA.

LAS SECCIONES USUALES SON TRAPECIALES, RECTANGULARES O CIRCULARES O UNA COMBINACION DE ESTAS DOS ULTIMAS, FABRICANDOSE DE CONCRETO O MAMPOSTERIA. TAMBIEN SUELE EMPLEARSE TUBERIA PREFABRICADA DE ASBESTO-CEMENTO O DE CONCRETO.

SI AL CALCULAR EL AREA HIDRAULICA PARA EL GASTO REQUERIDO, RESULTA RELATIVAMENTE PEQUEÑA, ES CONVENIENTE AUMENTAR SU SECCION PARA FACILITAR SU LIMPIEZA DE LODOS O ARENAS QUE CON EL TIEMPO PUEDEN TENERSE. POR ESTE MOTIVO SE RECOMIENDA CONSTRUIR POZOS DE VISITA A DISTANCIAS NO MAYORES DE 100 METROS.

FINALMENTE, ANTE LA POSIBILIDAD DE EMPLEAR INDISTINTAMENTE CUALQUIER TIPO DE CONDUCTO, EL FACTOR ECONOMICO, QUE NO HAY QUE PERDER DE VISTA, AYUDARA A TOMAR LA DECISION CORRESPONDIENTE.

4.2.2 CARCAMO.

EL POZO DE SUCCION O CARCAMO ES LA ESTRUCTURA VERTICAL EN DONDE DESCARGA EL CONDUCTO DE LA TOMA Y SE INSTALAN LAS BOMBAS PARA ELEVAR EL AGUA AL NIVEL DESEADO.

CONSISTE GENERALMENTE EN UN DEPOSITO ENTERRADO CONSTRUIDO DE CONCRETO O MAMPOSTERIA CUYAS DIMENSIONES ESTAN EN FUNCION DE LA MAGNITUD DEL EQUIPO QUE SE VAYA A INSTALAR Y DEL PROCEDIMIENTO EMPLEADO EN SU CONSTRUCCION. ADEMAS EN SU DISEÑO SE TOMA EN CUENTA LA FACILIDAD QUE SE DEBE TENER PARA SU INSPECCION Y LIMPIEZA PERIODICA.

LOCALIZACION. PARA DEFINIR SU LOCALIZACION SE DEBEN CONSIDERAR LAS CONDICIONES FISICAS QUE OFRECE EL LUGAR DONDE HA DE HACERSE LA INSTALACION, Y SU SITUACION CON RESPECTO A LAS ESTRUCTURAS DE TOMA Y DESCARGA. LA COMBINACION DE ESTAS CIRCUNSTANCIAS PERMITIRA ELEGIR EL SITIO MAS CONVENIENTE.

EL CARCAMO DEBERA UBICARSE EN UN LUGAR ESTABLE, SIN PELIGRO DE DERRUMBE, LEJOS DE CRUCE CON ARROYOS Y EN GENERAL EN UN TERRENO CONSISTENTE. LA FALTA DE ESTA ULTIMA CARACTERISTICA SE TRADUCE EN EL AUMENTO DEL COSTO DE LA ESTRUCTURA YA QUE NO ES IGUAL EXCAVAR EN UN TERRENO ROCOSO QUE EN UNA ARCILLA DELEZNABLE; SE PUEDE ASEVERAR QUE PARA UNA MISMA PROFUNDIDAD LOS PROBLEMAS DE ADEME SERIAN MAYORES EN EL SEGUNDO CASO. ES RECOMENDABLE SITUARLO EN UN LUGAR MAS ALTO DE LA TRAZA QUE FORMA EL NIVEL DE AGUAS MAXIMO DEL RIO CON LAS LADERAS DEL CAUCE, A UNA DISTANCIA MINIMA QUE SE OBTIENE CONOCIENDO O ESTIMANDO EL ANGULO DE REPOSO DEL MATERIAL. VEASE FIGURA 4.3.

EN OCASIONES, PARA LA LOCALIZACION PUEDEN INFLUIR FACTORES ESPECIALES, COMO EL ACCESO RAPIDO A UN CAMINO EXISTENTE CERCANO A LA LINEA DE CONDUCCION, A LA FACILIDAD PARA DERIVAR LA ENERGIA ELECTRICA DE UNA LINEA QUE PASA EN UN LUGAR PROXIMO, ETC..

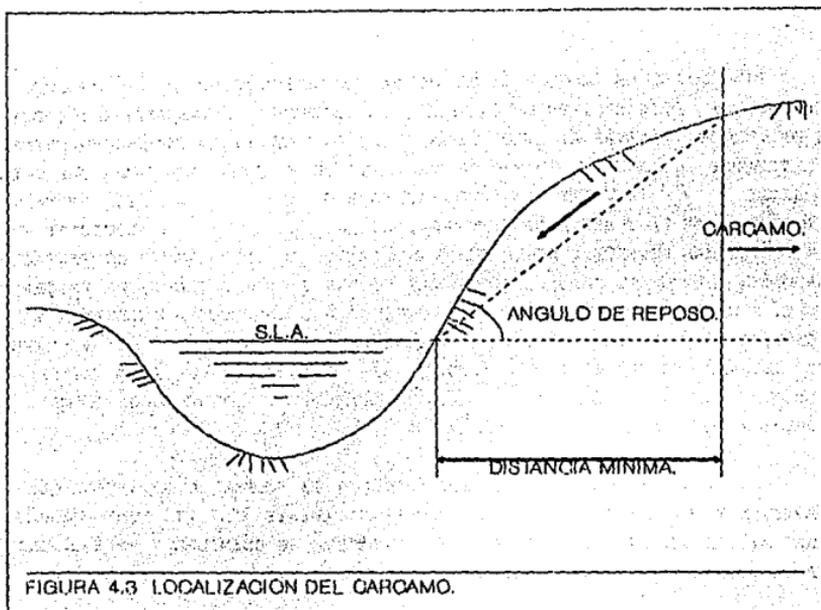


FIGURA 4.3 LOCALIZACION DEL CARCAMO.

ORDINARIAMENTE EL SITIO DE LA DESCARGA ESTA MAS O MENOS OBLIGADO Y SE ELIGE ANTES QUE EL CARCAMO, LO MISMO QUE LA TOMA, POR LO QUE PARA SABER LA CONVENIENCIA DE UBICARLO LEJOS, CERCA O JUNTO A UNA DE ESAS ESTRUCTURA, ES NECESARIO EFECTUAR UN ESTUDIO COMPARATIVO, DE CARACTER ECONOMICO, CONSIDERANDO LAS CONSECUENCIAS DE CADA ALTERNATIVA.

AHORA BIEN, SIENDO LA FINALIDAD DE DICHO ESTUDIO LA DE CONOCER UNA CONVENIENCIA MAS PARA UBICAR EL CARCAMO, PERO, QUE EN GENERAL, NO ES DETERMINANTE PARA ELEGIR EL SITIO, EL ANALISIS QUE SE HACE NO ES DEL TODO EXHAUSTIVO SINO MAS BIEN APROXIMADO, POR LO TANTO, CON EL GASTO DE BOMBEO Y EL PERFIL DE LA CONDUCCION SE PUEDE CALCULAR LA LONGITUD APROXIMADA DE LOS OTROS ELEMENTOS -CARCAMO, TUBERIAS, ETC.- Y SE ESTARA EN LA POSIBILIDAD DE CONOCER LA DISPOSICION QUE CONVENGA EMPLEAR.

UN EQUIPO DE BOMBEO CERCA DE LA CAPTACION COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA 4.1C, ORIGINAN, PRINCIPALMENTE, LA NECESIDAD DE INSTALAR UNA TUBERIA A PRESION PARA LLEVAR EL AGUA HASTA EL SITIO REQUERIDO; CONSECUENTEMENTE, SE TENDRAN DURANTE LA OPERACION PERDIDAS DE ENERGIA POR FRICCION Y LAS DEBIDAS A LAS VALVULAS QUE SERA NECESARIO INSTALAR PARA EL CONTROL Y PROTECCION DE LA TUBERIA DE DESCARGA, LO QUE REDUNDA EN LA ADQUISICION DE UN EQUIPO MAS POTENTE Y SEGURAMENTE CON GASTOS DE OPERACION Y CONSERVACION MAYORES, QUE EN EL CASO DE TENER LAS BOMBAS JUNTO AL TANQUE DE DESCARGA. EN EL PRIMER CASO, EN CAMBIO, LA LONGITUD DEL CONDUCTO ALIMENTADOR SERIA MENOR, EL CARCAMO TENDRIA MENOS PROFUNDIDAD Y NATURALMENTE, LOS VOLUMENES DE EXCAVACION EN ESTAS ESTRUCTURAS SE REDUCIRIAN. POR OTRA PARTE, LA LONGITUD DE LA TUBERIA DE SUCCION SE ACORTARIA Y ESTO PARA EL CASO DE BOMBAS HORIZONTALES ES IMPORTANTE.

EN CASO DE TENER EL EQUIPO JUNTO A LA DESCARGA ES OBVIO QUE EL CARCAMO Y EL CONDUCTO CRECEN, COMPARATIVAMENTE CON EL CASO COMENTADO ARRIBA; LAS TUBERIAS DE DESCARGA PRACTICAMENTE SE ELIMINAN Y PROBABLEMENTE YA NO SEA NECESARIO LAS VALVULAS DE RETENCION.

DESDE EL PUNTO DE VISTA DE FUNCIONAMIENTO, CUALQUIER ALTERNATIVA PUEDE SER BUENA Y SOLO DEPENDE QUE LO SEA, DE UN BUEN DISEÑO, PARA LO CUAL DEBEN CONSIDERARSE LOS FACTORES CITADOS. SIN EMBARGO, ES RECOMENDABLE QUE EN LO POSIBLE LAS BOMBAS TENGAN UNA DESCARGA INMEDIATA PARA TENER CONCENTRADA EN UN SOLO LUGAR SU OPERACION Y EL PRINCIPIO DE LA DISTRIBUCION DEL AGUA; PERO ESTO DEPENDERA DE LAS CONDICIONES GENERALES DEL PROYECTO.

DISEÑO. SIENDO EL CARCAMO EL DEPOSITO DONDE TOMAN EL AGUA LAS BOMBAS, SE HA COMPROBADO QUE DE UN BUEN DISEÑO, DESDE EL PUNTO DE VISTA HIDRAULICO, DEPENDE EN GRAN PARTE LAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DESEADO Y LA DURABILIDAD DE ESAS UNIDADES. EL DISEÑO DE ESA ESTRUCTURA MERECE ESPECIAL ATENCION, SOBRE TODO CUANDO SE VAYAN A INSTALAR CENTRIFUGAS VERTICALES CUYO CUERPO DE IMPULSORES ESTARA SUMERGIDO EN EL AGUA DEL CARCAMO.

EN GENERAL, LA FORMA Y DIMENSIONES QUE SE LE ASIGNEN, SE DETERMINAN PRINCIPALMENTE CON EL TAMAÑO Y NUMERO DE BOMBAS, POR LO QUE PARA SU PROPORCIONAMIENTO DEFINITIVO, PREVIAMENTE SE DEBERA ELEGIR EL EQUIPO DE BOMBEO. INICIALMENTE LAS DIMENSIONES PUEDEN SUPONERSE BASANDOSE EN EL

DISEÑO DE OTROS PROYECTOS SIMILARES.

LA FORMA ADOPTADA PARA LA PLANTA DEL CARCAMO SUELE SER RECTANGULAR, CIRCULAR O UNA COMBINACION DE ESTAS; EN OCASIONES, SE PREFIERE LA CIRCULAR POR LAS VENTAJAS QUE OFRECE ESTA GEOMETRIA PARA SU CONSTRUCCION; POR EJEMPLO, EN TERRENOS BLANDOS, DONDE ES FACTIBLE INCAR ANILLOS DE CONCRETO (TIPO POZO INDIO) QUE ADEMAS SIRVEN DE ADEME DURANTE SU EXCAVACION.

A CONTINUACION SE TRANSCRIBE UNA TRADUCCION DEL INGLES, DE UN ARTICULO OBTENIDO DEL CATALOGO STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE DE LOS ESTADOS UNIDOS, RELATIVO AL PROYECTO DE CARCAMOS. CONTIENE COMENTARIOS Y RECOMENDACIONES AL RESPECTO, QUE SE HAN ENCONTRADO MEDIANTE ALGUNOS ESTUDIOS CON MODELOS REDUCIDOS. DADA LA AUTORIDAD DE ESE INSTITUTO, EN ESTA CLASE DE PROBLEMAS Y A FALTA DE OTRAS FUENTES Y DE NUESTRAS PROPIAS EXPERIENCIAS, LOS LINEAMIENTOS QUE SEÑALAN EN SU CATALOGO SON LOS QUE SE RECOMIENDAN CONSULTAR PARA EL DISEÑO DE ESTAS ESTRUCTURAS.

DICE EL ESTANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE:

PLANEACION DE UNA TOMA DE AGUA QUE SE VA A BOMBLEAR. LA FUNCION DE UN DEPOSITO DEL CUAL SE VA A TOMAR AGUA, EN CUALQUIER PARTE QUE ESTE LOCALIZADO, YA SEA EN UN CANAL ABIERTO O EN UN TUNEL QUE TENGA UN PERIMETRO HUMEDO A CIEN POR CIENTO, ES PARA PROPORCIONAR EN TODOS LOS CASOS LA DISTRIBUCION DEL FLUJO DE AGUA HACIA LA CAMPANA DE SUCCION; UNA DISTRIBUCION DESIGUAL DE FLUJO CARACTERIZADO POR FUERTES CORRIENTES LOCALES FAVORECE LA FORMACION DE TORBELLINOS Y CON BAJOS VALORES DE SUMERGENCIA PUEDE INTRODUCIR AIRE EN LA BOMBA REDUCIENDO SU CAPACIDAD Y PRODUCIENDO MUCHO RUIDO. UNA DISTRIBUCION DESIGUAL TAMBIEN PUEDE AUMENTAR O DISMINUIR EL CONSUMO DE ENERGIA, CON UN CAMBIO TOTAL EN LA UNIFORMIDAD DE LA CARGA SE PODRAN PRODUCIR REMOLINOS QUE NO APARECEN EN LA SUPERFICIE Y ESTO PUEDE TENER RESULTADOS ADVERSOS.

UNA VELOCIDAD DESIGUAL EN LA DISTRIBUCION, CONDUCE A LA ROTACION DE PORCIONES DE LA MASA DE AGUA A LO LARGO DE LA LINEA DE SUCCION EN FORMA TURBULENTA QUE PODRA PONER EN MOVIMIENTO LA LINEA CENTRAL. LA DISTRIBUCION DESIGUAL DEL FLUJO PUEDE SER CAUSADA POR LA GEOMETRIA DEL DEPOSITO DE

SUCCION Y LA MANERA EN QUE EL AGUA SE INTRODUCE EN EL CARCAMO.

CALCULANDO UN PROMEDIO DE VELOCIDAD BAJO, NO ES UNA BASE PROPIA PARA JUZGAR LA EXCELENCIA DE LA TOMA. ALTAS VELOCIDADES LOCALES EN LAS CORRIENTES Y REMOLINOS, SE PUEDEN PRESENTAR EN LAS TOMAS QUE TENGAN UN PROMEDIO BAJO DE VELOCIDAD. EFECTIVAMENTE, LA DISTRIBUCION DESIGUAL QUE REPRESENTAN, OCURRE MENOS EN FLUJOS DE ALTAS VELOCIDADES CON BASTANTE TURBULENCIA PARA OPONERSE A LA FORMACION GRADUAL DE UN VORTICE MAS Y MAS GRANDE EN CUALQUIER REGION. SE PUEDEN PRESENTAR PEQUEÑOS Y NUMEROSOS REMOLINOS QUE NO CAUSARAN INCOVENIENTES.

LAS PROPORCIONES SATISFATORIAS DEL VALOR DE LA SUMERGENCIA DEPENDEN, PRINCIPALMENTE, DEL ACCESO A LA TOMA Y DEL TAMAÑO DE LA BOMBA. LOS FABRICANTES DE BOMBS, GENERALMENTE PROPORCIONAN INFORMACION DE LOS PROBLEMAS ESPECIFICOS, CUANDO EL DISEÑO DEL CARCAMO ES EN FORMA PRELIMINAR, Y SI ESTE DISEÑO CONTIENE TODOS LOS DIBUJOS NECESARIOS PARA LA INSTALACION QUE PROPORCIONAN LAS LIMITACIONES FISICAS DEL LUGAR.

UN ANALISIS COMPLETO DE LAS ESTRUCTURAS DE LOS DEPOSITOS ES MEJOR QUE ESTE ACOMPAÑADA CON ESTUDIOS DE MODELOS A ESCALA.

SE PUEDEN HACER ALGUNAS RECOMENDACIONES PRELIMINARES PARA CASOS EN PARTICULAR Y PARA LA OPERACION DE UNA BOMBA, COMO LAS QUE SE MENCIONAN ENSEGUIDA SUJETAS A LA CALIFICACION DE LAS SIGUIENTES RECOMENDACIONES:

1. EL ACONDICIONAMIENTO IDEAL DE ACCESO, ES UN CANAL RECTO QUE LLEGUE DIRECTAMENTE HACIA LA BOMBA; LAS CURVAS Y LAS OBSTRUCCIONES SON PERJUDICIALES DESDE EL MOMENTO QUE CAUSEN CORRIENTES Y REMOLINOS CON TENDENCIA A FORMAR TORBELLINOS. LA CAMPANA DE SUCCION DEBE ESTAR LOCALIZADA CERCA DE LA PARED TRASERA O POSTERIOR Y NO A MUY GRANDE DISTANCIA DE LA BASE O PISO DEL POZO DE SUCCION.

2. EL FLUJO DEL AGUA NO DEBE PASAR DE UNA BOMBA PARA LLEGAR A LA SIGUIENTE, SIEMPRE QUE ESTO SE PUEDA EVITAR; SI LAS BOMBAS TIENEN QUE ESTAR LOCALIZADAS EN LA LINEA DEL FLUJO, SE DEBERA CONSTRUIR UNA CELDILLA ALREDEDOR DE CADA BOMBA O PONER PALETAS MOVILES BAJO LA BOMBA PARA DEFLECTAR EL AGUA HACIA ARRIBA. EL MODELO DE UN POZO DE SUCCION DEBERA SER

PROBADO PARA VERIFICAR ESTOS REQUISITOS.

3. EN LO QUE SEA POSIBLE, LA TRAYECTORIA DEL FLUJO DEBERA SER EN FORMA QUE REDUZCA EL ARRÁSTRE ALTERNO DE REMOLINOS TRAS LA BOMBA Y OBSTRUCCIONAR LA CORRIENTE DEL FLUJO.

4. FIGURA BF-36 (4.4) HA SIDO PROYECTADA PARA MOSTRAR LAS SUGESTIONES PARA CONSTRUIR UN POZO DE SUCCION CON LAS MEDIDAS CORRECTAS, EN VISTA DE QUE ESTOS VALORES PROVIENEN DE PROMEDIOS OBTENIDOS DE DIFERENTES CLASES Y TIPOS DE BOMBAS Y SE REFIEREN A UNA LINEA ENTERA DE VELOCIDADES ESPECIFICAS; NO DEBERAN SER TOMADOS COMO VALORES ABSOLUTOS, SINO, UNICAMENTE, COMO GUIAS BASICAS SUJETAS A POSIBLES VARIACIONES (VER FIGURA 4.4).

5. LA DIMENSION "C" ES UN VALOR PROMEDIO QUE PUEDE SER MAYOR O MENOR Y ESTA SUJETO A CONSULTAS CON EL FABRICANTE DE LA TOMA.

6. LA DIMENSION "B" SE HA SUGERIDO COMO MAXIMO QUE PUEDE DEPENDER EN CIERTA FORMA DE LA CAMPANA DE SUCCION Y EL DIAMETRO DE LA VALVULA DE SUCCION PROPUESTA POR EL CONSTRUCTOR; LA ORILLA DE LA CAMPANA DEBE DE ESTAR LO MAS CERCANA POSIBLE A LA PARED TRASERA DEL DEPOSITO O CARCAMO; ALGUNAS VECES LA POSICION DE LA CAMPANA DE SUCCION ESTA SUJETA AL ESPACIO QUE REQUIERE EL MOTOR EN EL PISO SUPERIOR, SI ESTO AUMENTA LA DIMENSION "B", EXCESIVAMENTE, DEBERA INSTALARSE UN MURO FALSO.

7. DIMENSION "S" ES LA MINIMA PARA EL ANCHO DEL DEPOSITO PARA LA INSTALACION DE UNA SOLA BOMBA, ESTA DIMENSION PUEDE SER AUMENTADA PERO SI SE HACE MENOR DEBERA CONSULTARSE CON EL FABRICANTE PARA SABER SI ES LA ADECUADA.

8. LA DIMENSION "H" ES EL VALOR MINIMO Y ESTA BASADO EN EL NIVEL NORMAL DEL AGUA EN LA CAMPANA DE SUCCION DE LA BOMBA, TOMANDO EN CONSIDERACION LAS PERDIDAS POR FRICCIÓN ATRAVÉS DE LA PICHANCHA, REJILLA Y ACCESO A LA TOMA; ESTAS DIMENSIONES PUÉDEN SER CONSIDERABLEMENTE MENOR, MOMENTANEAMENTE, O EN POCA FRECUENCIA, SIN QUE POR ESO SE PRODUZCA UN GRAVE DAÑO PARA LA BOMBA. SIN EMBARGO, DEBERA RECORDARSE QUE ESTA SITUACION NO

REPRESENTA LA SUMERGENCIA. LA SUMERGENCIA SE HA ESTIMADO POR MEDIO DE LA DIMENSION "H" MENOS "C" ESTO REPRESENTA LA ALTURA FISICA DEL VIVEL DEL AGUA ARRIBA DE LA ENTRADA DE LA CAMPANA DE SUCCION.

LA SUMERGENCIA EFECTIVA DE LA BOMBA ES UN POCO MENOR QUE ESTA DESDE EL MOMENTO DE QUE LA ABERTURA DEL IMPULSOR ESTA A CIERTA DISTANCIA ARRIBA DE LA ENTRADA DE LA CAMPANA DE SUCCION, POSIBLEMENTE DE 3 A 4 PIES. PARA EL PROPOSITO DE PROYECTAR UN BUEN DISEÑO PARA EL DEPOSITO, EN RELACION CON EL PROYECTO, SE SOBREENTIENDE QUE LA BOMBA HA SIDO SELECCIONADA DE ACUERDO CON LA INDICACIONES ESPECIFICADAS.

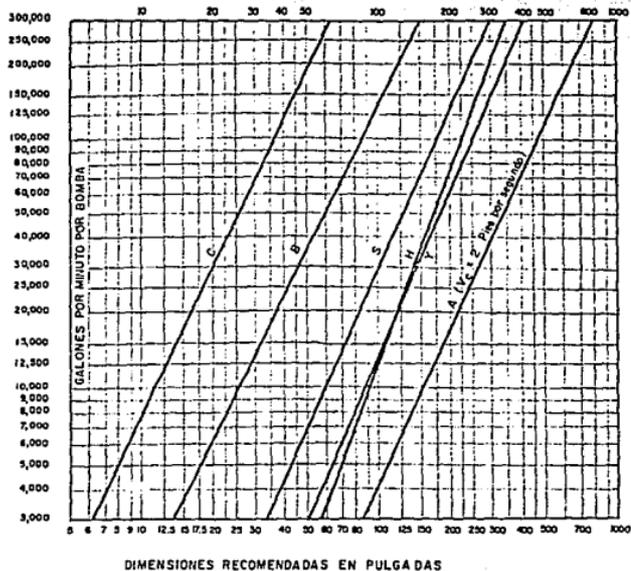
9. DIMENSIONES "Y" Y "A" SON LAS RECOMENDADAS COMO VALORES MINIMOS; ESTAS DIMENSIONES PUEDEN SER TAN GRANDES COMO SE DESEE, PERO DEBERAN ESTAR LIMITADAS A LAS RESTRICCIONES INDICADAS EN LA CURVA. SI EL DISEÑO NO INCLUYE LA REJILLA, SE PUEDE CONSIDERAR LA DIMENSION "A" MAS GRANDE, LAS DIMENSIONES DE ANCHURA Y DE ALTURA DE LA REJILLA NO DEBERAN SER, SUBSTANCIALMENTE, MENORES QUE "S" Y "H", RESPECTIVAMENTE.

10. SI LA VELOCIDAD DE LA CORRIENTE PRINCIPAL ES MAYOR QUE 2 ft/seg, SERA NECESARIO CONSTRUIR EN LINEA RECTA, SEPARADORES EN EL CANAL DE ACCESO, AUMENTAR LA DIMENSION "A", HACER UN ENSAYO CON UN MODELO DE LA INSTALACION O IDEAR UNA COMBINACION DE ESTOS FACTORES.

11. TODAS LAS DIMENSIONES QUE SE MUESTRAN EN LA FIGURA BF-36 (4.4) ESTAN BASADAS EN LA CAPACIDAD DE LA BOMBA DE ACUERDO CON LA CARGA. CUALQUIER AUMENTO EN LA CAPACIDAD ARRIBA DE ESTOS DEBEN SER MOMENTANEOS O POR TIEMPO MUY LIMITADO. SI LAS OPERACIONES CON UNA CAPACIDAD AUMENTADA SE PRACTICA DURANTE PERIODOS CONSIDERABLEMENTE LARGOS DE TIEMPO, SE DEBERA USAR LA CAPACIDAD MAXIMA PARA OBTENER LAS DIMENSIONES EFECTIVAS DEL DISEÑO DEL CARCAMO.

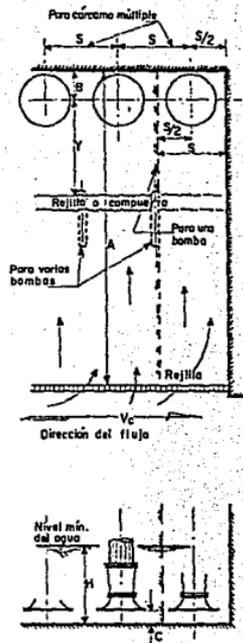
TODAS LAS CONDICIONES ANTERIORES TAMBIEN SON APLICABLES CUANDO SE TRATA DE INSTALACIONES MULTIPLES DE BOMBAS, EN LAS CUALES "S" VIENE A SER EL ANCHO PARA UNA CELDA INDIVIDUAL DE UNA BOMBA O SEA LA DISTANCIA DE CENTROS ENTRE DOS BOMBAS, SI NO SE USAN MUROS DE DIVISION.

FIG. A-4



Véanse notas explicativas en el texto del artículo parte B-63. Dimensiones aplicadas en aguas limpias. Para líquidos que contienen sedimentos pídanse especificaciones al fabricante.

Fig. BF-36



LAS DIMENSIONES RECOMENDADAS EN LA FIGURA BF-36 TAMBIEN SON APLICABLES COMO SE DICE ARRIBA, PERO DEBERAN AGREGARSE LAS SIGUIENTES DETERMINACIONES:

FIGURA BF-37A (4.5A). PARA EL DISEÑO DEL CARCAMO SE RECOMIENDA EN PRIMER LUGAR, QUE EL AGUA LLEGUE SIMULTANEAMENTE A TODAS LAS BOMBAS CON BAJA VELOCIDAD Y CON FLUJO RECTO Y UNIFORME. LAS VELOCIDADES CERCA DE LA BOMBA DEBERAN SER ALREDEDOR DE 1 ft/seg. NO SE RECOMIENDA CAMBIOS BRUSCOS EN EL TAMAÑO DEL TUBO DE SUCCION, EN EL CARCAMO Y EN EL TUBO DE ALIMENTACION.

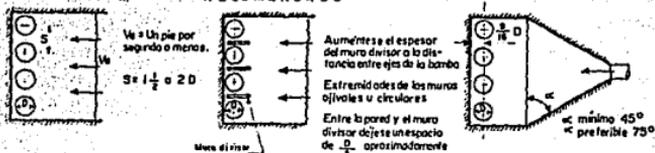
FIGURA BF-37B (4.5B). UN NUMERO DE BOMBAS DETERMINADAS TRABAJANDO EN EL MISMO CARCAMO, OPERARA MEJOR SIN MUROS DIVISORIOS A MENOS QUE TODAS LAS BOMBAS ESTEN EN OPERACION AL MISMO TIEMPO, EN CUYO CASO EL USO DE MUROS DE SEPARACION NO ES PERJUDICIAL. SI SE USAN PAREDES DE SEPARACION CON FINES ESTRUCTURALES Y LAS BOMBAS VAN A OPERAR INTERMITENTEMENTE, DEJESE UN ESPACIO ATRAS DE CADA PARED, PARTIENDO DEL PISO DEL CARCAMO POR LO MENOS HASTA LA ALTURA DEL NIVEL DEL AGUA. SI ES NECESARIO USAR ESTAS PAREDES AUMENTESE LA DIMENSION "S" POR MEDIO DE LA ANCHURA DE LA PARED PARA CORREGIR EL ESPACIO EN LA LINEA CENTRAL; YA SEA QUE LAS TERMINALES DE LOS SEPARADORES SEAN EN FORMA REDONDA U OJIVAL, NO SE RECOMIENDA LA LOCALIZACION DE CIERTO NUMERO DE BOMBAS ALREDEDOR DEL BORDE DEL CARCAMO CON O SIN PAREDES DIVISORIAS.

FIGURA BF-37C (4.5C). CUALQUIER CAMBIO BRUSCO QUE SE HAGA EN LA DIMENSION DEL TUBO DE SUCCION O DEL CANAL DE ACCESO A LA BOMBA, NO ES RECOMENDABLE.

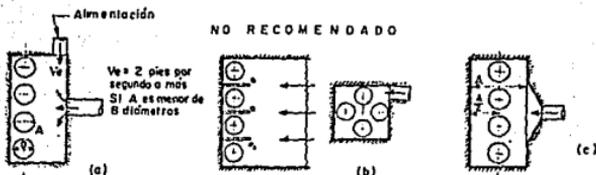
UN TUBO RELATIVAMENTE PEQUEÑO PARA ALIMENTAR UNA BOMBA DE GRAN TAMAÑO DENTRO DEL CARCAMO, DEBERA ACOPLARSE USANDO UNA SECCION CONICA DE DIAMETRO GRADUALMENTE DE MENOR A MAYOR. EL ANGULO DEBERA SER LO MAS GRANDE POSIBLE DE PREFERENCIA NO MENOS DE 45 GRADOS; CON ESTE ARREGLO, LAS VELOCIDADES DEBERAN SER MENORES DE 1 ft/seg, QUE ES LO DESEABLE. ESPECIALMENTE NO SE RECOMIENDA CONECTAR NUNCA UN TUBO PEQUEÑO DIRECTAMENTE A UN CARCAMO GRANDE CUANDO LAS BOMBAS QUEDAN MUY CERCA DE LA TOMA; EN ESTE CASO, EL FLUJO TENDRA UN GRAN CAMBIO DE DIRECCION PARA LLEGAR A LA MAYORIA DE LAS BOMBAS. CENTRANDO LAS BOMBAS EN EL CARCAMO PRODUCE GRANDES AREAS DE TURBULENCIA

**ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
CARCAMO PARA VARIAS BOMBAS**

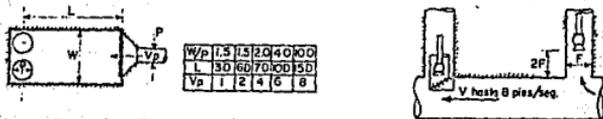
RECOMENDADO



NO RECOMENDADO

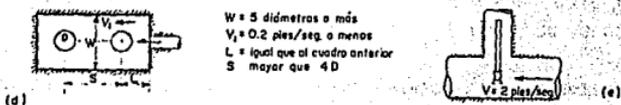


RECOMENDADO



Los desarenadores, rejas y pichonchas deberán colocarse transversalmente a la entrada del canal y al principio de la sección más ancha

NO RECOMENDADO A MENOS QUE:



RECOMENDADO ALTERNADO CON (b)

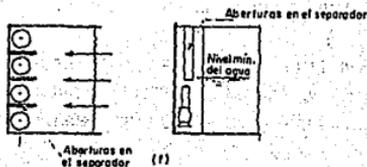


Fig. BF-37
FIG 4.5

ATRAS DE LAS BOMBAS CON EL RESULTADO PERJUDICIAL DE LA OPERACION DE LAS MISMAS.

FIGURA BF-37D (FIG 4.5D). SI SE PUEDE MANTENER LA VELOCIDAD DENTRO DEL CARCAMO LO BASTANTE BAJA (MENOS DE 1 ft/seg), UN CAMBIO BRUSCO ENTRE EL TUBO DE ENTRADA Y EL CARCAMO SE PUEDE ARREGLAR SI SU LONGITUD ES IGUAL O EXCEDE A LOS VALORES QUE SE MUESTRAN. QUEDANDO AUSENTADO QUE CUANDO LA RELACION W/P AUMENTA, LA VELOCIDAD DE LA TOMA EN "P" AUMENTARA HASTA UN MAXIMO PERMISIBLE DE 8 ft/seg, EN W/P IGUAL A 10.

NO ES RECOMENDABLE LA INSTALACION DE LAS BOMBAS EN LINEA, A MENOS QUE LA RELACION ENTRE CARCAMO Y BOMBA SEA BASTANTE GRANDE Y LAS BOMBAS ESTEN SEPARADAS POR UN MARGEN LONGITUDINAL AMPLIO; UN CARCAMO CONSTRUIDO EMPLEANDO EN SU DISEÑO LAS PRESENTES RECOMENDACIONES, GENERALMENTE RESULTA DE MENOR COSTO.

FIGURA BF-37E (FIG 4.5E). MUCHAS VECES ES DE DESEARSE LA INSTALACION DE BOMBAS EN TUNELES O EN LINEAS DE TUBERIAS. UN TUBO PROTECTOR O UNA LUMBRERA PARA ALOJAR LA BOMBA PROVISTA DE UN TUBO DE SUCCION CON ENTRADA EN "L" ORIENTADO HACIA LA CORRIENTE, SERA SATISFACTORIO EN AQUELLOS FLUJOS HASTA DE 8 ft/seg; CUANDO NO SE INSTALA LA ENTRADA EN FORMA DE "L", LA CAMPANA DE LA BOMBA DEBERA SER LOCALIZADA POR LO MENOS EL DOBLE DE LOS DOS DIAMETROS VERTICALES ARRIBA DE LA PARTE SUPERIOR DEL TUNEL Y NO SUSPENDIDA DENTRO DEL FLUJO DEL TUNEL, ESPECIALMENTE EN AQUELLOS CASOS EN QUE LAS VELOCIDADES EN EL TUNEL SEAN DE 2 ft/seg O MAYORES.

NO DEBERAN EXISTIR CORRIENTES DE AIRE A LO LARGO DE LA PARTE SUPERIOR DEL TUNEL. EN ESTE CASO SERA NECESARIO AHONNDAR LA EXCAVACION O CONSERVAR EL NIVEL DEL AGUA A SU MINIMO CUANDO SE TRATE DE UN POZO VERTICAL.

FIGURA BF-37F (FIG 4.5F). UNA ALTERNATIVA PARA (B) ES ESTABLECER RESPIRADEROS EN LAS PARTES LATERALES, PARTIENDO DEL CENTRO AL PUNTO MAS BAJO DEL NIVEL MINIMO DEL AGUA; ESTO PERMITIRA DESALOJAR EL FLUJO DE LAS CAMARAS DONDE NO EXISTE EL BOMBEO.

4.2.2.1 CORRECCION DE LOS CARCAMOS EXISTENTES.

SE HA ESTABLECIDO DEFINITIVAMENTE QUE LA TURBULENCIA EN LOS CARCAMOS PARA LA SUCCION DE BOMBAS ES PERJUDICIAL PARA LAS BOMBAS, PARA LA TOMA Y PARA LAS ESTRUCTURAS. TAMBIEN ES UNA VERDAD, QUE ES DE UNA MAGNITUD PEQUEÑA LA FUERZA QUE PUEDE DESARROLLAR U ORIGINAR UN REMOLINO. MIENTRAS SE PUEDAN EVITAR ESTOS FENOMENOS EN EL NUEVO DISEÑO DE ESTRUCTURAS YA EXISTENTE Y EN LAS CUALES LOS PROBLEMAS SON YA APARENTES O CUANDO SE NECESITA HACER UNA AMPLIACION DEL CARCAMO, ES NECESARIO APLICAR MEDIDAS DE CORRECCION. LA REVISION DE LAS DIVERSAS MEDIDAS PARA CORREGIR EN PARTICULAR LOS PROBLEMAS DE LOS CARCAMOS, SE MUESTRA EN LA FIGURA BF-38 (FIG 4.6). EN MUCHOS CASOS LAS MODIFICACIONES QUE SE HACEN EN EL CAMPO SON MUY CARAS Y NO GARANTIZAN EL EXITO Y SE RECOMIENDA QUE EL MODELO DE CARCAMO DEBE SER PROBADO HASTA EL PUNTO DE QUE SE TENGA LA SEGURIDAD DE SU FUNCIONAMIENTO EFECTIVO PARA HACER LOS CAMBIOS APROBADOS.

FIGURA BF-38A (FIG 4.6A). REDUCCION DE LA VELOCIDAD DE ENTRADA DESPARRAMANDO EL FLUJO EN UNA AREA DE GRAN TAMAÑO O CAMBIAR LA DIRECCION Y LA VELOCIDAD DE ENTRADA POR MEDIO DE REGULARIZADORES.

1. LEVANTAR EL PISO EN FORMA QUE SE EXTIENDA ARRIBA DEL NIVEL MINIMO DEL FLUJO.

2. SUSPENDIENDO Y EXTENDIENDO ALTERNATIVAMENTE CERCA DEL PISO Y CERCA DEL NIVEL MINIMO DEL FLUJO.

FIGURA BF-38B (FIG 4.6B). CAMBIAR LA LOCALIZACION DE LAS BOMBAS EN RELACION CON LA TOMA.

FIGURA BF-38C (FIG 4.6C). CAMBIAR LA DIRECCION DEL FLUJO AGREGANDO SEPARADORES EN EL PISO Y EN LA PARED POSTERIOR DEL DEPOSITO, BAJO EL EJE CENTRAL DE LA BOMBA.

1. PARALELOS AL FLUJO DE ENTRADA.

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
CORRECCION A CARCAMOS EXISTENTES

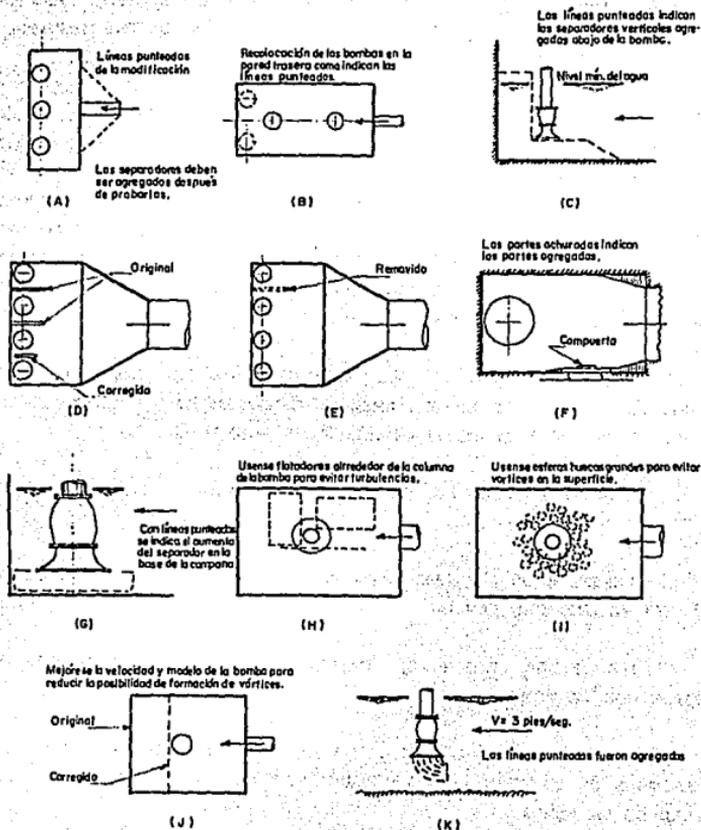


Fig. 8F-38
FIG 4.6

2. AJUSTARLOS A LA CAMPANA DE LA BOMBA SI EL PISO ES INACCESIBLE.

FIGURA BF-38D (FIG 4.6D). PROVEER INTERRUPTORES PARA DETENER EL FLUJO EN CASO DE CARCAMOS DE BOMBAS MULTIPLES Y SEPARADOS POR PAREDES QUE TENGAN TERMINALES EN FORMA REDONDA U OJIVAL.

FIGURA BF-38E (FIG 4.6E). ELIMINAR LAS PAREDES DE SEPARACION.

FIGURA BF-38F (FIG 4.6F). ELIMINAR LOS CORTES RECTOS EN LAS ESQUINAS AMORTIGUANDOLAS EN LAS COMPUERTAS, REJILLAS, ETC., HACIENDO RELLENOS PARA OBTENER CONTORNOS SUAVES.

FIGURA BF-38G (FIG 4.6G). REDUCIR LA VELOCIDAD DEL FLUJO Y ELIMINAR LAS TURBULENCIAS, AÑADIENDO A LA CAMPANA DE SUCCION UNA PLACA DE EXTENSION Y UN SEPARADOR.

FIGURA BF-38H (FIG 4.6H). COLOCAR LAS TARIMAS RETICULARES DE MADERA ALREDEDOR DE LA COLUMNA DE LA BOMBA PARA IMPEDIR LOS REMOLINOS SUPERFICIALES.

FIGURA BF-38I (FIG 4.6I). USAR ESFERAS GRANDES PARA IMPEDIR LOS REMOLINOS SUPERFICIALES.

FIGURA BF-38J (FIG 4.6J). MEJORAR LA VELOCIDAD DEL MODELO DE LA BOMBA PARA REDUCIR LA POSIBILIDAD DE LA FORMACION DE REMOLINOS.

FIGURA BF-38K (FIG 4.6K). CAMBIAR LA DIRECCION DE LA ENTRADA DEL FLUJO GRADUALMENTE POR MEDIO DE PALETAS CURVAS PARALELAS.

EN GENERAL:

1. CONSERVAR EL FLUJO DE ENTRADA DE 2 ft/seg.
2. CONSERVAR EL FLUJO EN EL CARCAMO ABAJO DE 1 ft/seg.
3. EVITAR EL CAMBIO DE DIRECCION DEL FLUJO DE LA TOMA DE LA BOMBA.
4. CAMBIAR LA DIRECCION, GRADUALMENTE, EN FORMA SUAVE E INDEPENDIENTE.

CUALQUIERA DE ESTAS ALTERACIONES, YA SEAN INDIVIDUALMENTE O EN COMBINACION, AYUDARAN A CREAR UN FLUJO MEJOR EN EL CARCAMO; SI PERSISTEN LAS MOLESTIAS SERA NECESARIO LIMITAR EL FLUJO TOTAL O CAMBIAR TANTO LAS VELOCIDADES COMO EL TAMAÑO DE LA BOMBA.

(HASTA AQUI TERMINA EL ARTICULO DEL ESTANDAR DE HIDRAULICA.)

4.2.2.2 ACCESORIOS.

PLATAFORMA. SE LOCALIZA EN LA CORONA DEL CARCAMO Y ES EN ELLA DONDE SE INSTALA EL EQUIPO DE BOMBEO.

CONSISTE EN UNA LOSA DE CONCRETO ARMADO CON VANOS; UNOS PARA DEJAR PASAR LAS COLUMNAS DE SUCCION Y OTRAS PARA PODER TENER ACCESO A LAS ESCALERAS QUE SE TIENEN EN EL INTERIOR Y VENTILAR EL DEPOSITO. EN ESTOS ULTIMOS SE COLOCAN REJILLAS METALICAS MOVIBLES QUE PUEDEN FORMARSE CON FIERROS "T" SOLDADOS A UN MARCO DE FIERRO ANGULO. LAS ABERTURA ENTRE "Tes" NO DEBERA SER MAYOR DE 5 cms., COLOCANDO EL PATIN ARRIBA PARA COMODIDAD DEL PISO Y MEJOR TRABAJO ESTRUCTURAL.

EN OCASIONES, TODA LA PLATAFORMA ES METALICA EMPLEANDO EN SU ESTRUCTURA PERFILES LAMINADOS DE FIERRO ESTRUCTURAL QUE PUEDE SERVIR A LA VEZ PARA SOPORTAR DIRECTAMENTE LAS BASES DE LAS BOMBAS. EN ESTE CASO LAS DIMENSIONES DE LAS REJILLAS QUEDAN SUPEDITADAS A LA SEPARACION DE LAS VIGAS, RECOMENDANDOSE QUE TENGAN CIERTA UNIFORMIDAD Y FACILIDAD PARA MOVERLAS.

EN SU CALCULO ESTRUCTURAL SE CONSIDERA, ADEMAS DE LAS CARGAS MUERTAS, EL PESO DEL EQUIPO DE BOMBEO INCREMENTADO EN UN 20%, PARA ABSORVER EN ESTA FORMA EL IMPACTO QUE SE ORIGINA AL TRABAJAR Y, PENSANDO EN LAS MANIOBRAS QUE SE HACEN SOBRE DE ELLA LA CARGA VIVA, PUEDE ADOPTARSE DE 750 Kg/m² O LA CARGA CORRESPONDIENTE A UNA BODEGA DE MAQUINARIA PESADA ESPECIFICADA POR EL REGLAMENTO DE CONSTRUCCIONES.

ESCALERAS. SE INSTALAN EN EL INTERIOR, PARA PODER LLEGAR AL FONDO DESDE LA PLATAFORMA, CON EL OBJETO DE INSPECCIONAR, LIMPIAR O HACER ALGUNA REPARACION SENCILLA A LOS ELEMENTOS DE SUCCION: TAMBIEN PUEDEN SERVIR PARA LLEGAR AL CONDUCTO DE LA TOMA.

SUELEN EMPLEARSE DEL TIPO MARINO FORMADAS CON VARILLA LISA DE 2.54 cms DE DIAMETRO FIJADAS A LAS PAREDES Y CON DESCANSO DE LOSA DE CONCRETO ARMADO A CADA 3.50 mts APROXIMADAMENTE. SE RECOMIENDA RODEARLA DE UNA MALLA DE ALAMBRE U OTRO MATERIAL CONVENIENTE PARA FORMAR ASI, UNA ESPECIE DE CILINDRO EN TODA SU LONGITUD Y DAR CONFIANZA Y MAYOR PROTECCION AL QUE LA USE.

FONDO. AUN CUANDO LO RECOMENDABLE ES EVITAR QUE EL CARCAMO LLEGUE CON EL AGUA DEMASIADA MATERIA EN SUSPENSION, LO CUAL SE PROCURA DESDE LA LOCALIZACION DE LA TOMA Y A LO LARGO DEL CONDUCTO, EN LA PRACTICA, CASI SIEMPRE SE TIENEN DEPOSITOS DE LODOS Y ARENAS EN EL FONDO, DEBIDO A QUE SE ACUMULAN PRINCIPALMENTE, CUANDO NO ESTA OPERANDO EL EQUIPO; PUDIENDO LLEGAR HASTA ATASCAR LAS BOMBAS, EN CASOS EXTREMOS; PARA NO DAR LUGAR A ELLO O COMO UNA MEDIDA MAS PARA LA PROTECCION DE LAS UNIDADES LO MAS FACIL SERIA DEJAR UN CIERTO ESPACIO ENTRE EL FONDO DEL CARCAMO Y LA PARTE INFERIOR DEL COLADOR O LA CAJA DE IMPULSORES. SIN EMBARGO, ESTE ESPACIO GENERALMENTE ES CORTO Y DEBE LIMITARSE PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO, DE ACUERDO CON LAS RECOMENDACIONES DEL "STANDARDS OF HYDRAULIC", POR LO TANTO SE DEBE BUSCAR OTRA SOLUCION, POR EJEMPLO: CONSTRUIR EL FONDO DEL CARCAMO EN DOS NIVELES CONSIDERANDO EL SUPERIOR PARA EFECTOS DE FIJAR LA ALTURA "C" RECOMENDADA. LA DIFERENCIA ENTRE ESTOS DOS NIVELES PUEDE SER DE MAS O MENOS 1.20 mts. FIGURA 4.7 . OTRA FORMA SERIA DIVIDIR POR MEDIO DE UN MURO LA SECCION DEL CARCAMO, DE TAL MANERA QUE SE TENGA UN COMPARTIMIENTO ANTES DEL ESPACIO QUE OCUPAN LAS COLUMNAS DE SUCCION. ESTAS MEDIDAS, TAMBIEN FACILITARIAN LA LIMPIEZA QUE SERA NECESARIA AUN DE VEZ EN CUANDO.

OCASIONALMENTE LO ANTERIOR PUEDE NO SER NECESARIO, POR EJEMPLO EN AGUAS LIMPIAS DE MANANTIAL, Y SOLAMENTE SE TENDRA EL ESPACIO DEBIDO A LA ALTURA "C".

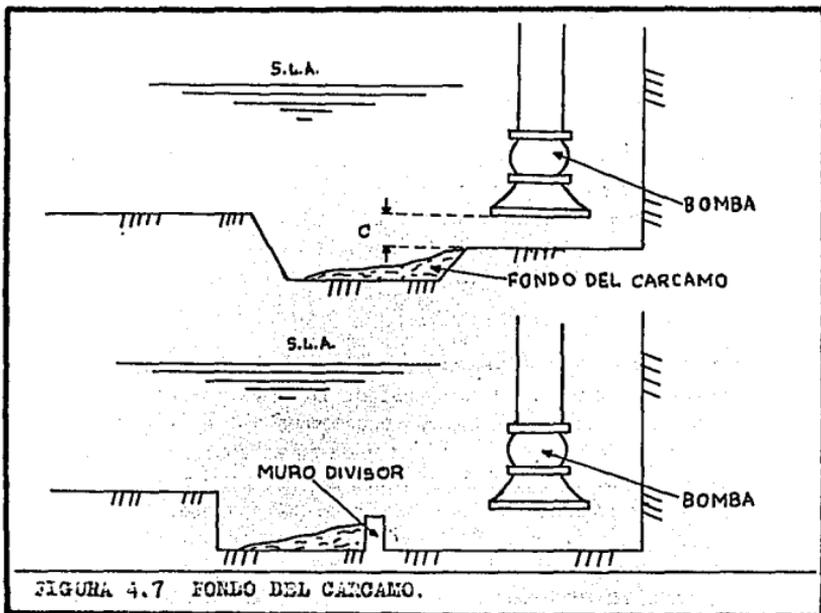


FIGURA 4.7 FONDO DEL CARCAMO.

CALCULO ESTRUCTURAL. EL CARCAMO ES UNA ESTRUCTURA CERRADA, SOMETIDA PRINCIPALMENTE A CARGAS EXTERIORES DEBIDAS AL EMPUJE DE TIERRAS. SU CONDICION DE TRABAJO MAS DESFAVORABLE ES CUANDO ESTA VACIO.

SI SE CONSTRUYE DE CONCRETO ARMADO, PUEDE TRATARSE COMO UN MARCO RIGIDO ANALIZANDO SECCIONES HORIZONTALES DE UN METRO DE ALTURA A DIFERENTES ELEVACIONES TOMANDO EN CUENTA LA VARIACION DEL EMPUJE DE ACUERDO CON LA CLASE DE MATERIAL Y ALTURA CONSIDERADA. EN ESTE CASO, POR FACILIDAD DE CONSTRUCCION LOS ESPESORES DE LAS PAREDES SE DEJAN CONSTANTES Y SE VARIA EL ARMADO DE REFUERZO.

CUANDO SE EMPLEA MAMPOSTERIA EL ANALISIS SERA SEMEJANTE, SOLO QUE LA ESTRUCTURA DEBERA QUEDAR SUJETA A ESFUERZOS DE COMPRESION UNICAMENTE.

VERTICALMENTE TRABAJA COMO UNA COLUMNA HUECA. GENERALMENTE YA NO ES NECESARIO ANALIZARLO ASI, DESPUES DE HACER EL CALCULO DE SECCIONES HORIZONTALES, PORQUE LAS CARGAS VERTICALES SON PEQUEÑAS COMPARADAS CON EL EMPUJE DE TIERRAS.

ALGUNAS VECES, CUANDO EL TERRENO ES CONSISTENTE SOLAMENTE ES NECESARIO UN REVESTIMIENTO A LA EXCAVACION PROCURANDO QUE SEA IMPERMEABLE. OCASIONALMENTE EL POZO DE SUCCION PUEDE LABRARSE EN ROCA, SI SE TIENE ESTE MATERIAL, AGUAS MAS O MENOS CLARAS, EN PROYECTOS PEQUEÑOS.

ELEVACION DEL FONDO. PARA FIJAR LA ELEVACION DEL FONDO EN EL CARCAMO ES NECESARIO CONOCER ALGUNOS DATOS QUE CORRESPONDEN A CADA BOMBA Y QUE SON PROPORCIONADOS POR LOS FABRICANTES.

EN LA FIGURA 4.8 SE TIENE ESQUEMATICAMENTE UN CASO, QUE PUEDE TOMARSE COMO GENERAL Y REPRESENTA UNA CENTRIFUGA VERTICAL. LAS ACOTACIONES INDICAN:

d_c --> TIRANTE CRITICO EN LA DESCARGA AL CARCAMO DETERMINADO PARA LAS CONDICIONES CRITICAS DE BOMBEO Y SUPONIENDO UNA ENTRADA LIBRE. CUANDO EXISTAN COMPUERTAS EN LA ENTRADA, HABRA QUE DETERMINAR EL NIVEL DEL AGUA DENTRO DEL CARCAMO CONSIDERANDO EL TIRANTE ANTES DE ANTES DE LA COMPUERTA Y LAS PERDIDAS POR ENTRADA.

C --> ALTURA VERTICAL DEL ESPACIO ENTRE EL FONDO Y LA CAMPANA DE SUCCION.

ELEV. T --> ELEVACION DE LA PLANTILLA AL FINAL DEL CONDUCTO.

ELEV. F --> ELEVACION DEL FONDO.

ELEV. R --> ELEVACION DEL NIVEL MINIMO DEL AGUA EN EL CARCAMO.

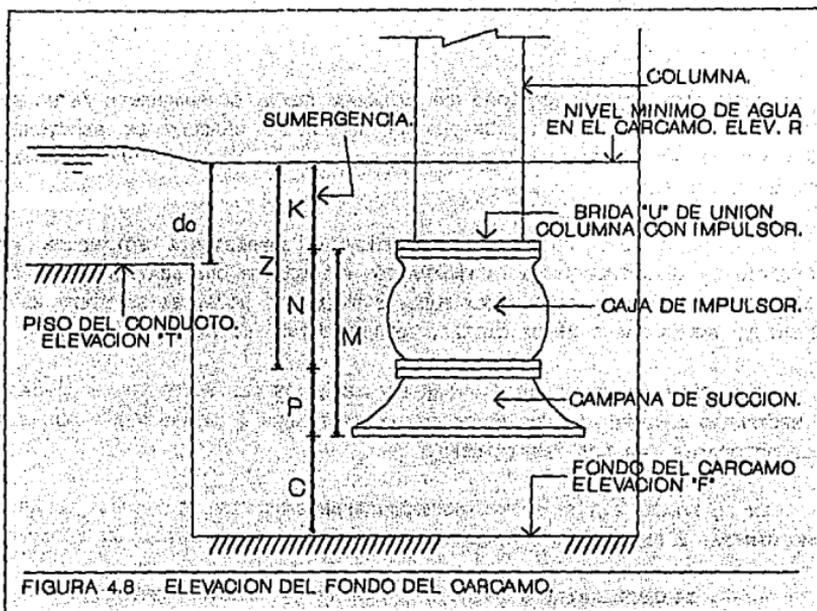
CARACTERISTICAS DE FABRICACION DE LA BOMBA.

K --> SUMERGENCIA MINIMA, REQUERIDA POR LA BOMBA.

N --> ALTURA QUE OCUPA UN PASO DE IMPULSORES.

P --> ALTURA DE LA CAMPANA DE SUCCION.

M --> ESPACIO VERTICAL, OCUPADO POR LA BOMBA, INCLUYENDO TODOS LOS PASOS Y EL DE LA CAMPANA DE SUCCION.



Z --> ALTURA ENTRE EL NIVEL MINIMO DEL AGUA EN EL CARCAMO Y LA BRIDA DE LA CAMPANA DE SUCCION.

ES CLARO, QUE LA ELEVACION DEL FONDO SE DETERMINA COMO SIGUE:

$$\text{ELV. F} = \text{ELEV. T} + d_c - (Z + P + C)$$

$$Z = K + N$$

SE RECOMIENDA NO CONSIDERAR EL MINIMO VALOR DE Z, SINO UN POCO MAYOR Y PARA ELLO SE AUMENTA K, YA QUE N ES FIJO PARA UN CASO DADO.

ELEVACION DE LA CORONA. ESTA ELEVACION TENDRA COMO VALOR MINIMO EL QUE RESULTA DE CONSIDERAR EL NIVEL MAXIMO DEL AGUA EN LA FUENTE DE ABASTECIMIENTO MAS UN BORDO LIBRE (LLAMEMOSLE ASI) DE MAS O MENOS 1.25 mts. SIN EMBARGO POR LAS CONSIDERACIONES TOPOGRAFICAS DE LOCALIZACION Y POR ACOMODO EN EL TERRENO, LA CORONA O PLATAFORMA DEL CARCAMO PUEDE SER MAYOR.

CALCULO HIDRAULICO DE LA TOMA. CON EL ESTUDIO HIDROLOGICO SE CONOCEN LOS DATOS RELATIVOS AL PROYECTO DE LA OBRA DE TOMA Y SON:

- DEMANDAS MENSUALES DE RIEGO.
- GASTO MAXIMO DE BOMBEO.
- ELEVACION MAXIMA Y MINIMA DEL AGUA EN EL RIO.
- CURVAS DE GASTOS DE LA CORRIENTE.

ADEMAS SE DEBE TENER YA DEFINIDO EL SITIO DE LA TOMA, SU TOPOGRAFIA, UN PERFIL POR EL EJE DEL CONDUCTO Y LA UBICACION DEL CARCAMO.

LA TOMA SE DEBE DISEÑAR PARA LA CONDICION MAS DESFAVORABLE DE FUNCIONAMIENTO QUE GENERALMENTE RESULTA SER: LA DE REQUERIR EL GASTO MAXIMO, CUANDO SE TIENE EL NIVEL MINIMO DEL AGUA EN EL RIO. SIN EMBARGO, PUDIERA DARSE EL CASO QUE, DE ACUERDO CON EL ESTUDIO AGROLOGICO E HIDROLOGICO SE NECESITA EL GASTO MAXIMO EN UNA EPOCA EN QUE DICHO NIVEL NO ES PRECISAMENTE EL MINIMO; ESTO DEPENDERA DEL CALENDARIO DE RIEGO.

EN CUALQUIER CASO, EL CALCULO HIDRAULICO ES ANALOGO AL QUE SE EXPONE A CONTINUACION, PARA LO CUAL SERVIRA LA FIGURA 4.9 .

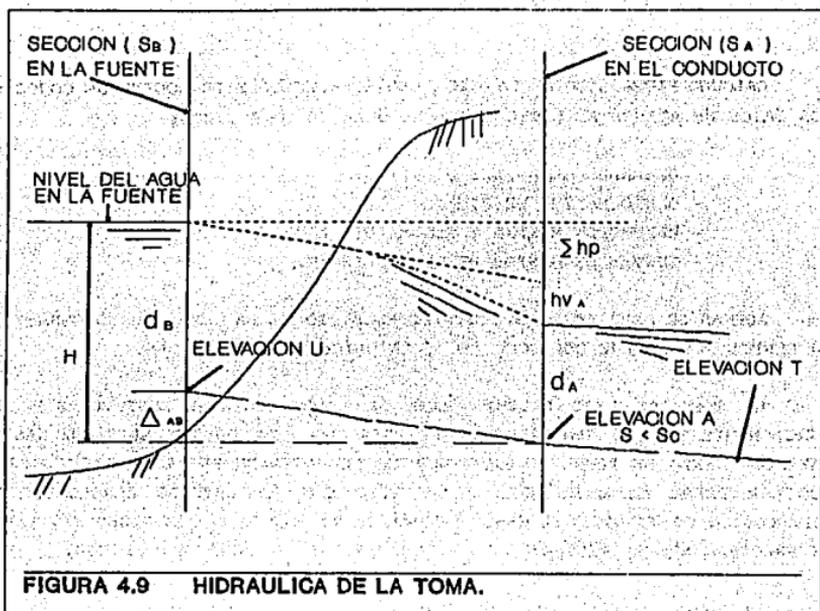
SE PROPONE UNA SECCION HIDRAULICA PARA EL CONDUCTO QUE ALIMENTARA AL CARCAMO Y SE CALCULA EL TIRANTE CRITICO EMPLEANDO LA FORMULA QUE DEFINE UN REGIMEN CRITICO, ES DECIR:

$$\frac{Q^2}{g} = \frac{A^3}{T}$$

FORMULA GENERAL.

$$\sqrt[3]{\frac{Q^2}{B^2g}}$$

PARA SECCION
RECTANGULAR.



EN ESTAS FORMULAS:

Q --> GASTO EN m³/seg.

g --> ACELERACION DE LA GRAVEDAD (9.81 m/seg²).

A --> AREA HIDRAULICA EN m².

T --> ANCHO NORMAL AL FLUJO DE LA SUPERFICIE DEL AGUA EN m.

B --> ANCHO DE LA PLANTILLA DE LA SECCION EN m.

d_c--> TIRANTE CRITICO EN m.

CONOCIDO ESTE TIRANTE, SE PUEDE CALCULAR LA PENDIENTE CRITICA CON LA FORMULA GENERAL DE LA VELOCIDAD DE CHEZY; EMPLEANDO PARA C EL COEFICIENTE DE MANNING, KUTTER, BAZIN O DE CUALQUIER OTRO INVESTIGADOR. GENERALMENTE SE EMPLEA MANNING.

$$V = C \sqrt{rs} \quad \text{CHEZY}$$

$$C = \frac{1}{n} r^{\frac{1}{6}} \quad \text{MANNING}$$

$$V = \frac{1}{n} r^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}}$$

$$S_c = \left(\frac{V_c n}{r_c^{2/3}} \right)^2$$

DONDE:
 S_c --> PENDIENTE CRITICA.
 V_c --> VELOCIDAD CRITICA.
 n --> COEFICIENTE DE RUGOSIDAD.
 r_c --> RADIO HIDRAULICO CRITICO EN m.

A CONTINUACION, SE ELIGE PARA EL CONDUCTO, UNA PENDIENTE MENOR QUE LA CRITICA PARA TENER UN REGIMEN DE ESCURRIMIENTO TRANQUILO, CALCULANDOSE EL TIRANTE NORMAL Y LA VELOCIDAD CORRESPONDIENTE.

$$\frac{Qn}{S^{1/2} r^{2/3}}$$

PARA CALCULAR EL TIRANTE NORMAL

$$S < S_c \quad Y,$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{VELOCIDAD EN m/seg.}$$

SE RECOMIENDA QUE ESTA VELOCIDAD TENGA UN VALOR ALREDEDOR DE 1 m/seg Y 1.50 m/seg PARA NO TENER PROBLEMAS DE VELOCIDADES ALTAS EN LA ENTRADA DEL CARCAMO.

SI CON LA SECCION Y PENDIENTE PROPUESTAS, NO SE CONSIGUE LO ANTERIOR, SE HARAN OTROS TANTEOS HASTA LOGRARLO, YA SEA VARIANDO LAS CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DE LA SECCION, LA PENDIENTE O AMBOS ELEMENTOS.

TENIENDO LA SECCION DEFINITIVA DEL CONDUCTO Y DEL TIRANTE NORMAL, SE PLANTEA EL TEOREMA DE BERNOLLI ENTRE UNA SECCION DEL CONDUCTO Y OTRA ANTES DE LA TOMA, CON EL OBJETO DE DETERMINAR LA CARGA HIDRAULICA PARA QUE SE VERIFIQUE EL ESCURRIMIENTO DEL GASTO Q.

POR LO TANTO SE TENDRIA (VEASE FIGURA 4.9).

$$d_A \cdot h_{v_A} + \Sigma h_f \cdot \Delta_{A-B} + d_B \cdot h_{v_B} \quad (a)$$

Y SE CONSIDERA QUE:

$$v_B = 0$$

$$h_{v_B} = 0$$

(VELOCIDAD EN LA FUENTE)

$$d_A \cdot h_{v_A} + \Sigma h_f \cdot \Delta_{A-B} + d_B \quad (a')$$

(a')

SI CONVENCIONALMENTE ACEPTAMOS QUE:

d_A ---> TIRANTE NORMAL EN LA SECCION "A".

h_{v_A} ---> CARGA DE VELOCIDAD EN SECCION "A".

Δ_{A-B} ---> DESNIVEL ENTRE LAS DOS SECCIONES.

d_B ---> TIRANTE EN LA SECCION B.

h_{v_B} ---> CARGA DE VELOCIDAD EN LA SECCION "B".

Σh_f ---> SUMA DE PERDIDAS DE ENERGIA ENTRE LAS DOS SECCIONES.

LAS PERDIDAS DE CARGA EN GENERAL SERAN:

h_r ---> POR REJILLAS.

- he ----> POR ENTRADA AL CONDUCTO.
 hf ----> POR FRICCIÓN ENTRE LAS DOS SECCIONES.
 ht ----> POR TRANSICIÓN ENTRE LAS DOS SECCIONES.
 hx ----> POR PERDIDAS POR OTROS CONCEPTOS.

SI :

$$\Delta_{A,B} \cdot d_2^5 \cdot H$$

DE ACUERDO CON LA (a') SE TENDRA:

$$d_A \cdot H_{VA} \cdot \Sigma h_f \cdot H$$

QUE ES LA CARGA NECESARIA PARA QUE ESCURRA EL GASTO Q CON EL TIRANTE d_A .

ELEVACION UMBRAL DE LA TOMA. LLAMEMOSLA ELEVACION "U", POR LO TANTO:

$$\text{ELEV. U} = \text{ELEV. N.A. MIN. RIO} - d_2$$

COMO OBSERVACION SE DIRA QUE LA MAGNITUD VERTICAL DEL AREA EXPUESTA DE LA REJILLA DEBERA SER IGUAL O MENOR QUE EL TIRANTE EN EL RIO d_2 , AUN CUANDO POR OTRAS CONVENIENCIAS LA MAGNITUD VERTICAL DE LA REJILLA SE DEJE MAYOR.

ELEVACION DEL CONDUCTO. SI SE LLAMA ELEVACION "A" A LA ELEVACION DE LA PLANTILLA INICIAL DEL CONDUCTO SE TIENE QUE:

$$\text{ELEV. A} = \text{ELEV. N.A. MIN. RIO} - d_2 - \Delta_{A,B}$$

ELEVACION FINAL DEL CONDUCTO. SI LA PENDIENTE "s" ES CONSTANTE, LA ELEVACION T VALDRA AL FINAL DE LA LONGITUD L DEL CONDUCTO.

$$\text{ELEV. T} = \text{ELEV. A} - s \cdot L$$

NIVEL MINIMO DEL AGUA EN EL CARCAMO. GENERALMENTE, ANTES DE DESCARGAR EL CONDUCTO SE CONSTRUYE LA PLANTILLA HORIZONTAL Y EN OCASIONES ES REQUERIDA UNA AMPLIACION A LA ENTRADA AL CARCAMO. SE CALCULARA EL TIRANTE CRITICO CORRESPONDIENTE A LA ULTIMA SECCION Y LA ELEVACION DEL NIVEL DE AGUAS MINIMAS SERA:

$$\text{ELEV. N.A. MIN. CARCAMO} = \text{ELEV. R} = \text{ELEV. T} + d_c$$

Y PARA EL CASO DE TENER COMPUERTAS:

$$\text{ELEV. R} = \text{ELEV. T} + d_n - \text{Ehp};$$

SIENDO d_n EL TIRANTE NORMAL EN EL CONDUCTO Y Ehp LAS PERDIDAS POR ENTRADA.

FUNCIONAMIENTO DE LA TOMA. SI EL NIVEL DEL AGUA EN EL RIO AUMENTA CON RELACION AL NIVEL CONSIDERADO EN EL CALCULO DE LA TOMA, EL TIRANTE EN EL CONDUCTO ES MAYOR Y CONSECUENTEMENTE EL GASTO QUE LLEGA AL CARCAMO; PERO EL EQUIPO SOLAMENTE ELEVARA UNA CANTIDAD DE AGUA DE ACUERDO CON SU CAPACIDAD.

CUANDO EL NIVEL DEL AGUA EN EL CARCAMO SEA SUPERIOR A LA CLAVE DEL CONDUCTO, EL FUNCIONAMIENTO QUE SE TENDRA SERA DE VASOS COMUNICANTES Y SE PUEDE CONSIDERAR QUE EL NIVEL DEL AGUA EN LA FUENTE ES EL MISMO QUE EL QUE EXISTIRA EN EL CARCAMO.

4.2.3 EQUIPO DE BOMBEO.

LO CONSTITUYEN TODAS LAS UNIDADES (BOMBA Y MOTOR) DE BOMBEO INSTALADAS PARA PROPORCIONAR EL GASTO REQUERIDO, ASI COMO LOS ACCESORIOS DE CONTROL Y PROTECCION (VALVULAS) ANTES DE INICIARSE LA DESCARGA COMUN Y LOS DISPOSITIVOS DE ARRANQUE Y PARADA.

EN EL CAPITULO SIGUIENTE SE EXPONE UN EJEMPLO PARA DETERMINAR LAS CARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES DE BOMBEO.

4.2.4 DESCARGA.

PUEDEN DECIRSE QUE LA DESCARGA DE UNA PLANTA DE BOMBEO COMPRENDE TODOS LOS ELEMENTOS E INSTALACIONES QUE SE REQUIEREN PARA CONDUCIR EL AGUA, DESDE LA SALIDA DE LA BOMBA HASTA DONDE SE INICIA SU DISTRIBUCION.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, EN LA DESCARGA DE LA PLANTA SE DISTINGUEN BASICAMENTE LOS SIGUIENTES ELEMENTOS: TUBERIA DE DESCARGA Y TANQUE DE DESCARGA.

TANQUE DE DESCARGA. DEPENDIENDO DE LA MAGNITUD DEL PROYECTO PODRA SER O NO NECESARIO UN TANQUE DE DESCARGA PROPIAMENTE DICHO, PUES EN OCASIONES PARA GASTOS PEQUEÑOS, LA BOMBA PUEDE DESCARGAR DIRECTAMENTE AL CANAL DE RIEGO EN UN TRAMO QUE DESDE LUEGO DEBERA SER REVESTIDO.

ORDINARIAMENTE ESTE TANQUE SE CONSTRUYE SOBRE LA SUPERFICIE DE SECCION RECTANGULAR, PERO PUEDE PRESENTARSE LA NECESIDAD DE SOBREELEVARLO CON RELACION AL TERRENO, ES DECIR, CONSTRUIR UN TANQUE ELEVADO CON EL FIN DE PROPORCIONAR EN LA ZONA DE RIEGO, LAS PRESIONES REQUERIDAS: POR EJEMPLO, TRATANDOSE DE UN RIEGO POR ASPERSION. ESTE ULTIMO SE HACE, CUANDO POR CIRCUNSTANCIAS DEL PROYECTO NO CONVENGA CONECTAR LA TUBERIA DE DESCARGA DIRECTAMENTE CON LA RED DE DISTRIBUCION, PROPORCIONANDO CON EL MISMO EQUIPO DE BOMBEO LAS PRESIONES DESEADAS, QUE ES LO QUE GENERALMENTE SE ACOSTUMBRA.

LOCALIZACION DEL TANQUE. EN GENERAL, CUANDO SE TRATA DE PROPORCIONAR EL RIEGO MEDIANTE CONDUCTOS FUNCIONANDO POR GRAVEDAD, LA LOCALIZACION DEL TANQUE DE DESCARGA, EN CIERTO MODO, ESTA CONDICIONADO PRINCIPALMENTE: A LA TOPOGRAFIA DE LA ZONA DE RIEGO, A LA EXTENSION DE LA MISMA Y A LA UBICACION DEL EQUIPO DE BOMBEO. ES DECIR, TOPOGRAFICAMENTE SE BUSCARA SITUARLO A UNA ELEVACION SUFICIENTE PARA DOMINAR TODOS LOS TERRENOS, PROCURANDO QUE EN LO POSIBLE, LOS CANALES PRINCIPALES DE RIEGO QUE SE INICIEN EN ESTE SITIO SEAN CORTOS Y BUSCANDO ADEMAS, UNA EXTENSION PROPORCIONAL Y EQUILIBRADA DE LAS AREAS DE RIEGO DOMINADAS POR CADA UNO DE ELLOS. RESPECTO A LA UBICACION DEL EQUIPO DE BOMBEO, ESTA DEBERA CONSIDERARSE A FIN DE PREVEER EN CADA POSIBILIDAD DE DESCARGA: LA LONGITUD DE TUBERIA, PROBLEMAS DE CRUCE, TOPOGRAFIA Y CLASE DE TERRENO POR EL EJE DE LA TUBERIA DE DESCARGA.

NO EN TODOS LOS PROYECTOS SERA VISIBLE LA CONVENIENCIA DE EFECTUAR LA DESCARGA DEL GASTO TOTAL HASTA LOS TERRENOS MAS ALTOS. EN VARIAS OCASIONES, DEBIDO A LA TOPOGRAFIA, EXTENSION Y FORMA DE LA ZONA DE RIEGO, DEBERA BUSCARSE LA POSIBILIDAD DE HACER VARIAS DESCARGAS PARCIALES A DIFERENTES ELEVACIONES O BIEN, ELEGIR UNA ALTURA PARA DESFOGAR EL GASTO TOTAL Y DE ESTE SITIO HACER EL REBOMBEO UNICAMENTE DEL GASTO REQUERIDO PARA LOS TERRENOS MAS ALTOS. LA FIGURA 4.10 MUESTRA EL CASO DE DOS DESCARGAS.

LO ANTERIOR SE HACE CON LA IDEA DE ABATIR EL COSTO DE OPERACION DEL SISTEMA DE RIEGO, ASI COMO EL DE CONSTRUCCION DE LOS CANALES, SIN QUE SEA NOTABLE EL INCREMENTO DE LA INVERSION INICIAL DEL PROYECTO, DEBIDO A LAS INSTALACIONES ADICIONALES QUE PUEDA ORIGINAR ESTE TIPO DE SOLUCION.

POR OTRO LADO, TAMBIEN ES FRECUENTE, QUE SE PRETENDA REGAR LAS TIERRAS LOCALIZADAS A LO LARGO DE LAS MARGENES DE UN RIO. EN ESTE CASO, LAS DESCARGAS SON INMEDIATAS O CORTAS, Y SU ELEVACION ES FACIL DE ELEGIR, PERO EN MUCHAS OCASIONES LOS CANALES DE RIEGO RESULTAN COSTOSOS, DEBIDO A LA FORMA ALARGADA DE LA ZONA DE RIEGO; POR LO QUE SE RECOMIENDA QUE PARA ESTOS PROYECTOS SE COMPAREN ECONOMICAMENTE LAS POSIBILIDADES DE TENER:

A) UNA PLANTA DE BOMBEO MAS O MENOS GRANDE, PARA REGAR TODA LA ZONA DEL PROYECTO.

B) CONSTRUIR VARIAS PLANTAS DE BOMBEO PEQUEÑAS, CON LAS CUALES SE PUEDE REGAR TODA LA SUPERFICIE, TENIENDO ASI CANALES CORTOS, Y DE MENORES DIMENSIONES.

CUANDO SE HA DECIDIDO LA POSIBILIDAD B) SE SUGIERE SELECCIONAR A LAS BOMBAS, PREVIENDO EN LO POSIBLE UNA UNIFORMIDAD EN LOS EQUIPOS DE BOMBEO DE LAS PLANTAS, CON EL OBJETO DE PODER INTERCAMBIAR, REFACCIONES Y DEMAS ACCESORIOS DEL SISTEMA, DURANTE SU OPERACION, LO CUAL REDUNDARIA EN OBIAS VENTAJAS. VEASE FIGURA 4.11.

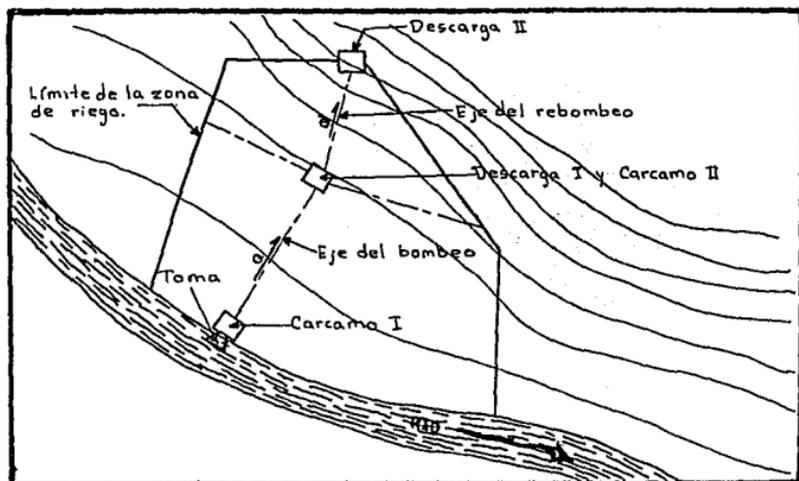


FIGURA 4.10

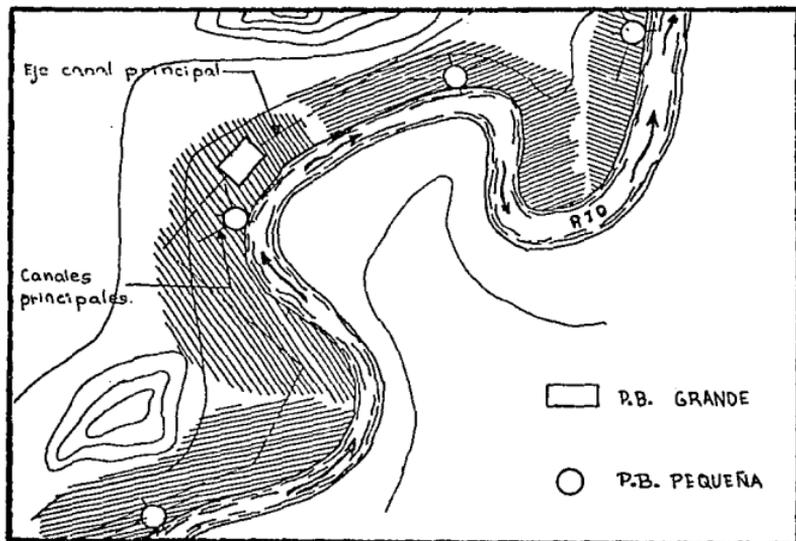


FIGURA 4.11

4.2.5 SUBESTACION ELECTRICA.

EN LOS CASOS EN QUE ES EMPLEADA LA ENERGIA ELECTRICA PARA MOVER LAS BOMBAS, ES NECESARIO INSTALAR UNA SUBESTACION ELECTRICA, LA CUAL TIENE POR OBJETO CAMBIAR LAS CARACTERISTICAS DE LA ENERGIA APROVECHADA (GENERALMENTE DE ALTO A BAJO VOLTAJE) Y SUMINISTRAR LA REQUERIDA POR EL EQUIPO DE BOMBEO.

ESENCIALMENTE UNA INSTALACION DE ESTE TIPO CONSTA DE LAS SIGUIENTES PARTES:

TRANSFORMADOR.- MEDIANTE ESTOS APARATOS SE CAMBIA EL VOLTAJE DE LA CORRIENTE, OBTENIENDOSE EL DESEADO.

CUCHILLAS FUSIBLES.- SE EMPLEA PARA PROTEGER LA INSTALACION CONTRA FALLAS DEBIDAS A SOBRECORRIENTES CAUSADAS POR UN CORTO CIRCUITO.

INTERRUPTOR CON CARGA.- SIRVE PARA PROTEGER LA INSTALACION CONTRA SOBRECORRIENTES POR FALLAS EN LA LINEA DE ALIMENTACION Y ADEMAS DESCONECTAR CON CARGA AL TRANSFORMADOR, A FIN DE DARLE A ESTE SERVICIO DE MANTENIMIENTO.

APARTARRAYOS.- PROTEGE LA SUBESTACION CONTRA LAS DESCARGAS ATMOSFERICAS.

EQUIPO DE MEDICION.- REGISTRARA LA CANTIDAD DE ENERGIA CONSUMIDA.

LA MAGNITUD DE LA SUBESTACION DEPENDERA PRINCIPALMENTE DE LA POTENCIA DE CADA MOTOR Y DE LA TOTAL EN LA INSTALACION. EN PROYECTOS PEQUEÑOS (CON MENOS DE 100 HP.) BASTARA INSTALAR TRANSFORMADORES COMERCIALES, EQUIPADOS CON LOS ELEMENTOS CITADOS ANTERIORMENTE, EN POSTES SITUADOS CERCA DE LA CASETA DE CONTROLES. CUANDO LA POTENCIA QUE DEMANDA EL SISTEMA DE BOMBEO ES MAYOR DE 100 K.V.A. POR RAZONES TECNICAS Y ECONOMICAS SE UTILIZAN LOS TRANSFORMADORES DE PISO, PUESTOS EN UNA PLATAFORMA DE CONCRETO Y GENERALMENTE SE HACE NECESARIO ELABORAR UN PROYECTO DETALLADO DEL SISTEMA ELECTRICO DE LA PLANTA, PARA LO CUAL DEBERAN PROPORCIONAR AL PROYECTISTA

LOS SIGUIENTES DATOS:

1.- DE LA LOCALIZACION DEL PROYECTO: COORDENADAS GEOGRAFICAS, MUNICIPIO, ESTADO Y CROQUIS.

2.- DE LA LINEA ELECTRICA DE ALIMENTACION: VOLTAJE, FRECUENCIA, NUMERO DE FASES Y CAPACIDAD INTERRUPTIVA EN MVA., POSIBILIDAD DE CAMBIOS DE VOLTAJE.

3.- SERVICIO DE BOMBEO: INTERMITENTE, CONTINUO, TIEMPO MAXIMO DE TRABAJO DIARIO.

4.- DE LAS BOMBAS: NUMERO, TIPO, VELOCIDAD, TAMAÑO.

5.- DE LOS MOTORES: NUMERO, TIPO, VELOCIDAD, CAPACIDAD (EN HP) CICLAJE Y TAMAÑO.

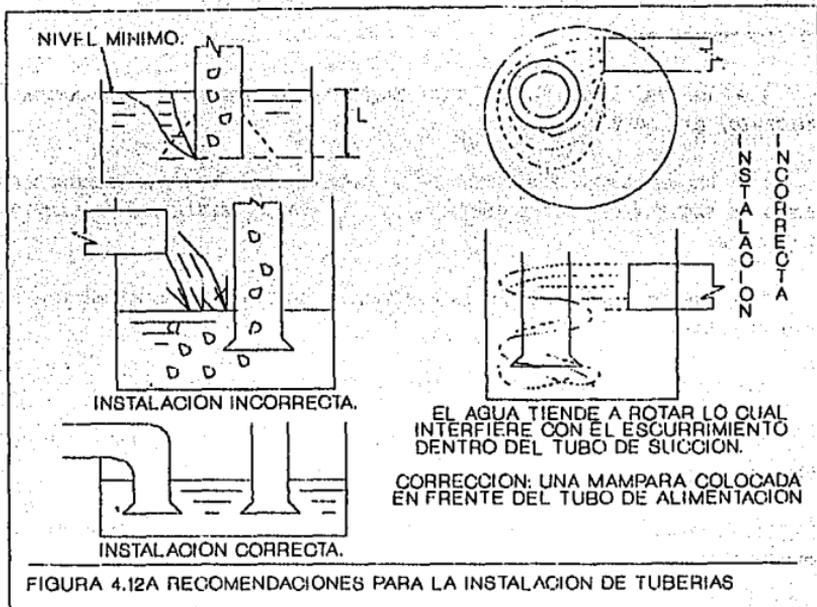
6.- ARRANCADORES: MANUAL, AUTOMATICO O AMBOS, A TENSION COMPLETA, A TENSION REDUCIDA.

7.- DEL CONTROL DE NIVELES: SE DEBERAN INDICAR LOS NIVELES PARA LOS CUALES SE DESEE ARRANCAR O PARAR LAS BOMBAS AUTOMATICAMENTE.

8.- ACCIONAMIENTO DE LOS MECANISMOS: CUANDO LAS BOMBAS O COMPUERTAS DE LA OBRA DE TOMA, GRUAS PARA MOVER EL EQUIPO, ETC., SON ACCIONADOS CON MOTORES ELECTRICOS, DEBERA CONOCERSE LA CAPACIDAD DE ESAS MAQUINAS.

9.- DEL ALUMBRADO: SE INDICARA LA NECESIDAD DE ALUMBRADO EN ALGUNAS PARTES DE LA PLANTA, ADEMAS DE LA CASA HABITACION PARA EL OPERADOR Y EN DONDE SE UBIQUEN LOS CONTROLES.

10. DE LOS PLANOS DEL PROYECTO: SE PROPORCIONARA EL PLANO TOPOGRAFICO DEL SITIO PARA LA SUBESTACION, EL GENERAL DE LA ESTACION DE BOMBEO, ASI COMO EL DE DETALLES QUE SEAN NECESARIOS A FIN DE CONOCER LA DISPOSICION DE SUS PARTES Y LOCALIZAR LA SUBESTACION EN EL LUGAR MAS CONVENIENTE DE ACUERDO CON ESA DISPOSICION.



4.3 PLANEAMIENTO DE LA INSTALACION DE TUBERIAS Y ACCESORIOS.

EL FABRICANTE DEBERA PROPORCIONAR TODOS LOS DATOS NECESARIOS PARA PODER PLANEAR CORRECTAMENTE LA INSTALACION. SIN EMBARGO, PUEDEN HACERSE ANTEPROYECTOS DE LA INSTALACION UTILIZANDO CATALOGOS O USANDO LOS DATOS DE UNA BOMBA SEMEJANTE A LA QUE SE PRETENDE INSTALAR. UNA VEZ CONOCIDAS LAS CARACTERISTICAS DEL EQUIPO QUE SE ADQUIRIRA, PUEDEN HACERSE LOS AJUSTES NECESARIOS.

ES COMUN QUE SE DE MAYOR IMPORTANCIA A LA ELECCION DE LA BOMBA Y EQUIPOS DE CEBADO SIN CONSIDERACION DEBIDA A LA IMPORTANCIA DE LAS TUBERIAS Y ACCESORIOS, LO QUE PUEDE AFECTAR LA EFICIENCIA DE LA ESTACION.

UNA INSTALACION PUEDE SER INCORRECTA CUANDO AFECTA:

1. EL CONSUMO DE POTENCIA DEBIDO A PERDIDAS POR FRICCION, ALTA CARGA DE VELOCIDAD Y OTRAS PERDIDAS, SIN AFECTAR DIRECTAMENTE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA.

2. LA EFICIENCIA DE LA BOMBA DEBIDA A PERDIDAS HIDRAULICAS, TURBULENCIAS, VORTICES Y/O ENTRADA DE AIRE EN LA SUCCION.

4.3.1 REGLAS GENERALES A CONSIDERAR.

1. NUNCA DEBERA USARSE TUBERIAS DE DIAMETRO MENOR QUE LOS DIAMETROS DE SUCCION Y DESCARGA DE LA BOMBA, DE PREFERENCIA MAYORES.

2. EL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE SUCCION SERA IGUAL O MAYOR QUE EL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE DESCARGA.

3. USENSE REDUCCIONES EXCENTRICAS EN LA SUCCION PARA EVITAR LA FORMACION DE BOLSAS DE AIRE.

4. LOS AUMENTOS Y REDUCCIONES EN LA DESCARGA Y SUCCION DEBERAN SER GRADUALES PARA QUE ASEGUREN UN ESCURRIMIENTO EFICIENTE Y AHORRO DE ENERGIA.

5. DEBEN INSTALARSE LAS TUBERIAS DE SUCCION Y DESCARGA LO MAS DIRECTAMENTE POSIBLE Y CON UN MINIMO DE CODOS Y OTRAS PIEZAS ESPECIALES.

6. LA TUBERIA DE SUCCION DEBERA SER COLOCADA EXACTAMENTE HORIZONTAL O CON PENDIENTE UNIFORME HACIA ARRIBA DEL CARCAMO DE SUCCION HACIA LA BOMBA.

7. NUNCA DEBE PONERSE UN CODO EN UN PLANO HORIZONTAL DIRECTAMENTE EN LA BRIDA DE DESCARGA DE LA BOMBA. ENTRE EL CODO Y LA BRIDA DE SUCCION USESE UN TRAMO RECTO DE POR LO MENOS 4 A 6 VECES EL DIAMETRO DEL TUBO.

UN CODO EN LAS CIRCUNSTANCIAS DESFAVORABLES SEÑALADAS CAUSAN EMPUJE

DESIGUAL Y PERDIDAS HIDRAULICAS. ESTO SE DEBE A UN MEJOR LLENADO DE UN LADO DE LA CAMARA DE SUCCION Y OJO DEL IMPULSOR QUE EN EL OTRO.

8. SIEMPRE QUE SEA POSIBLE, LA REDUCCION EN LA SUCCION Y EL AUMENTO EN LA DESCARGA DEBERAN INSTALARSE DIRECTAMENTE A LAS BRIDAS DE LA BOMBA. ESTO PRODUCIRA MEJOR CONVERSION DE LA VELOCIDAD Y REDUCIRA LAS PERDIDAS HIDRAULICAS QUE PUEDEN CAUSAR VALVULAS O CODOS CONECTADOS DIRECTAMENTE Y QUE PUEDEN AFECTAR LA EFICIENCIA DE LA BOMBA.

9. SELECCIONENSE TUBERIAS, VALVULAS PIEZAS ESPECIALES DE UN TAMAÑO TAL QUE RESULTE ECONOMICA LA INSTALACION.

EN GENERAL, SE PUEDE DECIR QUE LOS DIAMETROS PEQUEÑOS AUMENTAN EL COSTO DE BOMBEO, PERO EL COSTO INICIAL ES MENOR; LOS DIAMETROS GRANDES REDUCEN EL COSTO DE BOMBEO, PERO EL COSTO INICIAL ES GRANDE.

4.3.2 REQUISITOS EN LA SUCCION.

1. ASEGURESE DE QUE LA PRESION ABSOLUTA SEA MAYOR QUE LA PRESION DEL VAPOR DE AGUA.

2. SIEMPRE QUE SEA POSIBLE EVITENSE LAS INSTALACIONES CON ALTURA DE SUCCION. CUANDO SE TENGA QUE HACER ASI, SE DEBERA HACER EL ESTUDIO DE LA ALTURA DE SUCCION PERMISIBLE.

3. LA LINEA DE SUCCION DEBERA SER ESTANCADA PARA EVITAR QUE ENTRE AIRE, LO CUAL REDUCIRA LA CAPACIDAD Y HASTA PODRIA PARARSE EL BOMBEO.

4. CUANDO SE TENGA ALTURA DE SUCCION, DEBERA CONSIDERARSE LA POSIBILIDAD DE INSTALAR UNA VALVULA DE PIE PARA EVITAR LA INSTALACION DE UN EQUIPO DE CEBADO. EN ESTE CASO LA LONGITUD DE LA TUBERIA EN EL EXTREMO DE LA SUCCION DEBERA SER MAYOR DE 90 cms DEBAJO DEL NIVEL MINIMO DEL AGUA.

SI NO SE USA UNA VALVULA DE PIE, EL EXTREMO DE LA SUCCION DEBERA ACAMPANARSE PARA DISMINUIR LA VELOCIDAD DE ENTRADA DEL AGUA.

5. EVITASE EL USO DE VALVULAS DE COMPUERTA EN INSTALACIONES CON ALTURA DE SUCCION. SI SE HACE NECESARIO, DEBERA COLOCARSE CON SU VASTAGO HORIZONTAL O HACIA ABAJO.

6. EN INSTALACIONES CON CARGA DE SUCCION ES INDISPENSABLE EL USO DE UNA VALVULA DE SECCIONAMIENTO.

7. A MENOS QUE EL AGUA ESTE LIBRE DE MATERIAS SUSPENDIDAS, SE DEBE INSTALAR UN CEDAZO EN LA SUCCION, PREFERIBLEMENTE CERCA DE LA BOMBA. SELECCIONESE UNO CON UN AREA NETA DE POR LO MENOS 4-VECES EL AREA DEL TUBO DE SUCCION.

8. CONSIDERENSE LA RECOMENDACIONES QUE SE ILUSTRAN EN LA FIGURA 4.12A

9. DEBERIA PROPORCIONARSE UNA LINEA DE SUCCION SEPARADA PARA CADA BOMBA. SI ESTO NO ES POSIBLE, CUANDO EXISTA UN MULTIPLE DE SUCCION SIGANSE LAS RECOMENDACIONES INDICADAS EN LA FIGURA 4.12B.

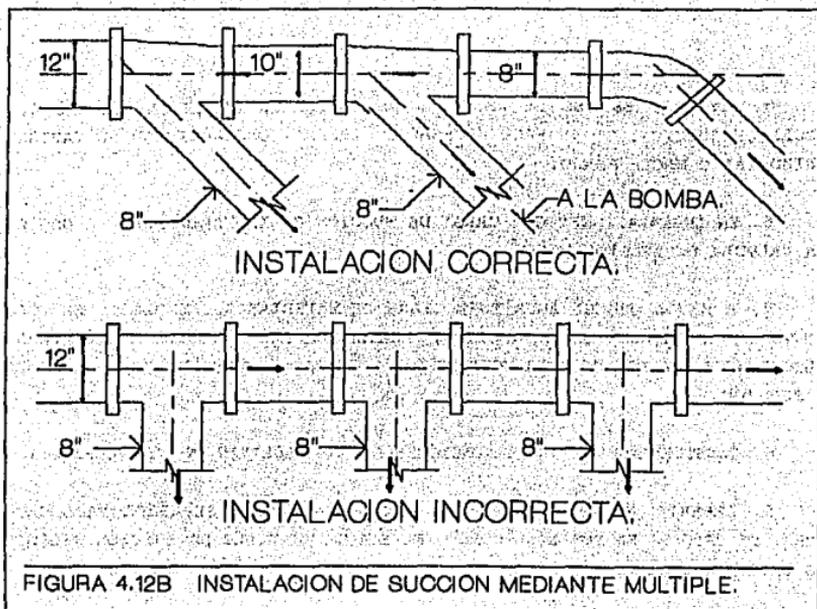
4.3.3 REQUISITOS EN LA DESCARGA.

1. DEBRA INSTALARSE UNA VALVULA DE SECCIONAMIENTO Y UNA DE RETENCION JUNTO A LA BOMBA.

COLOQUESE LA VALVULA DE RETENCION ENTRE LA BOMBA Y LA VALVULA DE SECCIONAMIENTO Y DESPUES DEL AUMENTO.

LA VALVULA DE RETENCION PROTEGERA LA BOMBA CONTRA SOBREPRESIONES DURANTE UN GOLPE DE ARIETE SI SE USA VALVULA DE PIE, Y CONTRA ROTACION CONTRARIA SI NO SE USA VALVULA DE PIE.

2. LA VALVULA DE SECCIONAMIENTO PUEDE USARSE PARA CONTROLAR EL GASTO DE LA BOMBA.



3. LOS AUMENTOS EN LA DESCARGA SON CONCENTRICOS.

4. LAS CONEXIONES AL MULTIPLE DE DESCARGA DEBERAN SER SIMILARES A LAS QUE SE RECOMIENDAN EN EL INCISO 9 ANTERIOR, CONSIDERANDOSE OBTIAMENTE EL ESCURRIMIENTO EN SENTIDO CONTRARIO.

5. EN MUCHAS OCASIONES ES NECESARIO MANTENER EL NIVEL EN EL CARCAMO DE SUCCION. SI LAS SALIDAS SON MAYORES QUE LAS ENTRADAS PODRAN TENERSE ARRANQUES Y PARADAS FRECUENTES. ESTO PODRIA ELIMINARSE CON EL USO DE UNA DERIVACION O PASO LATERAL, CONECTANDO EL MULTIPLE DE DESCARGA CON EL CARCAMO DE SUCCION INTERCALANDO UNA VALVULA DE SECCIONAMIENTO.

6. EN LAS DESCARGAS DE BOMBAS VERTICALES TIPO SIFON SE DEBE CONSIDERAR UNA VALVULA DE ALIVIO Y ENTRADA DE AIRE.

4.3.4 MATERIALES Y ACCESORIOS.

MATERIALES.

1. EN GENERAL, LAS VALVULAS SON DE FIERRO FUNDIDO Y REQUIEREN CONEXIONES CON BRIDAS.

2. LAS PIEZAS ESPECIALES PUEDEN SER DE ACERO O FIERRO FUNDIDO.

3. EN GENERAL, SE RECOMIENDA QUE LOS MULTIPLES SEAN DE ACERO CON PIEZAS SOLDADAS. LOS MULTIPLES DE FIERRO FUNDIDO USADOS CON CONEXIONES CON BRIDA PUEDEN REQUERIR LA FUNDICION DE MUCHAS PIEZAS QUE NO SEAN DE FABRICACION ESTANDAR.

4. LAS LINEAS DE SUCCION Y DESCARGA PUEDEN SER DE: A) ASBESTO-CEMENTO; B) CONCRETO; C) ACERO, Y D) FIERRO FUNDIDO.

ACCESORIOS.

1. *JUNTAS FLEXIBLES.* EN GENERAL, SE USAN JUNTAS GIBault PARA CONECTAR TUBERIAS DE FIERRO FUNDIDO Y ASBESTO-CEMENTO Y JUNTAS DRESSER PARA TUBERIAS DE ACERO. SU USO PUEDE SER NECESARIO PARA: A) UNIR TUBOS DE EXTREMOS LISOS, Y B) TOMAR ESFUERZOS CAUSADOS POR MOVIMIENTOS DIFERENCIALES, CAMBIOS DE TEMPERATURA Y VIBRACIONES.

2. *ATRAQUES.* LAS TUBERIAS DEBERAN ATRACARSE PERFECTAMENTE Y SE DEBERA HACER EL CALCULO DE LA FUERZA QUE ACTUARA EN ELLAS PARA LOGRAR UN DISEÑO ADECUADO.

3. PROVEANSE LAS CONEXIONES PARA EL DISPOSITIVO AMORTIGUADOR DEL GOLPE DE ARIETE.

4. EN LAS LINEAS DE DESCARGA HABRA QUE COLOCAR VALVULAS DE ENTRADA Y ALIVIO DE AIRE EN LAS CRESTAS PARA EVITAR LOS VACIOS POR ROTURA DE LA COLUMNA DE AGUA Y PARA ELIMINAR EL AIRE ACUMULADO.

V. ELECCION DEL EQUIPO MECANICO PARA EL PROYECTO "VALLE DEL YAQUI".

ANTES DE CONTINUAR SE HACE LA SIGUIENTE OBSERVACION: LOS FABRICANTES DE BOMBAS EN GENERAL DE EQUIPO DE BOMBEO DISEÑAN SUS PRODUCTOS BASANDOSE EN LAS MISMAS LEYES Y ADELANTOS DE LA CIENCIA HIDRAULICA, ASI COMO BAJO CIERTAS NORMAS Y REGLAS GENERALES QUE, EN MUCHOS ASPECTOS, SON HASTA UNIVERSALES; CONSECUENTEMENTE NO EXISTEN EN ESTOS PRODUCTOS DIFERENCIAS ACENTUADAS; POR EJEMPLO UNA BOMBA DE FLUJO AXIAL, SERA SEMEJANTE EN TODOS LOS CASOS. SIN EMBARGO CADA FABRICANTE ELABORA UN CATALOGO CON LAS CARACTERISTICAS PROPIAS DE SUS PRODUCTOS Y, EXCEPTUANDO ALGUNAS VARIANTES, EL CONTENIDO DE ESTOS CATALOGOS ES SIMILAR EN TODOS.

5.1 DATOS NECESARIOS.

I. DEL LUGAR:

1. COORDENADAS GEOGRAFICAS.

- LATITUD.

- LONGITUD.

- ALTITUD.

2. TEMPERATURA AMBIENTE.

- MAXIMA.

- MINIMA.

- MEDIA.

II. DE LA FUENTE EN EL SITIO DE LA CAPTACION.

1. TEMPERATURA DEL AGUA.

2. ANALISIS QUIMICO DEL AGUA.

3. NATURALEZA Y TAMAÑO DE LOS SOLIDOS EN SUSPENSION.

4. REGISTROS DIARIOS O MENSUALES DE NIVEL DEL AGUA.

5. CURVA DE GASTOS DE LA CORRIENTE.

6. NIVELES DEL AGUA IMPORTANTES Y EPOCA EN QUE SE TIENE.

- MINIMO EXTRAORDINARIO.

- MINIMO ORDINARIO O DE ESTIAJE NORMAL.

- MAXIMO ORDINARIO Y EXTRAORDINARIO.

III. DEL CARCAMO.

1. UBICACION.
2. NIVELES DEL AGUA.
 - MINIMO EXTRAORDINARIO Y GASTO CORRESPONDIENTE.
 - MINIMO ORDINARIO Y GASTO CORRESPONDIENTE.
3. ELEVACION DE LA PLATAFORMA O CORONA.

IV. DE LA DESCARGA.

1. UBICACION.
2. NIVEL DEL AGUA.
3. ENERGIA ADICIONAL. PUEDE TENERSE EN EL CASO DE EMPLEAR EL RIEGO POR ASPERSION Y PROPORCIONAR, CON EL EQUIPO DE BOMBEO, LA CARGA DISPONIBLE QUE SE DEBE TENER AL INICIAR LA DISTRIBUCION.

V. DEL RIEGO.

1. DEMANDAS DE AGUA MENSUALES.
2. TIEMPO MAXIMO EN QUE DEBE PROPORCIONARSE.
3. FRECUENCIA.
4. HORAS DE BOMBEO DIARIAS CONSIDERADAS EN EL ESTUDIO HIDROLOGICO.

VI. DE LA ENERGIA DISPONIBLE.

1. ELECTRICA.
 - VOLTAJE
 - CICLAJE.
 - NUMERO DE FASES.
 - CAPACIDAD INTERRUPTIVA.
2. ENERGETICOS.
 - GASOLINA.
 - DIESEL, ETC.

VII. PERFIL TIPOGRAFICO, DESDE LA CAPTACION HASTA LA DESCARGA, POR EL EJE DEL CONDUCTO DE LA TOMA Y ESQUEMA DE LA DISPOSICION DEL CARCAMO Y DESCARGA.

VII. VARIOS.

1. NOMOGRAMAS Y TABLAS PARA EL CALCULO DE PERDIDAS DE ENERGIA POR FRICCIÓN EN TUBERIAS Y ACCESORIOS.
2. CATALOGOS DE BOMBAS, MOTORES Y ACCESORIOS QUE EXISTAN EN EL MERCADO. CURVAS CARACTERISTICAS.
3. INFORMACION RELATIVA A CERCANIA, PRESTIGIO, SERVICIO DE REFACCIONES, CUMPLIMIENTO, ETC., DE LAS CASA VENDEDORAS DE EQUIPOS DE BOMBEO.

5.2 DETERMINACION DEL NUMERO DE BOMBAS.

5.2.1 CAPACIDAD DE LA BOMBA.

AL HABER HECHO LA PLANEACION DE LA ZONA DE RIEGO PARA UN PLAN DE CULTIVOS DETERMINADO Y LLEGAR A OBTENER LAS DEMANDAS DE AGUA MENSUALES, SE OBSERVARA QUE, EN GENERAL, ESTAS SON DIFERENTES, PRESENTANDOSE EN UNO DE LOS MESES SU MAXIMO VALOR.

EL EQUIPO DE BOMBEO DEBERA ELEGIRSE PARA CUBRIR LA DEMANDA MAXIMA, TRANSFORMADA A UN GASTO (m^3/seg) QUE TAMBIEN SERA EL MAXIMO NECESARIO Y QUE SE CALCULA, TOMANDO EN CUENTA LA FRECUENCIA DE RIEGO Y EL TIEMPO DIARIO DE BOMBEO.

POR LO TANTO, SI LA CAPACIDAD DE LAS BOMBAS SON IGUALES, EL GASTO POR UNIDAD QUE CONVENCIONALMENTE SE LE DESIGNARA POR "Q" VALDRA:

$$Q = \frac{\text{GASTO MAXIMO } Q_{max}}{\text{No. DE UNIDADES } No. U.}$$

EN PROYECTOS PEQUEÑOS (POR EJEMPLO CON $Q_{max} = 120$ L.P.S.) PUEDE USARSE UNA SOLA BOMBA Y CON ELLA PROPORCIONAR UN SERVICIO ACEPTABLE, CONSIDERANDO QUE EL BOMBEO PARA RIEGO ES INTERMITENTE; SIN EMBARGO, ES

PREFERIBLE, Y ESTA PRACTICA SE HA SEGUIDO, DIVIDIR EL GASTO EN DOS UNIDADES, PREVIENDO QUE, EN EL CASO DE DESCOMPOSTURA DE UNA DE ELLAS, POR LO MENOS SE CUENTE CON EL 50% DEL SERVICIO MIENTRAS DURE LA CORRESPONDIENTE REPARACION; ADEMAS PUEDE ALTERNARSE LA OPERACION DE LAS MAQUINAS Y TENER TIEMPO DE DARLES SERVICIO DE MANTENIMIENTO Y CONSERVACION.

EN LOS CASOS EN QUE EL GASTO MAXIMO REQUERIDO ES YA CONSIDERABLE Y SE PRETENDA EMPLEAR UNA SOLA UNIDAD, ES CASI SEGURO QUE ESTARA, MUY "SOBRADA" PARA LOS MESES EN QUE EL GASTO MAXIMO NO SE REQUIERA Y ELLO ORIGINARIA UN COSTO DE ENERGIA INNECESARIA, MAL DISTRIBUCION Y APROVECHAMIENTO DEL AGUA Y PROBABLEMENTE DIFICULTADES EN LA OPERACION, PORQUE SERIA UNA SOLA BOMBA. AUN CUANDO ES POSIBLE REGULAR EL GASTO DE UNA BOMBA (DICHO SEA DE PASO, ESTRANGULANDO SU DESCARGA O VARIANDO LA VELOCIDAD DE ROTACION, PARA LO CUAL SE NECESITA UN MOTOR DE VELOCIDAD O DE ACOPLAMIENTO VARIABLE), EN PROBLEMAS DE RIEGO ES MAS PRACTICO Y CONVENIENTE LA SOLUCION DE INSTALAR MAS DE UNA UNIDAD, PERO ELEGIR UN NUMERO DETERMINADO SIN ALGUN ESTUDIO QUE NOS PERMITA NORMAR UN CRITERIO EN LA ELECCION NO ES CORRECTO.

NO HAY UN METODO QUE EN FORMA DIRECTA NOS INDIQUE CUAL DEBE SER EL NUMERO APROPIADO PARA UN CASO DADO Y ELEGIR UN EQUIPO DE BOMBEO CONSIDERANDO Y VARIANDO LOS FACTORES MULTIPLES QUE INTERVIENEN NO ES UNA TAREA SENCILLA. SIN EMBARGO, LO QUE SE RECOMIENDA Y ES SUFICIENTE, DADO EL CARACTER DEL PROBLEMA ES HACER UNA SERIE DE ENSAYOS O TANTEOS (DE CARACTER COMPARATIVO) CONSIDERANDO UN CIERTO NUMERO DE UNIDADES Y PREDICIENDO LA FORMA EN QUE PODRIAN OPERARSE, ASI COMO ESTIMANDO SU COSTO INICIAL Y DE FUNCIONAMIENTO. COMO EL NUMERO DE UNIDADES Y EL TIPO EMPLEADO DE BOMBA ESTAN INTIMAMENTE LIGADOS, PARA DECIDIRSE POR UNA INSTALACION DETERMINADA, UNA O MEJOR DICHO UNA VARIAS COMBINACIONES DE ESTOS FACTORES (NUMERO Y TIPO) AYUDARAN A TOMAR LA DECISION CORRESPONDIENTE QUE, DESDE LUEGO, DEBERA INCLINARSE A AQUELLA QUE REUNA PRINCIPALMENTE LAS CARACTERISTICAS ECONOMICAS Y DE FLEXIBILIDAD DE OPERACION MAS FAVORABLES. SE DICE QUE UN EQUIPO DE BOMBEO ES MAS ECONOMICO CUANDO EL LITRO DE AGUA BOMBEADO SE OBTIENE CON EL COSTO MINIMO DURANTE LA VIDA UTIL DE LA BOMBA.

EN FORMA RESUMIDA Y GENERAL, LOS SIGUIENTES FACTORES INFLUYEN DE MANERA DIRECTA O INDIRECTA EN LA SELECCION DE LAS BOMBAS, UNA VEZ QUE HAYAN

ESTABLECIDO Y DEFINIDO LAS CARACTERISTICAS HIDRAULICAS DE UN SISTEMA:

FACTORES TECNICOS:

1. NUMERO DE UNIDADES.
2. CARACTERISTICAS DE OPERACION (FLEXIBILIDAD).
3. EFICIENCIA MAXIMA DE LA ZONA CONTIGUA DE LA CURVA CARACTERISTICA.
4. MOTOR REQUERIDO.
5. ACCESORIOS NECESARIOS.
6. TAMAÑO Y PESO DE LAS UNIDADES.
7. GARANTIAS DEL FABRICANTE.
8. SERVICIO DE REFACCIONES.
9. ALGUNA CARACTERISTICA ESPECIAL DE LA FABRICACION DE LA BOMBA.
10. CALIDAD DEL EQUIPO.
11. DURABILIDAD DEL EQUIPO.
12. SEGURIDAD.
13. CALIDAD DEL SERVICIO.
14. COMPLEJIDAD.
15. ADAPTABILIDAD.

FACTORES ECONOMICOS:

1. COSTO INICIAL DEL EQUIPO.
2. COSTO DE INSTALACION.
3. COSTO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO (ANUAL).
4. VIDA UTIL ESTIMADA DE CADA UNIDAD (VALOR DE SALVAMENTO).
5. POSIBLE SUSTITUCION DE REFACCIONES CON OTRAS MARCAS.
6. RECUPERACION DE LA INVERSION.
7. PRESTIGIO, CERCANIA Y TIEMPO DE ENTREGA DE LA CASA VENDEDORA.
8. INGRESOS O AHORROS ANUALES.

5.2.2 PORCENTAJE DE UTILIZACION DEL EQUIPO.

CON LA IDEA DE UTILIZAR AL MAXIMO LA INSTALACION DE UN EQUIPO DE BOMBEO, TOMANDO EN CUENTA QUE UNICAMENTE OPERARA COMPLETO CUANDO SEA

REQUERIDO EL MAYOR GASTO EN LA ZONA DE RIEGO, UNA MANERA DE ESTIMAR EL NUMERO CONVENIENTE DE BOMBAS A INSTALAR PUEDE SER LA SIGUIENTE:

PROPONER UN CIERTO NUMERO DE UNIDADES Y COMPARAR EL TIEMPO ANUAL DE HORAS DE TRABAJO QUE SE TENDRIA OPERANDO TODO EL EQUIPO Y CONSIDERANDO LAS HORAS DE BOBEO QUE SE APLICARON PARA LA OBTENCION DEL GASTO MAXIMO (HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMO), CON LAS HORAS MAQUINA QUE REALMENTE SE VAN A OBTENER O QUE SERAN NECESARIAS EN EL AÑO, DE ACUERDO CON LAS NECESIDADES DE RIEGO Y LAS UNIDADES PROPUESTAS. ESTA COMPARACION SE PUEDE APRECIAR EN FORMA CUALITATIVA COMO SIGUE.

$$\% \text{ UTILIZACION DE EQUIPO} = \frac{\text{Hrs. MAQ. ANUAL NECESARIO}}{\text{Hrs. MAQ. ANUAL MAX.}}$$

PARA OBTENER LO ANTERIOR SE FORMARON LAS TABLAS QUE SE MUESTRAN EN LAS PAGINAS SIGUIENTES PARA DIFERENTE NUMERO DE UNIDADES. CON ESTOS CUADROS TAMBIEN SE CONOCEN OTROS DATOS, COMO: LAS UNIDADES NECESARIAS PARA CUBRIR UN DETERMINADO GASTO MENSUAL, LAS QUE PERMANECEN SIN TRABAJAR Y MESES EN QUE ESTO OCURRE, ASI COMO LAS HORAS DIARIAS DE OPERACION, ETC. ASI PUES, EL PORCENTAJE DE UTILIZACION Y LOS CONCEPTOS QUE SE TIENEN A LA DERECHA DEL CUADRO DE CADA ALTERNATIVA, SON UN INDICE PARA INCLINARSE HACIA UNA DE ELLAS.

PARA LAS TABLAS EN CUESTION, HAY QUE OBSERVAR QUE ALTERNATIVA ES MAS ATRACTIVA EN CUANTO AL PORCENTAJE DE UTILIZACION, ADEMAS HAY QUE CONSIDERAR QUE SE DEBE DISPONER DE UNA UNIDAD COMO RESERVA (LO CUAL ES VENTAJOSO) EN CASI TODOS LOS MESES, PUES NOTESE QUE ALGUNOS MESES EL GASTO LO PODRIAN DAR UN NUMERO MENOR DE UNIDADES QUE EL SUPUESTO, TRABAJANDO EL TIEMPO MAXIMO DE PROYECTO.

EN ALGUNAS ALTERNATIVAS SE OBSERVA QUE EL PORCENTAJE DE UTILIZACION ES MENOR QUE EN LA ALTERNATIVA ELEGIDA, A PESAR DE SER MAS BOMBAS Y ADEMAS SE OBERVA QUE PARTE DEL EQUIPO PERMANECERIA OCIOSO MAS TIEMPO. POR OTRA PARTE LA ESTRUCTURA DE INSTALACION SERIA MAYOR.

PROYECTO "VALLE DEL YAGU"
SELECCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE BOMBEO.
CARCAMO DE BOMBEO No 1

ALTERNATIVA No. 1 UNIDADES = 2 Q = 0.398 m³/seg

Q max. = 0.795 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MESES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE M ³)	918	1150	1095	1275	1885	955	1300	1802	1176	1220	900	987
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	1	2	2	2	2	1	2	2	2	2	1	1
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.369	0.463	0.441	0.513	0.751	0.384	0.523	0.725	0.473	0.491	0.362	0.389
BOMBAS SIN OPERAR	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.390	0.786	0.798	0.798	0.798	0.390	0.798	0.798	0.798	0.798	0.390	0.390
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.57	18.54	12.89	15.01	23.00	22.48	15.30	21.21	13.84	14.36	21.19	22.77
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	21.57	27.08	25.78	30.02	45.99	22.48	30.61	42.43	27.69	28.72	21.19	22.77

HMAAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = $30 \times 24 \times 2 = 1440$ hrs
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 10389.43 hrs
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAAM = 0.827301

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 82.74 %

ALTERNATIVA No. 2 UNIDADES = 3 Q = 0.265 m³/seg

Q max. = 0.795 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MESES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE M ³)	918	1150	1095	1275	1885	955	1300	1802	1176	1220	900	987
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	2	2	2	3	2	2	3	2	2	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.369	0.463	0.441	0.513	0.751	0.384	0.523	0.725	0.473	0.491	0.362	0.389
BOMBAS SIN OPERAR	1	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.530	0.530	0.530	0.530	0.795	0.530	0.530	0.795	0.530	0.530	0.530	0.530
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	18.18	20.33	19.36	22.54	23.00	18.88	22.98	21.24	20.78	21.57	15.91	17.10
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	32.39	40.68	38.72	45.08	69.01	33.77	45.97	63.72	41.58	43.14	31.82	34.18

HMAAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = $30 \times 24 \times 3 = 2160$ hrs
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 15601.78 hrs
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAAM = 0.828081

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 82.81 %

ALTERNATIVA No. 3 UNIDADES = 4 Q = 0.199 m³/seg

Q max. = 0.795 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	916	1150	1085	1275	1665	953	1900	1802	1176	1220	900	867
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	3	3	3	4	2	3	4	3	3	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.369	0.483	0.441	0.513	0.751	0.384	0.523	0.725	0.478	0.491	0.392	0.389
BOMBAS SIN OPERAR	2	1	1	1	0	2	1	0	1	1	2	2
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.390	0.597	0.597	0.597	0.798	0.390	0.597	0.798	0.597	0.597	0.390	0.390
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.87	18.05	17.19	20.01	23.00	22.48	20.40	21.21	18.40	18.15	21.18	22.77
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	43.73	54.15	51.50	80.04	91.90	44.87	61.21	84.85	55.37	57.45	42.38	45.53

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*23*12*4 = 33120 hrs
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 20778.89 hrs
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.627381

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 62.74 %

PROYECTO "VALLE DEL YAGUI"
 SELECCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE BOMBEO.
 CARCAMO DE BOMBEO NO 2

ALTERNATIVA No. 1 UNIDADES = 2 Q = 0.250 m³/seg

Q max. = 0.5 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	588	585	800	824	1177	604	850	1134	597	610	680	584
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	1	1	1	2	2	1	2	2	1	1	1	1
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.238	0.240	0.242	0.332	0.474	0.243	0.342	0.457	0.286	0.248	0.193	0.235
BOMBAS SIN OPERAR	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.250	0.250	0.250	0.500	0.500	0.250	0.500	0.500	0.250	0.250	0.250	0.250
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.99	22.30	22.49	15.41	23.00	22.04	15.93	21.25	22.00	22.88	17.99	21.89
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	21.99	22.30	22.49	30.88	45.99	22.64	31.88	42.50	22.00	22.88	17.99	21.89

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*23*12*2 = 16560
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 8761.21
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.529451

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 58.95

ALTERNATIVA No. 2 UNIDADES = 3 Q = 0.157 m³/seg

Q max. = 0.5 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MESES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	588	595	600	624	1177	604	850	1134	587	610	480	584
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	2	2	3	3	2	3	3	2	2	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.236	0.240	0.242	0.332	0.474	0.243	0.342	0.457	0.236	0.248	0.193	0.235
BOMBAS SIN OPERAR	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.334	0.334	0.334	0.501	0.501	0.334	0.501	0.501	0.334	0.334	0.334	0.334
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	16.44	16.88	16.83	15.41	22.85	18.95	15.90	21.21	16.47	17.11	12.41	16.80
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	32.88	33.76	33.67	48.23	88.55	33.89	47.69	65.83	32.94	34.23	28.93	82.77

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*24*12*3 = 2880
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 10612.75
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.588275

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 58.83 %

ALTERNATIVA No. 3 UNIDADES = 4 Q = 0.125 m³/seg

Q max. = 0.5 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MESES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	588	595	600	624	1177	604	850	1134	587	610	480	584
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	2	2	3	4	2	3	4	2	2	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.236	0.240	0.242	0.332	0.474	0.243	0.342	0.457	0.236	0.248	0.193	0.235
BOMBAS SIN OPERAR	2	2	2	1	0	2	1	0	2	2	2	2
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.250	0.250	0.250	0.375	0.500	0.250	0.375	0.500	0.250	0.250	0.250	0.250
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.96	22.50	22.49	20.59	23.00	22.64	21.24	21.25	22.00	22.88	17.99	21.89
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	43.93	44.90	44.98	61.77	91.98	45.28	63.72	85.01	44.00	45.73	35.98	83.78

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*24*12*4 = 3240
 HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 19522.83
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.589451

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 58.95 %

PROYECTO "VALLE DEL YAQUÍ"
SELECCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE BOMBEO.
CARCAMO DE BOMBEO No 3

ALTERNATIVA No. 1 UNIDADES = 3 Q = 0.250 m³/seg

Q max. = 0.3 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	397	409	612	890	1103	803	614	1165	811	850	390	405
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	1	1	1	2	2	1	1	2	1	2	1	1
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.158	0.165	0.248	0.362	0.476	0.343	0.247	0.469	0.248	0.342	0.157	0.163
BOMBAS SIN OPERAR	1	1	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.25	0.25	0.25	0.3	0.3	0.25	0.25	0.5	0.25	0.3	0.25	0.25
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	14.51	15.33	22.94	16.83	23.00	22.80	22.99	21.83	22.90	15.93	14.82	15.18
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	14.51	15.33	22.94	33.66	46.01	22.80	22.99	48.67	22.90	31.86	14.82	15.18

HMAX = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*24*12*2 = 16500 Hrs
HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 9187.68 Hrs
% DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAX = 0.554806

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 55.48 %

ALTERNATIVA No. 2 UNIDADES = 3 Q = 0.162 m³/seg

Q max. = 0.3 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 24 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	397	409	612	890	1103	803	614	1165	811	850	390	405
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	1	1	2	3	3	2	2	3	2	3	1	1
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.158	0.165	0.248	0.362	0.476	0.263	0.247	0.469	0.248	0.342	0.157	0.163
BOMBAS SIN OPERAR	2	2	1	0	0	1	1	0	1	0	2	2
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.162	0.162	0.334	0.501	0.501	0.334	0.334	0.501	0.334	0.501	0.162	0.162
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.71	22.95	17.17	16.80	22.96	16.92	17.23	21.79	17.14	15.80	21.88	22.72
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES (hrs)	21.71	22.95	34.34	50.39	66.87	33.83	34.45	49.37	34.28	47.89	21.88	22.72

HMAX = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*24*12*2 = 16500 Hrs
HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 13754.95 Hrs
% DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAX = 0.553742

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 55.37 %

ALTERNATIVA No. 5 UNIDADES = 4 Q = 0.925 m³/seg

Q max. = 0.5 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	387	409	612	896	1183	803	814	1165	611	850	590	405
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	2	2	3	4	2	2	4	2	3	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.156	0.165	0.248	0.362	0.478	0.243	0.247	0.489	0.248	0.342	0.157	0.163
BOMBAS SIN OPERAR	2	2	2	1	0	2	2	0	2	1	2	2
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.25	0.25	0.25	0.375	0.5	0.25	0.25	0.5	0.25	0.375	0.25	0.25
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	14.51	15.33	22.94	22.44	23.00	22.60	22.89	21.83	22.90	21.24	14.82	15.18
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES hrs.	28.01	30.66	45.88	67.32	92.01	45.20	45.96	87.33	45.80	63.72	28.24	30.36

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*23*12*4 = 33120 hrs
 HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 18375.25 hrs
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAM / HMAM = 0.554808

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 55.48 %

PROYECTO "VALLE DEL YADU"
 SELECCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE BOMBEO.
 CARGAMO DE BOMBEO No 4

ALTERNATIVA No. 1 UNIDADES = 8 Q = 0.551 m³/seg

Q max. = 1.6 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE m ³)	2236	2650	2715	2910	3750	2423	2939	3828	2842	2943	2150	2388
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	2	3	3	3	3	2	3	3	3	3	2	2
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.900	1.087	1.083	1.171	1.310	0.975	1.182	1.480	1.144	1.185	0.868	0.981
BOMBAS SIN OPERAR	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	1.068	1.598	1.599	1.598	1.599	1.068	1.599	1.599	1.599	1.599	1.068	1.068
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	18.85	15.53	15.91	17.05	23.00	21.30	17.21	21.23	16.85	17.25	18.90	20.89
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES hrs.	39.31	46.59	47.73	51.18	68.99	42.80	51.02	63.75	48.96	51.74	37.80	41.96

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = 30*23*12*8 = 26640 hrs
 HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 17798.58 hrs
 % DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAM / HMAM = 0.716448

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 71.64 %

ALTERNATIVA No. 2 UNIDADES = 4 Q = 0.900 m³/seg

Q MAX. = 1.8 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE M ³)	2238	2950	2715	2910	3750	2423	2958	3828	2642	2943	2150	2388
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	3	3	3	3	4	3	3	4	3	3	3	3
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.900	1.087	1.093	1.171	1.510	0.975	1.182	1.480	1.144	1.183	0.888	0.981
BOMBAS SIN OPERAR	1	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	1.2	1.2	1.2	1.2	1.8	1.2	1.2	1.8	1.2	1.2	1.2	1.2
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	17.48	20.89	21.20	22.72	28.00	18.92	22.90	21.24	22.18	22.98	18.79	18.05
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES hrs.	52.39	62.08	63.60	68.17	92.01	58.78	68.71	84.94	68.59	68.94	50.87	55.88

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = $30 \times 23 \times 12 \times 4$ = 33120 hrs

HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 23714.51 hrs

% DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.716018

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 71.80 %

ALTERNATIVA No. 3 UNIDADES = 5 Q = 0.370 m³/seg

Q MAX. = 1.8 m³/seg

CONSIDERANDO 30 DIAS Y 23 HORAS DIARIAS DE BOMBEO MAXIMO

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC
DEMANDA MENSUAL (MILES DE M ³)	2238	2950	2715	2910	3750	2423	2958	3828	2642	2943	2150	2388
NUMERO DE BOMBAS PARA SATISFACER EL GASTO NECESARIO.	3	4	4	4	5	4	4	5	4	4	3	3
GASTO NECESARIO (m ³ /seg)	0.900	1.087	1.093	1.171	1.510	0.975	1.182	1.480	1.144	1.183	0.888	0.981
BOMBAS SIN OPERAR	2	1	1	1	0	1	1	0	1	1	2	2
GASTO SUMINISTRADO POR LAS BOMBAS EN OPERACION (m ³ /seg)	0.990	1.280	1.280	1.280	1.600	1.280	1.280	1.600	1.280	1.280	0.980	0.980
HORAS MAQUINA DIARIAS NECESARIAS POR BOMBA (hrs)	21.83	18.80	19.88	21.30	22.98	17.74	21.49	21.24	20.81	21.54	20.99	23.31
HORAS MAQUINA DIARIAS TOTALES hrs.	65.48	77.80	79.50	85.21	114.91	70.95	85.97	108.18	83.22	86.18	62.98	68.83

HMAM = HORAS MAQUINA ANUAL MAXIMA = $30 \times 23 \times 12 \times 5$ = 41400 hrs

HMAN = HORAS MAQUINA ANUAL NECESARIA = SUMA HORAS TOT = 29642.43 hrs

% DE UTILIZACION DE EQUIPO = HMAN / HMAM = 0.716001

PORCENTAJE DE UTILIZACION DE EQUIPO = 71.80 %

ANTES DE CONTINUAR CON LA SIGUIENTE ETAPA DE LA SECUELA QUE NOS OCUPA, SE HARAN LAS SIGUIENTES OBSERVACIONES:

ES CLARO QUE EL 100% DE UTILIZACION DE UNA INSTALACION SE OBTENDRIA CUANDO EL GASTO NECESARIO EN LA ZONA DE RIEGO FUERA CONSTANTE Y TAL VEZ, EN ESTAS CONDICIONES, EL PROBLEMA DE SELECCIONAR EL EQUIPO DE BOMBEO, SE REDUZCA A ELEGIR EL TAMAÑO Y TIPO DE LAS UNIDADES. ORDINARIAMENTE EN INSTALACIONES DE BOMBAS PARA RIEGO, ESE PORCENTAJE DE UTILIZACION NO SE OBTIENE DEBIDO A LA VARIACION DE LAS DEMANDAS; POR LO TANTO, DE ESTE CONCEPTO DEPENDERA, EN PARTE, EL MAYOR APROVECHAMIENTO DE LAS INSTALACIONES Y COMO AQUELLAS (LAS DEMANDAS) SON FUNCION DEL PLAN DE CULTIVOS CONSIDERADOS, CONVIENE QUE CUANDO SE UTILICE EL BOMBEO CON FINES DE RIEGO SE PIENSE EN UN PLAN DE CULTIVOS TAL, QUE LA MIRA SEA SACARLE A LA INSTALACION EL MAYOR PROVECHO POSIBLE.

EN ALGUNOS PROYECTOS, SE LLEGAN A TENER, EN UNO O MAS MESES DEMANDAS (GASTOS) PEQUEÑAS EN COMPARACION CON LA DEMANDA MAXIMA Y ELLO PUEDE AFECTAR LA APRECIACION DEL 100% DE APROVECHAMIENTO QUE SE BUSCA, POR LO QUE, PARA ESTOS CASOS Y A JUICIO, CONSIDERENSE O NO TODOS LOS MESES DEL AÑO EN LA DETERMINACION DE DICHO PORCENTAJE.

ES SIEMPRE RECOMENDABLE TENER UNIDADES IGUALES, POR LAS VENTAJAS EN LA OPERACION Y CONSERVACION DE UN SISTEMA; PERO CUANDO LAS DEMANDAS DE RIEGO DIFIEREN MUCHO ENTRE SI Y EN PROYECTOS GRANDES ES FACTIBLE PENSAR Y APLICAR UNA SOLUCION CON DOS O MAS TIPOS DE UNIDADES Y PROBABLEMENTE LA MAGNITUD DEL PROBLEMA JUSTIFIQUE ESA SOLUCION. SE RECOMIENDA EN ESTOS CASOS TENER POR LO MENOS PARES IGUALES.

OBSERVANDO LAS TABLAS ANTERIORES SE OBSERVA QUE EL NUMERO DE UNIDADES PARA EL CARCAMO DE BOMBEO 1,2,3 Y 4 ES 3,2,2 Y 4 UNIDADES DE BOMBEO RESPECTIVAMENTE, TOMANDO EN CONSIDERACION LO ANTES EXPUESTO.

5.3 DETERMINACION DEL ESPESOR Y DEL DIAMETRO DE COLUMNA.

PARA SELECCIONAR EL ESPESOR Y EL DIAMETRO DE LA TUBERIA PARA CADA UNO DE LOS CARCAMOS, TENEMOS QUE CONOCER PRIMORDIALMENTE LA PRESION QUE VA A SOPORTAR LA TUBERIA, DEBIDO A LA CARGA DINAMICA TOTAL Y AL GOLPE DE ARIETE, POR LO QUE PARA CONOCER ESTE DIAMETRO TENEMOS QUE REALIZAR LOS SIGUIENTES CALCULOS Y CONSIDERACIONES.

PARA LOS CALCULOS SIGUIENTES SE UTILIZAN LAS TABLAS Y GRAFICAS DEL APENDICE, MOSTRADOS AL FINAL DEL TRABAJO, ASI COMO EL ESQUEMAS DE CADA CARCAMO MOSTRADO EN LAS FIGURAS 5.1, 5.2, 5.3 Y 5.4.

5.3.1 CARCAMO DE BOMBEO No 1.

- CARGA ESTATICA (He).

$$\begin{aligned} \text{NIVEL DE LA DESCARGA} &= 22.43 \text{ m} \\ \text{NIVEL DE LA SUCCION.} &= 17.80 \text{ m} \\ \text{He} &= 4.63 \text{ m} \end{aligned}$$

- CARGA POR FRICCION.

CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE 2.5 m/s SE TIENE QUE:

$$\begin{aligned} Q &= V \cdot A \quad - \quad A = Q/V = (0.265)/(2.5) = 0.106 \text{ m}^2 \\ A &= (\pi \cdot D^2)/4 \quad - \quad D = \sqrt{(4 \cdot A)/\pi} = \sqrt{(4 \cdot 0.106)/\pi} = 0.367 \text{ m} \\ D &= 0.367 \text{ m} = 14.45 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

ESCOGIENDO EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR (COMERCIAL) = 16"

$$D = 16" = 0.4064 \text{ m.}$$

LA VELOCIDAD CORRESPONDIENTE A ESTE DIAMETRO ES :

$$V = Q/A = (4 \cdot Q)/(\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.265)/(\pi \cdot (0.4064)^2) = 2.043 \text{ m/s}$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (Hs).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

$$K_1 = 4 \cdot 15 \cdot F_t \quad \text{PARA 4 CODOS DE } 45^\circ \quad (\text{TABLA V DEL APENDICE})$$

$$K_2 = 0.04 \quad \text{ESTE VALOR ES PARA ENTRADA BIEN REDONDEADA.}$$

$$F_t = 0.013 \quad (\text{TABLA V DEL APENDICE})$$

$$K_1 = 4 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.78$$

$$K = K_1 + K_2 = 0.78 + 0.04 = 0.82$$

$$H_s = (0.82 \cdot (2.043)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.174 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (Hp).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (2 \cdot D \cdot g)$$

$$e/D = 0.00012 \quad \text{PARA } D = 16'' \quad (\text{GRAFICA I DEL APENDICE})$$

$$Re = (V \cdot D) / \nu \quad ; \quad \nu = \text{VISCOSIDAD CINEMATICA.} = 1.307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = (2.043 \cdot 0.4064) / 1.307 \cdot 10^{-6} = 635252.64 \cdot 6.4 \cdot 10^5$$

$$F = 0.0142$$

(GRAFICA II DEL APENDICE)

$$L = 17.80 \text{ m} + 4.69 \text{ m} = 22.49 \text{ m} \quad (\text{TUB. DE DESCARGA + TUB. DE SUCCION})$$

$$H_p = (0.0142 \cdot 22.49 \cdot (2.043)^2) / (0.4064 \cdot 2 \cdot 9.81) = 0.167 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.043)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.213 \text{ m}$$

CARGA TOTAL (H).

$$H = H_e + H_s + H_p + H_v = 4.63 + 0.174 + 0.167 + 0.213 = 5.184 \text{ m}$$

$$P_n = 0.5184 \text{ Kg/cm}^2$$

SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE.

$$H_i = (145 \cdot V) / \sqrt{1 + ((E_a \cdot D) / (E_t \cdot e))} \quad (\text{VER PAGINA 20})$$

$$H_i = (145 \cdot 2.043) / \sqrt{1 + ((20700 \cdot 40.64) / (2100000 \cdot 1.27))} = 258.29 \text{ m}$$

$$P_i = 25.829 \text{ Kg/cm}^2$$

DE ACUERDO A LOS CALCULOS SE TIENE QUE LAS PRESIONES EN EL SISTEMA SON:

$$P_n = \text{PRESION NORMAL} = 0.5184 \text{ Kg/cm}^2$$

Pi = SOBREPRESION = 25.829 Kg/cm²
P = PRESION TOTAL = Pn + Pi = 26.3474 Kg/cm²

ESPESOR DE LA TUBERIA.
EL ESPESOR DE LA TUBERIA SE CALCULA CON LA SIGUIENTE FORMULA:

$$e = \frac{PD}{2 \cdot f_s} \cdot C$$

DONDE: P ---> PRESION TOTAL EN EL SISTEMA, Kg/cm²
D ---> DIAMETRO DE LA TUBERIA, cm
fs ---> ESFUERZO DE FLUENCIA = 0.6fy = 0.6*1900 = 1140 Kg/cm²
C ---> ESPESOR ADICIONAL, SU VALOR OSCILA ENTRE 1.5 Y 2.5 mm
GENERALMENTE SE ADOPTA EL VALOR DE 1.5 mm

$$e = (26.3474 \cdot 40.64) / (2 \cdot 1140) + .15 = 0.62 \text{ cm}$$
$$e = 6.2 \text{ mm}$$

OBSERVANDO LAS TABLAS DE TUBO DE ACERO COMERCIAL, SE OBSERVA QUE EL QUE SOPORTARIA ESTA PRESION PODRIA SER EL DE LA CEDULA 10, 20 Y 30, PERO DEBIDO A QUE ESTAS NO SE FABRICAN MUCHO, ENTONCES SE ESCOGE EL ACERO DE 16" CEDULA 40, QUE ES MAS COMERCIAL QUE LOS ANTERIORES.

5.3.2 CARCAMO DE BOMBEO No 2.

- CARGA ESTATICA (He).

NIVEL DE LA DESCARGA = 23.00 m
NIVEL DE LA SUCCION. = 17.96 m
He = 5.04 m

- CARGA POR FRICCION.

CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE 2.5 m/s SE TIENE QUE:

$$Q = V \cdot A \quad - \quad A = Q/V = (0.250) / (2.5) = 0.10 \text{ m}^2$$

$$A = (\pi * D^2) / 4 \quad - \quad D = \sqrt{((4 * A) / \pi)} = \sqrt{((4 * 0.10) / \pi)} = 0.357 \text{ m}$$

$$D = 0.357 \text{ m} = 14.06 \text{ pulg.}$$

ESCOGIENDO EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR (COMERCIAL) = 16"
 $D = 16" = 0.4064 \text{ m.}$

LA VELOCIDAD CORRESPONDIENTE A ESTE DIAMETRO ES :

$$V = Q/A = (4 * Q) / (\pi * D^2) = (4 * 0.250) / (\pi * (0.4064)^2) = 1.93 \text{ m/s}$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (Hs).

$$H_s = (K * V^2) / (2 * g)$$

$$K_1 = 4 * 15 * F_t \quad \text{PARA 4 CODOS DE } 45^\circ \quad (\text{TABLA V DEL APENDICE})$$

$$K_2 = 0.04 \quad \text{ESTE VALOR ES PARA ENTRADA BIEN REDONDEADA.}$$

$$F_t = 0.013 \quad (\text{TABLA V DEL APENDICE})$$

$$K_1 = 4 * 15 * 0.013 = 0.78$$

$$K = K_1 + K_2 = 0.78 + 0.04 = 0.82$$

$$H_s = (0.82 * (1.93)^2) / (2 * 9.81) = 0.156 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (Hp).

$$H_p = (F * L * V^2) / (2 * D * g)$$

$$e/D = 0.00012 \quad \text{PARA } D = 16" \quad (\text{GRAFICA I DEL APENDICE})$$

$$Re = (V * D) / \nu \quad ; \quad \nu = \text{VISCOCIDAD CINEMATICA.} = 1.307 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = (1.93 * 0.4064) / 1.307 * 10^{-6} = 600116.29 = 6 * 10^5$$

$$F = 0.014 \quad (\text{GRAFICA II DEL APENDICE})$$

$$L = 21.80 \text{ m} + 5.14 \text{ m} = 26.94 \text{ m} \quad (\text{TUB. DE SUCCION + TUB. DE DESCARGA})$$

$$H_p = (0.014 * 26.94 * (1.93)^2) / (0.4064 * 2 * 9.81) = 0.176 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = V^2 / (2 * g)$$

$$H_v = (1.93)^2 / (2 * 9.81) = 0.189 \text{ m}$$

$$H = H_e + H_s + H_p + H_v = 5.04 + 0.156 + 0.176 + 0.189 = 5.561 \text{ m}$$

$$P_n = 0.5561 \text{ Kg/cm}^2$$

SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE.

$$H_i = (145 \cdot V) / (\sqrt{1 + ((E_a \cdot D) / (E_t \cdot e))})$$

$$H_i = (145 \cdot 1.93) / (\sqrt{1 + ((20700 \cdot 40.64) / (2100000 \cdot 1.27))}) = 244 \text{ m}$$

$$P_i = 24.4 \text{ Kg/cm}^2$$

DE ACUERDO A LOS CALCULOS SE TIENE QUE LAS PRESIONES EN EL SISTEMA SON:

$$P_n = \text{PRESION NORMAL} = 0.5561 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_i = \text{SOBREPRESION} = 24.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = \text{PRESION TOTAL} = P_n + P_i = 24.9561 \text{ Kg/cm}^2$$

ESPESOR DE LA TUBERIA.

EL ESPESOR DE LA TUBERIA SE CALCULA CON LA SIGUIENTE FORMULA:

$$e = \frac{PD}{2 f_s} + C$$

DONDE: P ---> PRESION TOTAL EN EL SISTEMA, Kg/cm²

D ---> DIAMETRO DE LA TUBERIA, cm

f_s ---> ESFUERZO DE FLUENCIA = 0.6 f_y = 0.6 * 1900 = 1140 Kg/cm²

C ---> ESPESOR ADICIONAL, SU VALOR OSCILA ENTRE 1.5 Y 2.5 mm

GENERALMENTE SE ADOPTA EL VALOR DE 1.5 mm

$$e = (24.9561 \cdot 40.64) / (2 \cdot 1140) + .15 = 0.595 \text{ cm}$$

$$e = 5.95 \text{ mm}$$

OBSERVANDO LAS TABLAS DE TUBO DE ACERO COMERCIAL, SE OBSERVA QUE EL QUE SOPORTARIA ESTA PRESION PODRIA SER EL DE LA CEDULA 10, 20 Y 30, PERO DEBIDO A QUE ESTAS NO SE FABRICAN MUCHO, ENTONCES SE ESCOGE EL ACERO DE 16" CEDULA 40, QUE ES MAS COMERCIAL QUE LOS ANTERIORES.

5.3.3 CARCAMO DE BOMBEO No 3.

- CARGA ESTATICA (H_e).

$$\text{NIVEL DE LA DESCARGA} = 21.90 \text{ m}$$

$$\text{NIVEL DE LA SUCCION} = 17.88 \text{ m}$$

$$H_e = 4.02 \text{ m}$$

- CARGA POR FRICCIÓN.

CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE 2.5 m/s SE TIENE QUE:

$$Q = V \cdot A \quad \rightarrow \quad A = Q/V = (0.250)/(2.5) = 0.10 \text{ m}^2$$

$$A = (\pi \cdot D^2)/4 \quad \rightarrow \quad D = \sqrt{(4 \cdot A)/\pi} = \sqrt{(4 \cdot 0.10 \text{ m}^2)/\pi} = 0.357 \text{ m}$$

$$D = 0.357 \text{ m} = 14.06 \text{ pulg.}$$

ESCOGIENDO EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR (COMERCIAL) = 16"

$$D = 16" = 0.4064 \text{ m.}$$

LA VELOCIDAD CORRESPONDIENTE A ESTE DIAMETRO ES :

$$V = Q/A = (4 \cdot Q)/(\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.250)/(\pi \cdot (0.4064)^2) = 1.93 \text{ m/s}$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2)/(2 \cdot g)$$

$K_1 = 0.04$ PARA ENTRADA BIEN REDONDEADA.

$$K = K_1 = 0.04$$

$$H_s = (0.04 \cdot (1.93)^2)/(2 \cdot 9.81) = 0.0076 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2)/(2 \cdot D \cdot g)$$

$$e/D = 0.00012 \quad \text{PARA } D = 16"$$

$$Re = (V \cdot D)/\nu \quad ; \quad \nu = \text{VISCOSIDAD CINEMATICA.} = 1.307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = (1.93 \cdot 0.4064)/1.307 \cdot 10^{-6} = 600116.29 \approx 6 \cdot 10^5$$

$$F = 0.014$$

$$L = 4.8 \text{ m} + 4.12 \text{ m} = 8.92 \text{ m}$$

$$H_p = (0.014 \cdot 8.92 \cdot (1.93)^2)/(0.4064 \cdot 2 \cdot 9.81) = 0.058 \text{ m}$$

CARGA DINÁMICA (H_v).

$$H_v = V^2/(2 \cdot g)$$

$$H_v = (1.93)^2/(2 \cdot 9.81) = 0.189 \text{ m}$$

$$H = H_e + H_s + H_p + H_v = 4.02 + 0.0076 + 0.058 + 0.189 = 4.275 \text{ m}$$

$$P_n = 0.4275 \text{ Kg/cm}^2$$

SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE.

$$H_i = (145 \cdot v) / (\sqrt{(1 + (Ea \cdot D) / (Et \cdot e))})$$

$$H_i = (145 \cdot 1.93) / (\sqrt{(1 + ((20700 \cdot 40.64) / (2100000 \cdot 1.27))})} = 244 \text{ m}$$

$$P_i = 24.4 \text{ Kg/cm}^2$$

DE ACUERDO A LOS CALCULOS SE TIENE QUE LAS PRESIONES EN EL SISTEMA SON:

$$P_n = \text{PRESION NORMAL} = 0.4275 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_i = \text{SOBREPRESION} = 24.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = \text{PRESION TOTAL} = P_n + P_i = 24.8275 \text{ Kg/cm}^2$$

ESPESOR DE LA TUBERIA.

$$e = (24.8275 \cdot 40.64) / (2 \cdot 1140) + .15 = 0.593 \text{ cm}$$

$$e = 5.93 \text{ mm}$$

OBSERVANDO LAS TABLAS DE TUBO DE ACERO COMERCIAL, SE OBSERVA QUE EL QUE SOPORTARIA ESTA PRESION PODRIA SER EL DE LA CEDULA 10, 20 Y 30, PERO DEBIDO A QUE ESTAS NO SE FABRICAN MUCHO, ENTONCES SE ESCOGE EL ACERO DE 16" CEDULA 40, QUE ES MAS COMERCIAL QUE LOS ANTERIORES.

5.3.4 CARCAMO DE BOMBEO No 4.

- CARGA ESTATICA (He).

$$\text{NIVEL DE LA DESCARGA} = 22.10 \text{ m}$$

$$\text{NIVEL DE LA SUCCION.} = 17.39 \text{ m}$$

$$H_e = 4.71 \text{ m}$$

- CARGA POR FRICCIÓN.

CONSIDERANDO UNA VELOCIDAD DE 2.5 m/s SE TIENE QUE:

$$Q = V \cdot A \rightarrow A = Q / V = (0.40) / (2.5) = 0.16 \text{ m}^2$$

$$A = (\pi \cdot D^2) / 4 \quad \Rightarrow \quad D = \sqrt{(4 \cdot A) / \pi} = \sqrt{(4 \cdot 0.16) / \pi} = 0.4514 \text{ m}$$

$$D = 0.4514 \text{ m} = 17.77 \text{ pulg.}$$

ESCOGIENDO EL DIAMETRO INMEDIATO SUPERIOR (COMERCIAL) = 18"
 $D = 18" = 0.4572 \text{ m.}$

LA VELOCIDAD CORRESPONDIENTE A ESTE DIAMETRO ES :

$$V = Q/A = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.40) / (\pi \cdot (0.4572)^2) = 2.44 \text{ m/s}$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (Hs).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

$$K_1 = 2 \cdot 15 \cdot F_t \quad \text{PARA 2 CODOS DE } 45^\circ$$

$$K_2 = 0.04 \quad \text{PARA ENTRADA BIEN REDONDEADA.}$$

$$F_t = 0.013$$

$$K_1 = 2 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.39$$

$$K = K_1 + K_2 = 0.78 + 0.04 = 0.43$$

$$H_s = (0.43 \cdot (2.44)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.1305 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (Hp).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (2 \cdot D \cdot g)$$

$$\epsilon/D = 0.0001 \quad \text{PARA } D = 18"$$

$$Re = (V \cdot D) / \nu \quad ; \quad \nu = \text{VISCOSIDAD CINEMATICA.} = 1.307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = (2.44 \cdot 0.4572) / 1.307 \cdot 10^{-6} = 853533.28 \approx 8.5 \cdot 10^5$$

$$F = 0.0135$$

$$L = 17.80 \text{ m} + 4.76 \text{ m} = 22.56 \text{ m}$$

$$H_p = (0.0135 \cdot 22.56 \text{ m} \cdot (2.44)^2) / (0.4572 \cdot 2 \cdot 9.81) = 0.2021 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.44)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.303 \text{ m}$$

$$H = H_e + H_s + H_p + H_v = 4.71 + 0.1305 + 0.2021 + 0.303 = 5.3456 \text{ m}$$

$$P_n = 0.53456 \text{ Kg/cm}^2$$

SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE.

$$H_i = (145 \cdot V) / (\sqrt{1 + ((Ea \cdot D) / (Et \cdot e))})$$

$$H_i = (145 \cdot 2.44) / (\sqrt{1 + ((20700 \cdot 45.72) / (2100000 \cdot 1.427))}) = 308.43 \text{ m}$$

$$P_i = 30.843 \text{ Kg/cm}^2$$

DE ACUERDO A LOS CALCULOS SE TIENE QUE LAS PRESIONES EN EL SISTEMA SON:

$$P_n = \text{PRESION NORMAL} = 0.53456 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_i = \text{SOBREPRESION} = 30.843 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = \text{PRESION TOTAL} = P_n + P_i = 31.38 \text{ Kg/cm}^2$$

ESPESOR DE LA TUBERIA:

$$e = (31.38 \cdot 45.72) / (2 \cdot 1140) + .15 = 0.779 \text{ cm}$$

$$e = 7.79 \text{ mm}$$

OBSERVANDO LAS TABLAS DE TUBO DE ACERO COMERCIAL, SE OBSERVA QUE EL QUE SOPORTARIA ESTA PRESION PODRIA SER EL DE LA CEDULA 20 Y 30, PERO DEBIDO A QUE ESTAS NO SE FABRICAN MUCHO, ENTONCES SE ESCOGE EL ACERO DE 18" CEDULA 40, QUE ES MAS COMERCIAL QUE LOS ANTERIORES.

5.4 SELECCION DE LA BOMBA TIPO.

CONSIDERANDO LAS ALTERNATIVAS MAS VIABLES PARA ELEGIR EL NUMERO DE UNIDADES Y CONSULTANDO LOS CATALOGOS DE LOS FABRICANTES, SE PUEDE FORMAR PARA CADA UNA DE ESAS ALTERNATIVAS UNA TABLA EN LA CUAL SE CONCENTREN LAS CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS BOMBAS POSIBLES DE USAR, CON EL OBJETO DE COMPARARLAS EN UNO Y OTRO CASO Y CONTAR CON MAS ELEMENTOS PARA DECIDIR LA ELECCION, TANTO DEL NUMERO COMO DEL TIPO.

DENTRO DE ESAS CARACTERISTICAS, UNA DE LAS MAS IMPORTANTES ES QUIZA LA EFICIENCIA DE UN DETERMINADO MODELO, PUES TOMESE EN CUENTA QUE, DE ESTE FACTOR DEPENDERA EN GRAN PARTE LA ECONOMIA QUE SE TENGA AL OPERAR EL SISTEMA DURANTE SU VIDA UTIL. EN OCASIONES ANTE LA POSIBILIDAD DE ELEGIR CUALQUIER MODELO DE BOMBA ENTRE DOS CUYO COSTO INICIAL SEA DIFERENTE, CASI SIEMPRE CONVIENE ELEGIR AQUELLA CON EFICIENCIA MAS ALTA, AUN CUANDO COSTARA

MAS Y POSIBLEMENTE ESTA DECISION NO AFECTE SUBSTANCIALMENTE LA INVERSION INICIAL DE UNA PLANTA.

DATOS.

PARA EXPLORAR LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE VARIAS BOMBAS Y FORMAR LA TABLA A QUE NOS HEMOS REFERIDO ARRIBA SE NECESITA CONOCER:

Q ---> GASTO DE LA BOMBA, CUYO VALOR SERA SEGUN LA ALTERNATIVA PROPUESTA.

H ---> CARGA DINAMICA TOTAL APROXIMADA Y SU POSIBLE VARIACION

(CNSP)d ---> CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE.

ADEMAS, TENER PRESENTE EL CICLAJE DE LA ENERGIA ELECTRICA, EN EL CASO QUE SE VALLA A DISPONER DE ELLA, A FIN DE USAR LAS CURVAS DE EFICIENCIA DE CICLAJE CORRESPONDIENTE.

CARGA DINAMICA TOTAL APROXIMADA Y SU POSIBLE VARIACION. DECIMOS QUE EL VALOR DE LA CARGA TOTAL DE OPERACION PARA ESTOS FINES ES APROXIMADO, PORQUE INICIALMENTE SE SUPONEN LAS DIMENSIONES DE CIERTOS ELEMENTOS QUE AL FINAL PUEDEN HACER VARIAR EL VALOR DE DICHA CARGA; POR EJEMPLO, EL DIAMETRO DE LA TUBERIA DE SUCCION O EL DE LA DESCARGA Y EN OCASIONES, PUEDEN NO SER LOS DEFINITIVOS UNA VEZ ELEGIDA LA BOMBA Y HABER AFINADO EL CALCULO. SIN EMBARGO, ESA VARIACION GENERALMENTE ES PEQUEÑA Y PARA FINES COMPARATIVOS ES SUFICIENTE CON ADOPTAR A JUICIO DIMENSIONES PROBABLES. POR OTRA PARTE, HAY QUE TOMAR EN CUENTA QUE EN LA CURVA DE OPERACION DE UNA BOMBA SE PUEDEN ABSORBER LAS PEQUEÑAS VARIACIONES DE UNA CARGA, POR CUALQUIER EVENTUALIDAD, SIN QUE CAMBIEN NOTABLEMENTE LAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO.

EN EL CALCULO DE ESTA CARGA, SE DEBEN CONSIDERAR LAS POSIBLES CONDICIONES DESFAVORABLES PARA LA OPERACION DE LA BOMBA DE LAS CUALES, EN TERMINOS GENERALES, SE DIRA LO SIGUIENTE:

5.4.1 NIVELES MINIMOS Y MAXIMOS DE AGUA EN EL CARCAMO.

NAMIN O NIVEL DE AGUA MINIMO. SE HA PRESENTADO EN EL RIO EN EL MES DE MAYO PERO NO EN TODOS LOS AÑOS. SE CONSIDERO EN EL PROYECTO DE LA TOMA

PARA LA OBRA DE CAPTACION. CUANDO OPERE LA TOMA CON ESTE NIVEL EN EL RIO, EN EL CARCAMO SE TENDRA LA SUPERFICIE DEL AGUA A UNA ELEVACION MENOR Y ESTA SERA LA MINIMA EXTRAORDINARIA EN LA SUCCION DE LA BOMBA.

*NAM O NIVEL MAXIMO DE AGUA. COMO EL NAM EN LA SUCCION DEL SISTEMA SE TENDRIA EVENTUALMENTE (PUESTO QUE EL NAMIN EN EL RIO RARAS VECES SE REGISTRARIA), SE CREYO CONVENIENTE CONSIDERAR EN EL AVALUO DE LA CARGA MANOMETRICA, OTRA ELEVACION EN LA SUCCION, ADEMAS DE LA ANTERIOR, CON EL OBJETO DE CONOCER EL VALOR DE LA CARGA CON LA CUAL LA BOMBA OPERARA MAS TIEMPO.

DE LOS DATOS RELATIVOS A LOS NIVELES MINIMOS DEL AGUA REGISTRADOS EN EL RIO Y ESPECIALMENTE DE LOS MINIMOS MENSUALES QUE ORDINARIAMENTE SE TIENEN, SE OBSERVO QUE NO EXISTEN DIFERENCIAS ACENTUADAS ENTRE ESTOS VALORES, EN VIRTUD DE LO CUAL SE CONSIDERO PRACTICO FORMAR UN PROMEDIO DE DICHS NIVELES, COMO EL MINIMO NORMAL EN LA SUCCION DEL SISTEMA.

SE RECUERDA QUE NO SIEMPRE SERA POSIBLE O CONVENIENTE CONSIDERAR EL PROMEDIO DE LOS NIVELES MINIMOS, SOBRE TODO CUANDO SEA NOTABLE LA DIFERENCIA ENTRE ELLOS.

5.4.2 CALCULO DE LA CARGA TOTAL APROXIMADA.

5.4.2.1 PARA EL CARCAMO No 1.

CONDICION I. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MINIMA EXTRAORDINARIA: ELEVACION 17.80 m.

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA.	22.43 m.
ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION.	17.80 m.
He	= 4.63 m.

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN (Hfs).

DEBIDO A LA MAGNITUD DEL GASTO, LA UBICACION QUE SE FIJO PARA LAS BOMBAS Y POR ENDE DE LA CARGA DE SUCCION; SE PENSO DESDE LUEGO EN UNA BOMBA DE EJE VERTICAL. EN ESTE CASO EL VALOR DE LA CARGA ESTARA DADO POR LAS PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA DE LA BOMBA Y DEBIDO AL CABEZAL DE DESCARGA. ESTA ULTIMA ES EN GENERAL PEQUEÑA Y DESPRECIABLE, SOBRE TODO CUANDO SE EMPLEAN CABEZALES ESTANDARES PREFABRICADOS; SE CONSIDERARA EN EL CALCULO DEFINITIVO UNA VEZ QUE SE CONOZCAN SUS CARACTERISTICAS TAMBIEN DEFINITIVAS.

NOTESE QUE EN LA TABLA I DEL APENDICE SE PROPONEN LAS DIMENSIONES DEL DIAMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA DE ACUERDO CON EL GASTO (EXPRESADO EN GALONES POR MINUTO) PARA TENER PERDIDAS DE ENERGIA ACEPTABLES.

PARA CONOCER EL DIAMETRO DE LA FLECHA INDICADO Y VER QUE PORCENTAJE DE PERDIDAS POR FRICCIÓN SE TIENEN DE ACUERDO CON ESE DIAMETRO, SE HACE LO SIGUIENTE:

SE CALCULA LA POTENCIA CON LA FORMULA:

$$P = \frac{Q H}{76 \eta}$$

REPRESENTANDO:

Q ----> GASTO, lps.

H ----> CARGA TOTAL, m.

η ----> EFICIENCIA MECANICA (SE SUPONDRA IGUAL A 0.80).

76 ----> CONSTANTE PARA OBTENER LA POTENCIA EN HP.

ESTA POTENCIA SERA APROXIMADA, PUESTO QUE NO SE CONOCE H Y η ; SE PUEDE CONSIDERAR EL VALOR DE H IGUAL A LA CARGA ESTATICA. CUANDO VAYAN A EXISTIR PERDIDAS FUERTES POR FRICCIÓN (POR EJEMPLO EN TUBERIAS DE DECARGA LARGAS), SE DEBERA HACER UN CALCULO APROXIMADO DE ESTAS PERDIDAS Y SUMARSELAS A LA CARGA ESTATICA.

PARA ESTE CASO:

H = 4.63 m ----> H = 5 m.

$$\eta = 0.80$$

$$Q = 265 \text{ lps.} = 4200 \text{ gpm.}$$

$$P = (265 \cdot 5) / (76 \cdot 0.80) = 21.79 \text{ HP.}$$

$$P = 22 \text{ HP.}$$

OBSERVANDO LA TABLA II, CON LA CUAL SE PUEDE CONOCER LA FLECHA CONVENIENTE DE ACUERDO CON LA POTENCIA Y LA VELOCIDAD DE ROTACION O VICEVERSA, ASI COMO LAS PERDIDAS MECANICAS POR FRICCION EN LA MISMA, SE VE QUE CON LA FLECHA DE DIAMETRO 1 1/2" SE CUBRE UNA GAMA DE VELOCIDADES Y POTENCIA MAYORES QUE 22 HP. RESPECTIVAMENTE, POR LO QUE PUEDE CONSIDERARSE ESE DIAMETRO EN EL CALCULO DE LA FRICCION DEBIDA AL FLUJO HIDRAULICO QUE SE TENDRA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

POR LO TANTO, PARA:

PARA $Q = 265 \text{ lps.} \approx 4200 \text{ gpm.}$ Y CONSIDERANDO LA COLUMNA QUE SE CALCULO ANTERIORMENTE DE 16" Y UNA FLECHA DE 1 1/2", TENEMOS QUE LA PERDIDA POR FRICCION VALE 1.4% (TABLA I DEL APENDICE)

L_c ---> LONGITUD DE COLUMNA.

CONSIDERANDO LA BRIDA DE UNION DEL TAZON CON LA COLUMNA, 10 cms ABAJO DEL PISO DE NIVEL 17.40 m, EN REALIDAD CON ESTO SE TIENE UNA LONGITUD DEL TUBO SUMERGIDO EN EL AGUA DE 50 cms.

$$L_c = 4.19 + 0.50 = 4.69 \text{ m} + 4.70 \text{ m}$$

$L_c = 4.70 \text{ m}$; POSTERIORMENTE, EN LA AFINACION DEL CALCULO SE VERA SI SE REDUCE O NO LA SUMERGENCIA.

LUEGO:

$$H_{fs} = L_c \cdot 1.4\% = 4.70 \cdot 0.014 = 0.066 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 0.066 \text{ m.}$$

- CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA (H_{fd}).

CADA BOMBA DESCARGARA EN FORMA INDEPENDIENTE MEDIANTE UNA TUBERIA DE ACERO, TERMINADA EN UN CODO A 45°, A UN TANQUE QUE SE LOCALIZA A 16.80

METROS DE LA BOMBA. BASANDOSE EN EL DIAMETRO ELEGIDO PARA LA COLUMNA DE LA SUCCION, SE ADOPTARA PARA EL DE LA TUBERIA DE DESCARGA EL MISMO DIAMETRO DE 16". SE RECUERDA QUE EN TUBERIAS DE DESCARGA LARGAS, ESTE DIAMETRO SUELE SER DIFERENTE DEL DE LA COLUMNA DE LA BOMBA.

POR LO TANTO EN EL VALOR DE ESTA CARGA SE CONSIDERARA: LONGITUD DE TUBERIA DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO = 17.80 m. ACCESORIOS: CUATRO CODOS LARGOS DE 45° DE 16" DE DIAMETRO. NO FUERON NECESARIOS OTROS ACCESORIOS EN VIRTUD DE SER LA DESCARGA INMEDIATA E INDIVIDUAL POR UNIDAD.

PERDIDAS SECUNDARIAS (Hs).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 381 \text{ mm}$$

(TABLA III DEL APENDICE)

$$K = 4 \cdot 15 \cdot F_t$$

PARA 4 CODOS DE 45°

(TABLA V DEL APENDICE)

$$F_t = 0.013$$

(TABLA V DEL APENDICE)

$$K = 4 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.78$$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.265) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.32 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.78 \cdot (2.32)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.214 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (Hp).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^3) / (D^5 \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re) Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (e/D).

$$e/D = .00012 \quad \text{PARA } D = 16"$$

(GRAFICA I DEL APENDICE)

EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

DONDE: V ---> VELOCIDAD.

D ---> DIAMETRO.

\nu ---> VISCOSIDAD CINEMATICA.

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C; TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.32 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 676296.86 \cdot 6.8 \cdot 10^5$$

CON e/D Y Re . ENCONTRAMOS EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$f = 0.0142 \quad \text{(GRAFICA II DEL APENDICE)}$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 17.80 \cdot (2.32)^3) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.182 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.214 + 0.182 = 0.396 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (H_v).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.32)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.274 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA TOTAL (H).

CARGA ESTATICA TOTAL

$$H_e = 4.63 \text{ m.}$$

CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION

$$H_{fs} = 0.066 \text{ m.}$$

CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA

$$H_{fd} = 0.396 \text{ m.}$$

CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA

$$H_v = 0.274 \text{ m.}$$

CARGA MANOMETRICA TOTAL

$$H = 5.366 \text{ m.}$$

- CONDICION II. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MAXIMO ORDINARIO ELEVACION 18.25 m.

AL DISMINUIR LA CARGA ESTATICA EN LA OPERACION DE UNA BOMBA, SE INCREMENTA EL GASTO EN SU DESCARGA Y AL FLUIR EL AGUA POR LOS MISMOS CONDUCTOS (COLUMNA DE SUCCION, DESCARGA, ETC.) AUMENTA LA VELOCIDAD Y EN CONSECUENCIA LAS PERDIDAS DE ENERGIA. POR LO TANTO, PARA CONOCER EN FORMA MAS APROXIMADA LA VARIACION DE LA CARGA MANOMETRICA TOTAL HABRIA QUE

CONSIDERAR TANTO EL DECREMENTO DE LA COLUMNA ESTATICA COMO EL INCREMENTO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA.

COMO NO SE CONOCE TODAVIA LA CURVA DE OPERACION DE LA BOMBA PARA SABER EL INCREMENTO DEL GASTO, UNA MANERA DE PROCEDER SERIA: SUPONER UN GASTO MAYOR Y CALCULAR EL VALOR DE LA CARGA MANOMETRICA. SIN EMBARGO PARA LOS PRESENTES FINES, ES ACEPTABLE CONSIDERAR LA VARIACION DE LA CARGA MANOMETRICA TOTAL SEGUN EL DE LA COLUMNA ESTATICA.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR SE TIENE:

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA DESCARGA. 22.43 m.

ELEVACION NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 18.25 m.

He = 4.18 m.

CARGA ESTATICA CONDICION I. 4.63 m.

CARGA ESTATICA CONDICION II. 4.18 m.

DIFERENCIA DE He (ENTRE CONDIC. I Y II.) 0.45 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION I. 5.366 m.

DIFERENCIA DE He (ENTRE CONDIC. I Y II.) 0.450 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION II. 4.916 m.

POR LO QUE SE OBSERVA QUE H VARIA DE 5.366 m. A 4.916 m.

EN UNIDADES INGLESAS (PARA LEER LAS CURVAS DE EFICIENCIA).

5.366 m. = $5.366 \times 3.28 = 17.60$ PIES + 18 PIES

4.916 m. = $4.916 \times 3.28 = 16.12$ PIES + 17 PIES.

SE PUEDE CONSIDERAR QUE LA CARGA H VARIA DE 17 A 18 PIES.

EN GENERAL LAS DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS QUE SE CONSIDERAN EN EL CALCULO DE LA COLUMNA MANOMETRICA, PUEDEN SER LAS MISMAS PARA LAS

ALTERNATIVAS QUE SE ESTAN ESTUDIANDO; PERO SI LOS GASTOS EN UNA Y OTRA DIFIEREN MUCHO ENTRE SI, O DICHS ELEMENTOS INFLUYAN EN FORMA SIGNIFICATIVA (POR EJEMPLO EN TUBERIAS DE DESCARGA LARGAS) EN EL VALOR DE LA DESCARGA, LAS DIMENSIONES SE VARIAN UN POCO. LO IMPORTANTE Y RECOMENDABLE ES ESTIMAR A JUICIO (BASANDOSE EN EL CALCULO APROXIMADO), LOS LIMITES DE LA COLUMNA MANOMETRICA.

5.4.2.2 PARA EL CARCAMO No 2.

CONDICION I. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MINIMA EXTRAORDINARIA:
ELEVACION 17.96 m.

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA. 23.00 m.

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 17.96 m.

$$He = 5.04 m.$$

- CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION (Hfs).

DEBIDO A LA MAGNITUD DEL GASTO, LA UBICACION QUE SE FIJO PARA LAS BOMBAS Y POR ENDE DE LA CARGA DE SUCCION; SE PENSO DESDE LUEGO EN UNA BOMBA DE EJE VERTICAL. EN ESTE CASO EL VALOR DE LA CARGA ESTARA DADO POR LAS PERDIDAS POR FRICCION EN LA COLUMNA DE LA BOMBA Y DEBIDO AL CABEZAL DE DESCARGA. ESTA ULTIMA ES EN GENERAL PEQUEÑA Y DESPRECIABLE, SOBRE TODO CUANDO SE EMPLEAN CABEZALES ESTANDARES PREFABRICADOS; SE CONSIDERARA EN EL CALCULO DEFINITIVO UNA VEZ QUE SE CONOZCAN SUS CARACTERISTICAS TAMBIEN DEFINITIVAS.

NOTESE QUE EN LA TABLA I DEL APENDICE SE PROPONEN LAS DIMENSIONES DEL DIAMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA DE ACUERDO CON EL GASTO (EXPRESADO EN GALONES POR MINUTO) PARA TENER PERDIDAS DE ENERGIA ACEPTABLES.

PARA CONOCER EL DIAMETRO DE LA FLECHA INDICADO Y VER QUE PORCENTAJE DE

PERDIDAS POR FRICCION SE TIENEN DE ACUERDO CON ESE DIAMETRO, SE HACE LO SIGUIENTE:

SE CALCULA LA POTENCIA CON LA FORMULA:

$$P = \frac{Q H}{76 \eta}$$

REPRESENTANDO:

Q ---> GASTO, lps.

H ---> CARGA TOTAL, m.

η ---> EFICIENCIA MECANICA (SE SUPONDRA IGUAL A 0.80).

76 ---> CONSTANTE PARA OBTENER LA POTENCIA EN HP.

ESTA POTENCIA SERA APROXIMADA, PUESTO QUE NO SE CONOCE H Y η ; SE PUEDE CONSIDERAR EL VALOR DE H IGUAL A LA CARGA ESTATICA. CUANDO VAYAN A EXISTIR PERDIDAS FUERTES POR FRICCION (POR EJEMPLO EN TUBERIAS DE DECARGA LARGAS), SE DEBERA HACER UN CALCULO APROXIMADO DE ESTAS PERDIDAS Y SUMARSELAS A LA CARGA ESTATICA.

PARA ESTE CASO:

H = 5.04 m ---> H = 5.10 m.

η = 0.80

Q = 250 lps. = 3963 gpm.

P = (250*5.10)/(76*0.80) = 20.97 HP.

P = 21 HP.

OBSERVANDO LA TABLA II, CON LA CUAL SE PUEDE CONOCER LA FLECHA CONVENIENTE DE ACUERDO CON LA POTENCIA Y LA VELOCIDAD DE ROTACION O VICEVERSA, ASI COMO LAS PERDIDAS MECANICAS POR FRICCION EN LA MISMA, SE VE QUE CON LA FLECHA DE DIAMETRO 1 1/2" SE CUBRE UNA GAMA DE VELOCIDADES Y POTENCIA MAYORES QUE 21 HP. RESPECTIVAMENTE, POR LO QUE PUEDE CONSIDERARSE ESE DIAMETRO EN EL CALCULO DE LA FRICCION DEBIDA AL FLUJO HIDRAULICO QUE SE TENDRA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

POR LO TANTO, PARA:

PARA Q = 250 lps. = 3963 gpm. Y CONSIDERANDO LA COLUMNA QUE SE

CALCULO ANTERIORMENTE DE 16" Y UNA FLECHA DE 1 1/2", TENEMOS QUE LA PERDIDA POR FRICCIÓN VALE 1.3% (TABLA I DEL APENDICE)

L_c ---> LONGITUD DE COLUMNA.

CONSIDERANDO LA BRIDA DE UNION DEL TAZON CON LA COLUMNA, 5 cms ABAJO DEL PISO DE NIVEL 17.50 m, EN REALIDAD CON ESTO SE TIENE UNA LONGITUD DEL TUBO SUMERGIDO EN EL AGUA DE 50 cms.

$$L_c = 4.64 + 0.50 = 5.14 \text{ m}$$

$L_c = 5.14 \text{ m}$; POSTERIORMENTE, EN LA AFINACION DEL CALCULO SE VERA SI SE REDUCE O NO LA SUMERGENCIA.

LUEGO:

$$H_{fs} = L_c \times 1.3\% = 5.14 \times .013 = 0.067 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 0.067 \text{ m.}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA (H_{fd}).

CADA BOMBA DESCARGARA EN FORMA INDEPENDIENTE MEDIANTE UNA TUBERIA DE ACERO, TERMINADA EN UN CODO A 45°, A UN TANQUE QUE SE LOCALIZA A 21.00 METROS DE LA BOMBA. BASANDOSE EN EL DIAMETRO ELEGIDO PARA LA COLUMNA DE LA SUCCION, SE ADOPTARA PARA EL DE LA TUBERIA DE DESCARGA EL MISMO DIAMETRO DE 16". SE RECUERDA QUE EN TUBERIAS DE DESCARGA LARGAS, ESTE DIAMETRO SUELE SER DIFERENTE DEL DE LA COLUMNA DE LA BOMBA.

POR LO TANTO EN EL VALOR DE ESTA CARGA SE CONSIDERARA: LONGITUD DE TUBERIA DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO = 21.80 m. ACCESORIOS: CUATRO CODOS DE 45° DE 16" DE DIAMETRO. NO FUERON NECESARIOS OTROS ACCESORIOS EN VIRTUD DE SER LA DESCARGA INMEDIATA E INDIVIDUAL POR UNIDAD.

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 381 \text{ mm}$$

(TABLA III DEL APENDICE)

$$K = 4 \cdot 15 \cdot F_t \quad \text{PARA 4 CODOS DE 45°} \quad (TABLA V DEL APENDICE)$$

$$F_t = 0.013$$

(TABLA V DEL APENDICE)

$$K = 4 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.78$$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.250) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.19 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.78 \cdot (2.19)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.191 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re) Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (ϵ/D).

$\epsilon/D = .00012$ PARA $D = 16''$ (TABLA II DEL APENDICE)
EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

DONDE: V ---> VELOCIDAD.

D ---> DIAMETRO.

ν ---> VISCOSIDAD CINEMATICA.

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.19 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 638400 = 6.4 \cdot 10^5$$

CON ϵ/D Y Re ENCONTRAMOS F EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$F = 0.0142 \quad (\text{GRAFICA II DEL APENDICE})$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 21.80 \cdot (2.19)^2) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.199 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.191 + 0.199 = 0.39 \text{ m}$$

- CARGA DINAMICA (H_v).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.19)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.244 \text{ m}$$

CARGA ESTATICA CONDICION II. 4.72 m.

DIFERENCIA DE He (ENTRE CONDIC. I Y II.) 0.32 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION I. 5.741 m.

DIFERENCIA DE Het (ENTRE CONDIC. I Y II) 0.32 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION II. 5.421 m.

POR LO QUE SE OBSERVA QUE H VARIA DE 5.741 m. A 5.421 m.
EN UNIDADES INGLESAS (PARA LEER LAS CURVAS DE EFICIENCIA).

5.741 m. = 5.741*3.28 = 18.83 PIES + 19 PIES

5.421 m. = 5.421*3.28 = 17.78 PIES + 18 PIES.

SE PUEDE CONSIDERAR QUE LA CARGA H VARIA DE 18 A 19 PIES.

5.4.2.3 PARA EL CARCAMO No 3.

CONDICION I. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MINIMA EXTRAORDINARIA:
ELEVACION 17.88 m.

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA. 21.9 m.

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 17.88 m.

He = 4.02 m.

- CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION (Hfs).

$$P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta)$$

PARA ESTE CASO:

$$H = 4.02 \text{ m} \rightarrow H = 4.10 \text{ m.}$$

$$\eta = 0.80$$

$$Q = 250 \text{ lps.} = 3963 \text{ gpm.}$$

$$P = (250 \cdot 4.10) / (76 \cdot 0.80) = 16.86 \text{ HP.}$$

P = 17 HP.

OBSERVANDO LA TABLA II, CON LA CUAL SE PUEDE CONOCER LA FLECHA CONVENIENTE DE ACUERDO CON LA POTENCIA Y LA VELOCIDAD DE ROTACION O VICEVERSA, ASI COMO LAS PERDIDAS MECANICAS POR FRICCION EN LA MISMA, SE VE QUE CON LA FLECHA DE DIAMETRO 1 1/2" SE CUBRE UNA GAMA DE VELOCIDADES Y POTENCIA MAYORES QUE 17 HP, POR LO QUE PUEDE CONSIDERARSE ESE DIAMETRO EN EL CALCULO DE LA FRICCION DEBIDA AL FLUJO HIDRAULICO QUE SE TENDRA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

POR LO TANTO, PARA:

PARA Q = 250 lps. = 3963 gpm. Y CONSIDERANDO LA COLUMNA QUE SE CALCULO ANTERIORMENTE DE 16" Y UNA FLECHA DE 1 1/2", TENEMOS QUE LA PERDIDA POR FRICCION VALE 1.3% (TABLA I DEL APENDICE)

CONSIDERANDO LA BRIDA DE UNION DEL TAZON CON LA COLUMNA, 2 cms ABAJO DEL PISO DE NIVEL 17.40 m, EN REALIDAD CON ESTO SE TIENE UNA LONGITUD DEL TUBO SUMERGIDO EN EL AGUA DE 50 cms.

$$L_c = 3.62 + 0.50 = 4.12 \text{ m}$$

$L_c = 4.12 \text{ m}$; POSTERIORMENTE, EN LA AFINACION DEL CALCULO SE VERA SI SE REDUCE O NO LA SUMERGENCIA.

LUEGO:

$$H_{fs} = L_c \cdot 1.3\% = 4.12 \cdot 0.013 = 0.054 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 0.054 \text{ m.}$$

- CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA (H_{fd}).

CADA BOMBA DESCARGARA EN FORMA INDEPENDIENTE MEDIANTE UNA TUBERIA DE ACERO A UN TANQUE QUE SE LOCALIZA A 4.8 METROS DE LA BOMBA. BASANDOSE EN EL DIAMETRO ELEGIDO PARA LA COLUMNA DE LA SUCCION, SE ADOPTARA PARA EL DE LA TUBERIA DE DESCARGA EL MISMO DIAMETRO DE 16".

POR LO TANTO EN EL VALOR DE ESTA CARGA SE CONSIDERARA: LONGITUD DE TUBERIA DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO = 4.80 m. ACCESORIOS: NO FUERON NECESARIOS OTROS ACCESORIOS EN VIRTUD DE SER LA DESCARGA INMEDIATA E INDIVIDUAL POR UNIDAD.

PERDIDAS PRIMARIAS (Hp).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^3) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 381 \text{ mm}$$

(TABLA III DEL APENDICE)

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.250) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.19 \text{ m/s}$$

$$\epsilon/D = .00012 \quad \text{PARA } D = 16"$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.19 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 638400.92 \approx 6.4 \cdot 10^5$$

CON ϵ/D Y Re ENCONTRAMOS f EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$f = 0.0142$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 4.8 \cdot (2.19)^3) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.044 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_p = 0.044 = 0.044 \text{ m}$$

- CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.19)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.244 \text{ m}$$

- CARGA DINAMICA TOTAL (H).

CARGA ESTATICA TOTAL

$$H_e = 4.02 \text{ m.}$$

CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION

$$H_{fs} = 0.054 \text{ m.}$$

CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA

$$H_{fd} = 0.044 \text{ m.}$$

CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA

$$H_v = 0.244 \text{ m.}$$

CARGA MANOMETRICA TOTAL

$$H = 4.362 \text{ m.}$$

CONDICION II. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MAXIMO ORDINARIO
ELEVACION 18.22 m.

CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA DESCARGA. 21.90 m.
ELEVACION NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 18.22 m.

He = 3.68 m.

CARGA ESTATICA CONDICION I. 4.02 m.
CARGA ESTATICA CONDICION II. 3.68 m.

DIFERENCIA DE He (ENTRE CONDIC. I Y II.) 0.34 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION I. 4.362 m.

DIFERENCIA DE He_d (ENTRE CONDIC. I Y II) 0.34 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION II. 4.022 m.

POR LO QUE SE OBSERVA QUE H VARIA DE 4.362 m. A 4.022 m.

EN UNIDADES INGLESAS (PARA LEER LAS CURVAS DE EFICIENCIA).

4.362 m. = 4.362*3.28 = 14.31 PIES + 15 PIES

4.022 m. = 4.022*3.28 = 13.19 PIES + 14 PIES.

SE PUEDE CONSIDERAR QUE LA CARGA H VARIA DE 14 A 15 PIES.

5.4.2.4 PARA EL CARCAMO No 4.

CONDICION I. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MINIMA EXTRAORDINARIA:
ELEVACION 17.39 m.

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA. 22.10 m.
ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 17.39 m.

$$H_e = \underline{4.71 \text{ m.}}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN (Hfs).

$$P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta)$$

PARA ESTE CASO:

$$H = 4.71 \text{ m} \rightarrow H = 5 \text{ m.}$$

$$\eta = 0.80$$

$$Q = 400 \text{ lps.} = 6340 \text{ gpm.}$$

$$P = (400 \cdot 5) / (76 \cdot 0.80) = 32.89 \text{ HP.}$$

$$P = 33 \text{ HP.}$$

OBSERVANDO LA TABLA II, CON LA CUAL SE PUEDE CONOCER LA FLECHA CONVENIENTE DE ACUERDO CON LA POTENCIA Y LA VELOCIDAD DE ROTACION O VICEVERSA, ASI COMO LAS PERDIDAS MECANICAS POR FRICCIÓN EN LA MISMA, SE VE QUE CON LA FLECHA DE DIAMETRO 1 15/16" SE CUBRE UNA GAMA DE VELOCIDADES Y POTENCIA MAYORES QUE 33 HP, POR LO QUE PUEDE CONSIDERARSE ESE DIAMETRO EN EL CALCULO DE LA FRICCIÓN DEBIDA AL FLUJO HIDRAULICO QUE SE TENDRA EN LA COLUMNA DE SUCCIÓN.

POR LO TANTO, PARA:

PARA $Q = 400 \text{ lps.} = 6340 \text{ gpm.}$ Y CONSIDERANDO LA COLUMNA QUE SE CALCULO ANTERIORMENTE DE 18" Y UNA FLECHA DE 1 15/16", TENEMOS QUE LA PERDIDA POR FRICCIÓN VALE 1.9% (TABLA I DEL APENDICE)

CONSIDERANDO LA BRIDA DE UNION DEL TAZON CON LA COLUMNA, 16 cms ABAJO DEL PISO DE NIVEL 17.05 m, EN REALIDAD CON ESTO SE TIENE UNA LONGITUD DEL TUBO SUMERGIDO EN EL AGUA DE 50 cms.

$$L_c = 4.26 + 0.50 = 4.76 \text{ m}$$

$L_c = 4.76 \text{ m}$; POSTERIORMENTE, EN LA AFINACION DEL CALCULO SE VERA SI SE REDUCE O NO LA SUMERGENCIA.

LUEGO:

$$H_{fs} = L_c \cdot 1.9\% = 4.76 \cdot 0.019 = 0.091 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 0.091 \text{ m.}$$

- CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA (H_{fd}).

CADA BOMBA DESCARGARA EN FORMA INDEPENDIENTE MEDIANTE UNA TUBERIA DE ACERO A UN TANQUE QUE SE LOCALIZA A 17.20 METROS DE LA BOMBA. BASANDOSE EN EL DIAMETRO ELEGIDO PARA LA COLUMNA DE LA SUCCION, SE ADOPTARA PARA EL DE LA TUBERIA DE DESCARGA EL MISMO DIAMETRO DE 18".

POR LO TANTO EN EL VALOR DE ESTA CARGA SE CONSIDERARA: LONGITUD DE TUBERIA DE ACERO DE 18" DE DIAMETRO = 17.80 m. ACCESORIOS: DOS CODOS DE 45°, NO FUERON NECESARIOS OTROS ACCESORIOS EN VIRTUD DE SER LA DESCARGA INMEDIATA E INDIVIDUAL POR UNIDAD.

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 18" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 428.7 \text{ mm}$$

(TABLA III DEL APENDICE)

$$K = 2 \cdot 15 \cdot F_t \quad \text{PARA 2 CODOS DE 45°}$$

$$F_t = 0.012$$

$$K = 2 \cdot 15 \cdot 0.012 = 0.36$$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.400) / (\pi \cdot (0.4287)^2) = 2.77 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.36 \cdot (2.77)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.141 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (f \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

$$e/D = 0.0001 \quad \text{PARA } D = 18"$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOCIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$.

POR LO TANTO:

$$Re = (2.77 \cdot 0.4287) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 908568.48 \cdot 9.1 \cdot 10^5$$

CON e/D Y Re ENCONTRAMOS f EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$f = 0.0136$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0136 \cdot 17.8 \cdot (2.77)^2) / (0.4287 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.221 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.141 + 0.221 = 0.362 \text{ m}$$

- CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = v^2 / (2 * g)$$

$$H_v = (2.77)^2 / (2 * 9.81) = 0.391 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA TOTAL (H).

CARGA ESTATICA TOTAL	$H_e = 4.71 \text{ m.}$
CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION	$H_{fs} = 0.091 \text{ m.}$
CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA	$H_{fd} = 0.362 \text{ m.}$
CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA	$H_v = 0.391 \text{ m.}$
	<hr/>
CARGA MANOMETRICA TOTAL	$H = 5.554 \text{ m.}$

CONDICION II. NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION MAXIMO ORDINARIO
ELEVACION 18.02 m.

CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA DESCARGA. 22.10 m.

ELEVACION NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. 18.02 m.

$$H_e = 4.08 \text{ m.}$$

CARGA ESTATICA CONDICION I. 4.71 m.

CARGA ESTATICA CONDICION II. 4.08 m.

DIFERENCIA DE He (ENTRE CONDIC. I Y II.) 0.63 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION I. 5.554 m.

DIFERENCIA DE Het (ENTRE CONDIC. I Y II) 0.63 m.

CARGA DINAMICA TOTAL CONDICION II. 4.924 m.

DATOS DEL PROYECTO.

CARCAMO No	QT lps / gpm	N	Q lps / gpm	NAMIN m	NAM m	ELS m	EPC m	TA/TAMAX/ TMIN (°C)	ND m	LTS m	LTD m	H - I ples	H - II ples
1	795 12600	3	265 4200	17.8	18.25	21.99	15.9	10/46/15	22.43	4.19	17.8	18	17
2	500 7926	2	250 3963	17.96	18.28	22.6	16	10/46/15	23	4.64	21.8	19	18
3	500 7926	2	250 3963	17.88	18.22	21.5	15.9	10/46/15	21.9	3.62	4.8	15	15
4	1600 25360	4	400 6340	17.39	18.02	21.65	15.55	10/46/15	22.1	4.26	17.8	19	17

- QT** —> GASTO TOTAL PROPORCIONADO POR EL CARCAMO
N —> NUMERO DE UNIDADES DE BOMBEO.
Q —> GASTO POR UNIDAD DE BOMBEO
NAMIN —> NIVEL DE AGUA MINIMO EN EL CARCAMO
NAM —> NIVEL DE AGUA MAXIMO EN EL CARCAMO
ND —> NIVEL DE LA DESCARGA
ELS —> ELEVACION DE LA LOZA SUPERIOR
EPC —> ELEVACION DEL PISO DEL CARCAMO
TA/TAMAX/TAMIN —> TEMP. DEL AGUA/TEMP. AMB. MAX/TEMP AMB. MINIMA
LTS —> LONGITUD DE TUBERIA DE SUCCION (APROX)
LTD —> LONGITUD DE TUBERIA DE DESCARGA.
H - 1 —> CARGA DINAMICA TOTAL PARA LA CONDICION I
H - 2 —> CARGA DINAMICA TOTAL PARA LA CONDICION II

POR LO QUE SE OBSERVA QUE H VARIA DE 5.554 m. A 4.924 m.
EN UNIDADES INGLESAS (PARA LEER LAS CURVAS DE EFICIENCIA).
5.554 m. = $5.554 \times 3.28 = 18.22$ PIES \pm 19 PIES
4.924 m. = $4.924 \times 3.28 = 16.15$ PIES \pm 17 PIES.
SE PUEDE CONSIDERAR QUE LA CARGA H VARIA DE 17 A 19 PIES.

LOS RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS SE ILUSTRAN EN LA TABLA ANTERIOR.

5.4.3 SUMERGENCIA MINIMA DISPONIBLE.

DE ACUERDO CON EL ESQUEMA DEL PROBLEMA Y TOMANDO EL VALOR PRACTICO DE ESTE CONCEPTO, PARA NIVEL MINIMO MINIMORUM DEL AGUA EN EL CARCAMO, SE TIENE:

$$K = 0.50 \text{ m.}$$

SUMERGENCIA MINIMA DISPONIBLE CNSPD (NPSHD).

$$CNSP_d = P_b \cdot K - P_v$$

DONDE:

P_b ---> PRESION BAROMETRICA.

K ---> SUMERGENCIA.

P_v ---> PRESION DE VAPOR DEL AGUA.

COMO EL SITIO DONDE OPERARAN LAS BOMBAS ESTA PRACTICAMENTE AL NIVEL DEL MAR, SE TENDRA:

$$P_b = 1.030 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_b = 10.30 \text{ m. COLUMNA DE AGUA.}$$

$$K = 0.50 \text{ m.}$$

P_v = SE DESPRECIA POR TRATARSE DE AGUA FRIA PARA RIEGO.

POR LO TANTO:

$$\text{CNSPD} = 10.30 + 0.50 - 0 = 10.80 \text{ m.}$$

$$\text{CNSPD} = 10.80 \text{ m} = 35.42 \text{ PIES.}$$

ESTA CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE VA A SER LA MISMA PARA LOS CUATRO CARCAMOS DE BOMBEO.

5.4.4 CARACTERISTICAS DE VARIAS BOMBAS.

CON LAS CARACTERISTICAS ANOTADAS EN LAS TABLAS QUE SE PRESENTAN EN LAS PAGINAS 151, 152, 153 Y 154 SE ESTARA EN LA POSIBILIDAD DE NORMAR EL JUICIO PARA ELEGIR LA BOMBA QUE CONVenga EMPLEAR DESDE EL PUNTO DE VISTA TECNICO Y ECONOMICO, AUN CUANDO ESTE ULTIMO ASPECTO SE PERCIBA EN FORMA COMPARATIVA CON LAS MISMAS CARACTERISTICAS DE CADA MODELO, COMO SE OBSERVARA A CONTINUACION, AL HACER ALGUNOS COMENTARIOS GENERALES, DE LOS CONCEPTOS ANOTADOS EN LA TABLA, COMENTARIOS QUE SE CONSIDERAEAN EN LA ELECCION DE LA BOMBA.

TIPO DE BOMBA.- CON EL TIPO DE BOMBA QUE SE RELACIONA CON LAS CARACTERISTICAS DEL IMPULSOR, SE PODRA SABER DE QUE BOMBA SE TRATA Y RELACIONAR SUS VENTAJAS Y DESVENTAJAS CON EL PROBLEMA DE BOMBEO A RESOLVER CONSIDERANDO CAPACIDAD, CARGA Y CLASE DEL AGUA BOMBEADA.

MODELO.- SE ANOTA LA CLASIFICACION DEL FABRICANTE CON EL OBJETO DE BUSCAR EN EL CATALOGO CORRESPONDIENTE TODOS LOS DATOS RELATIVOS A UN DETERMINADO MODELO O SOLICITARLOS A LA CASA VENDEDORA.

TRATANDOSE DE BOMBAS VERTICALES, ALGUNOS FABRICANTES CLASIFICAN SUS MODELOS MEDIANTE UN NUMERO CERRADO PRECEDIDO DE ALGUNAS LETRAS; DICHO NUMERO ES APROXIMADAMENTE EL VALOR DEL DIAMETRO, EN PULGADAS, DE LA CAJA O TAZON DE LA BOMBA Y LAS LETRAS SE RELACIONAN CON LAS CARACTERISTICAS DE DISEÑO DEL IMPULSOR. EN ESTOS CASOS, CON EL NUMERO QUE IDENTIFICA AL MODELO SE CONOCE DESDE LUEGO, LA MAGNITUD DE LA BOMBA Y CONSECUENTEMENTE EL RANGO DE OTROS ELEMENTOS; POR EJEMPLO A LA BOMBA 20PO CUYO TAZON ES DE 20 PULGADAS, LE CORRESPONDERA LA COLUMNA DE SUCCION DE 16" A 20" DE DIAMETRO

Y POR ESTE RANGO ANDARA TAMBIEN LAS DIMENSIONES DEL CABEZAL DE DESCARGA.

PASO DE ESFERA.- EL PASO DE ESFERA QUE ES LA MEDIDA MAXIMA DE UN SOLIDO QUE PUEDE PASAR LIBREMENTE A TRAVES DE LA BOMBA SIN DAÑARLA, ES UN DATO QUE ADQUIERE MAYOR IMPORTANCIA SEGUN LAS MATERIAS EN SUSPENSION QUE LLEVE EL AGUA DE LA FUENTE APROVECHADA. POR EJEMPLO EN EL BOMBEO DE AGUAS NEGRAS SE PREFIEREN IMPULSORES CON MAYOR PASO DE ESFERA O LOS CORRESPONDIENTES A LAS BOMBAS INATASCABLES. LA PREFERENCIA DE ESTE DATO ES INDEPENDIENTE DE OTRAS MEDIDAS QUE SE TOMAN PARA EVITAR EL PASO DE CUERPOS FLOTANTES AL CARCAMO.

VELOCIDAD.- SE HA ANOTADO ESTA CARACTERISTICA PARA TENERLA PRESENTE Y BUSCAR OTROS DATOS DE LA BOMBA QUE SEAN, EN PARTE, FUNCION DE LA ROTACION DE LA MISMA, COMO LA NPSH (CNSP) REQUERIDA, LA SUMERGENCIA, ETC.

EN EL CASO DE EMPLEAR ENERGIA ELECTRICA PARA ACCIONAR EL EQUIPO DE BOMBEO, ESTA CARACTERISTICA SUGIERE EL TAMAÑO Y COSTO DEL MOTOR, PUES ENTRE DOS MOTORES CON IGUAL POTENCIA Y A DIFERENTE VELOCIDAD (POR EJEMPLO DE 500 Y 1,200 rpm.) EL MENOS REVOLUCIONADO TIENE UN COSTO MAYOR Y GENERALMENTE ES MAS GRANDE Y MAS PESADO. TRATANDOSE DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA LA SITUACION ES DISTINTA PORQUE A ESTOS APARATOS SE LES PUEDE REGULAR FACILMENTE SU VELOCIDAD.

CARGA TOTAL.- LOS VALORES EN ESTA COLUMNA SON LOS QUE CORRESPONDEN A LAS CURVAS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL SISTEMA INGLES, SE HA ANOTADO ESTE VALOR EN PIES PARA COMODIDAD EN LA LECTURA DE DICHAS CURVAS.

CAPACIDAD.- USANDO COMO PARAMETROS LA CAPACIDAD "Q" UNITARIA DE PROYECTO Y LA CARGA MANOMETRICA CORRESPONDIENTE SE OBSERVAN LAS CURVAS DE RENDIMIENTO DE LOS MODELOS POSIBLES DE EMPLEAR, DE ACUERDO CON LOS ARGUMENTOS, PARA LOS CUALES SE ENCONTRARA UNA CIERTA EFICIENCIA.

EN LAS CARTAS QUE MUESTRAN LAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MODELO, SE TIENE UNA FAMILIA DE CURVAS (CARGA-CAPACIDAD) QUE REPRESENTA

EL PROMEDIO DE LOS RESULTADOS QUE A TRAVES DE ESTUDIOS EXPERIMENTALES, Y TEORICOS, SE HA OBTENIDO DEL CONJUNTO TAZON-IMPULSOR, CONSERVANDO FIJO EL TAMAÑO DEL PRIMERO Y VARIANDO EL DIAMETRO DEL IMPULSOR, EL NUMERO DE ASPAS DEL MISMO, O ALGUNAS CARACTERISTICAS, TAL COMO LA INCLINACION DE LOS ALABES, LO CUAL SUELE ACONTECER EN LAS BOMBAS, DE TIPO HELICE. LAS CURVAS EXTREMAS LIMITAN EL TAMAÑO DE LA BOMBA Y LAS CONDICIONES ACEPTABLES DE FUNCIONAMIENTO DADAS POR EL FABRICANTE Y POR LO TANTO, NO DEBERAN ELEGIRSE PUNTOS FUERA DE ESAS LIMITACIONES.

SI EL PUNTO QUE DEFINEN LOS ARGUMENTOS DE PROYECTO (CARGA CAPACIDAD) NO SE SITUA EN ALGUNA CURVA TRAZADA PARA UN DIAMETRO DE IMPULSOR DEFINIDO Y ANOTADO EN EL MISMO ABACO, ES FACIL INTERPOLAR VALORES PUESTO QUE LA CURVA QUE PASA POR ESE LUGAR SERA MAS O MENOS PARALELA A LAS OTRAS. EN ESTE CASO Y PARA QUE LA BOMBA PROPORCIONE LAS CONDICIONES DESEADAS HABRA NECESIDAD DE RECORTAR EL IMPULSOR O HACERLE ALGUNA MODIFICACION INDICADA EN LA MISMA GRAFICA DEL MODELO QUE SE TRATA. NO SE HA CREIDO NECESARIO TENER UNA COLUMNA PARA HACER ESTA ACOTACION YA QUE ESTA ELECCION ES TENTATIVA, PERO SI SERA CONVENIENTE INDICARLA EN UNA ELECCION DEFINITIVA. POR OTRA PARTE PARA UN MISMO TAMAÑO DE CAJA Y CON DIFERENTE DIAMETRO DE IMPELENTE GENERALMENTE UN MODELO DE BOMBA TIENE EL MISMO COSTO.

DIFINIDA LA CURVA A EMPLEAR, DE ACUERDO CON LOS DATOS DE PROYECTO SE PODRA ENCONTRAR LA CAPACIDAD QUE CORRESPONDA A OTRO VALOR O VALORES NOTABLES DE LA CARGA MANOMETRICA Y CONSECUENTEMENTE EL DE LA EFICIENCIA.

EFICIENCIA.- EN CUALQUIER CASO SE PREFERE EL MODELO QUE OFREZCA MAYOR EFICIENCIA PARA LA CONDICION EN LA QUE OPERARA MAS TIEMPO, PERO QUE ADEMAS REUNA OTRAS CARACTERISTICAS VENTAJOSAS AL PROYECTO.

LA EFICIENCIA DE UNA BOMBA, PUEDE DAR ORIGEN A MAYORES O MENORES GASTOS DE OPERACION Y TAMBIEN DE ADQUISICION; POR EJEMPLO: OBSERVANDO LA EFICIENCIA Y POTENCIA DE DOS BOMBA QUE SON DEL MISMO TIPO Y CON LA MISMA VELOCIDAD DE ROTACION, COMO LA 20MF Y 20MFAL SE PUEDE ASEVERAR QUE PARA LA PRIMERA, SERA NECESARIO INSTALAR UN MOTOR DE 40 HP CUYO COSTO DEBE SER MAYOR QUE EL DE 35 HP QUE NECESITARA LA 20MFAL; PERO ADEMAS, PARA SU

OPERACION LA 20MF CONSUMIRA LA ENERGIA EQUIVALENTE A 5 HP MAS QUE LA OTRA; Y SI SE TOMA EN CUENTA QUE SON 4 UNIDADES, ESTO SIGNIFICA QUE INSTALAR LA 20MF SE GASTARIA EN EL SISTEMA LO CORRESPONDIENTE A 20 HP MAS QUE SI SE EMPLEARA LA 20MPAL. ADEMAS LA CUOTA FIJA POR CONCEPTO DE ELECTRIFICACION SERIA MAYOR EMPLEANDO MOTORES DE 40 HP YA QUE LA CAPACIDAD DE LA SUBESTACION SERIA DE 160 HP Y 140 HP EN UNO Y OTRO CASO.

COMO ALGUNOS FABRICANTES ESPECIFICAN LA MODIFICACION DEL VALOR DE LA EFICIENCIA LEIDA EN LA CURVA CARACTERISTICA DEL MODELO, SEGUN EL NUMERO DE PASOS QUE SE VAYAN A INSTALAR, LA SEGUNDA COLUMNA DE LA EFICIENCIA SE HA DESTINADO PARA ANOTAR EL VALOR DEFINITIVO YA QUE ES EL QUE REALMENTE INTERESA.

NUMERO DE PASOS.- SI AL OBSERVAR UNA CURVA DE RENDIMIENTO SE VE QUE LA BOMBA ES CAPAZ DE DAR EL GASTO DESEADO, CON BUENA EFICIENCIA PERO CON CARGA MANOMETRICA MENOR QUE LA DEL CASO EN CUESTION, EL NUMERO E PASOS QUE DEBERA TENER LA BOMBA SERA:

$$\text{NUMERO DE PASOS} = \frac{\text{CARGA TOTAL}}{\text{CARGA POR CADA PASO}}$$

DEBIDO AL FUNCIONAMIENTO HIDRAULICO DE UNA BOMBA DE MAS DE UN PASO, LA EFICIENCIA DEL CONJUNTO; EN GENERAL, MEJORA, Y ESTO SE HA OBSERVADO EN LA MISMA GRAFICA DE FUNCIONAMIENTO, PERO PUEDE DECIRSE TAMBIEN, QUE EN GENERAL SU COSTO ES MAYOR (CONSIDERESE QUE SE EMPLEAN MAS MATERIALES EN SU FABRICACION) FRENTE A OTRO MODELO O TIPO DE BOMBA QUE PUEDA PROPORCIONAR CARACTERISTICAS SATISFACTORIAS.

CASI SIEMPRE LA ELECCION SE INCLINA HACIA LAS BOMBAS DE UN SOLO PASO O CON EL MENOR NUMERO POSIBLE DE ELLOS, DADAS LAS CONDICIONES DEL CASO A RESOLVER, PUES AL PARECER LOS PROBLEMAS QUE SE PUEDEN TENER DURANTE LA OPERACION Y CONSERVACION SE REDUCEN CON ESA PREFERENCIA.

SUMERGENCIA.- PARA GARANTIZAR UN CORRECTO FUNCIONAMIENTO TODAS LAS

BOMBAS DEBEN TENER UN VALOR MINIMO DE SUMERGENCIA QUE ES DATO DEL FABRICANTE.

EN BOMBAS DE EJE VERTICAL Y SI EL FABRICANTE NO SEÑALA OTRO REQUISITO, BASTA CON QUE EL PRIMER IMPULSOR PERMANEZCA SIEMPRE AHOGADO. EN OCASIONES UN MISMO MOEDELLO DE BOMBA REQUIERE DE CIERTA SUMERGENCIA ADICIONAL DE ACUERDO CON LA CARGA Y CAPACIDAD DE OPERACION. ALGUNAS VECES ESTA SUMERGENCIA ADICIONAL PUEDE OCASIONAR LA NECESIDAD DE BAJAR CONSIDERABLEMENTE EL NIVEL DEL FONDO DEL CARCAMO PARA TENER EL PRIMER IMPULSOR EN LAS CONDICIONES REQUERIDAS; ESTO TRAE COMO CONSECUENCIA MAS EXCAVACION Y REVESTIMIENTO EN EL POZO DE SUCCION ASI COMO MAYOR LONGITUD PARA LA COLUMNA DE SUCCION. ES IMPORTANTE CONOCER SU VALOR CON EL OBJETO DE VER LA CONVENIENCIA DE AHONDAR EL CARCAMO CON TAL DE USAR EL MODELO O PRESCINDIR DE EL.

CNSP REQUERIDA.- DE NADA SERVIRAN LAS BUENAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA, SI NO SE LE PROPORCIONA LA CNSP REQUERIDA, PUES FUNDAMENTALMENTE DE ESTE CONCEPTO DEPENDERA QUE OFREZCA EL FUNCIONAMIENTO DESEADO; POR LO TANTO ES OBVIA LA IMPORTANCIA QUE TIENE EL COMPARARLA CON LA CNSP DISPONIBLE EN LA INSTALACION LA CUAL PUEDE MEJORARSE, EN CASO NECESARIO.

POTENCIA NECESARIA.- SU VALOR SE ENCUENTRA EN LA CURVA CARACTERISTICA O BIEN PUEDE CALCULARSE CON LA SIGUIENTE FORMULA:

$$P = \frac{Q H}{76 \eta}$$

REPRESENTANDO:

- H ----> CARGA MANOMETRICA TOTAL EN m.
- P ----> POTENCIA EN HP (CABALLOS DE POTENCIA).
- Q ----> GASTO O CAPACIDAD EN lps.
- η ----> EFICIENCIA EN %.
- 76 ----> CONSTANTE PARA OBTENER LA POTENCIA EN HP.

ES CLARO QUE EN EL CASO DE EMPLEAR VARIOS PASOS, LA POTENCIA LEIDA

O CALCULADA CONSIDERANDO LA CARGA POR TAZON, HABRA QUE MULTIPLICARLA POR EL NUMERO DE PASOS PARA OBTENER LA TOTAL NECESITADA POR EL CONJUNTO.

MOTOR.- TRATANDOSE DE MOTORES ELECTRICOS, SE ANOTARA LA POTENCIA DE UN MOTOR COMERCIAL, LA CUAL DEBERA SER POR LO MENOS IGUAL A LA REQUERIDA POR LA BOMBA. POSTERIORMENTE EN LA AFINACION DEL CALCULO SE RATIFICARA O RECTIFICARA ESTA POTENCIA.

EL NUMERO DE PARES DE POLOS, LA POTENCIA Y VELOCIDAD DEL MOTOR DAN IDEA DE LA MAGNITUD Y COSTO DEL MISMO YA QUE PARA UNA MISMA POTENCIA, UN MOTOR MENOS REVOLUCIONADO (MAS POLOS) TIENE UN COSTO MAYOR QUE OTRO CON MAYOR VELOCIDAD. ADEMAS, CON ESTOS DATOS SE PUEDE AVERIGUAR SI EN EL MERCADO NACIONAL EXISTE O HARA NECESIDAD DE IMPORTARLO, LO CUAL ES DATO PARA PENSAR EN EL COSTO DE ADQUISICION Y PROBLEMAS DE MANTENIMIENTO POSTERIORES.

CUANDO SE TRATA DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA, EN LA COLUMNA DEL MOTOR SE SUGIERE ANOTAR UN DATO QUE SIRVA DE REFERENCIA PARA EMPLEARLO EN EL CALCULO DEFINITIVO DEL EQUIPO, POR EJEMPLO: EL MODELO DEL MOTOR, COMBUSTIBLE QUE CONSUME, RELACION DEL CABEZAL DE ENGRANES, ETC.

MARCA DE BOMBA.- LA MARCA Y MODELO DE BOMBA SERVIRA PARA SOLICITAR AL FABRICANTE TODOS LOS DATOS QUE SE REQUIERAN, PERO ADEMAS, PARA LA ELECCION DEL EQUIPO SE CONSIDERARAN OTRAS REFERENCIAS COMO SON: PRESTIGIO, SERVICIO DE REFACCIONES, EXPERIENCIAS, ETC.

EN LAS SIGUIENTES TABLAS SE ILUSTRAS COMO SE FORMAN LAS TABLAS PARA LA SELECCIONAR EL TIPO DE BOMBA QUE SE VA A EMPLEAR EN CADA CARCAMO DE BOBEO.

SELECCION DEL TIPO DE BOMBA
CARCAMO No 1

TIPO DE BOMBA	MODELO	VELOCIDAD rpm	CARGA TOTAL pies	CAPACIDAD		EFICIENCIA		No DE PASOS	SUMERGENCIA pies	CNSP REQUERIDA pies	POTENCIA NECESARIA HP	MOTOR		MARCA DE LA BOMBA
				Q gpm	Q lps	SEGUN CURVA CARACTERISTICA	MODIFICADA POR ESPECIFICACION					COMERCIAL HP	PARES DE POLOS	
TURBINA F - M	14 PL V413SA	1160	18 17	4150 4300	262 271	0.812 0.809	0.812 0.809	2 2	0 0	5	23.28 22.87	25 25	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	18 PL V4131A	870	18 17	4100 4250	259 268	0.821 0.825	0.821 0.825	2 2	0 0	8	22.75 22.16	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	18 PL V4260A	730	18 17	4200 4450	265 281	0.84 0.846	0.84 0.846	3 3	0 0	7	22.78 22.63	25 25	10 10	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAL 4801935	1480	18 17	4220 4280	268 270	0.782 0.781	0.782 0.781	1 1	0 0	27	24.58 24.20	25 25	4 4	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAH 2847869r	980	18 17	4200 4260	265 269	0.836 0.827	0.836 0.827	1 1	0 0	21	22.89 22.16	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845325	1175	18 17	4200 4280	265 270	0.838 0.831	0.838 0.831	1 1	0 0	22	22.83 22.16	25 25	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845326	975	18 17	4220 4280	266 270	0.771 0.76	0.771 0.76	2 2	0 0	13	24.94 24.23	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845327	875	18 17	4320 4380	273 276	0.74 0.735	0.74 0.735	3 3	0 0	10	26.60 25.64	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845333	975	18 17	4280 4360	270 275	0.851 0.849	0.851 0.849	1 1	0 0	20	22.91 22.10	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MFAL 2847171r	735	18 17	4050 4600	258 290	0.758 0.79	0.758 0.79	1 1	0 0	9	24.34 25.05	25 25	10 10	PEERLESS

SELECCION DEL TIPO DE BOMBA
CARCAMO No 2

TIPO DE BOMBA	MODELO	VELOCIDAD rpm	CARGA TOTAL pies	CAPACIDAD		EFICIENCIA		NO DE PASOS	SUMERGENCIA pies	CNSP REQUERIDA pies	POTENCIA NECESARIA HP	MOTOR		MARCA DE LA BOMBA
				Q	Q	SEGUN CURVA CARACTERISTICA	MODIFICADA POR ESPECIFICACION					COMERCIAL HP	PARES DE POLOS	
				gpm	lps									
TURBINA F - M	14 PL V4133A	1760	19 18	4000 4100	252 259	0.765 0.769	0.765 0.769	1 1	0 0	17	25.14 24.29	30 25	4 4	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAH 2847868r	1180	19 18	3920 4000	247 252	0.855 0.845	0.855 0.845	1 1	0 0	18.5	22.05 21.57	25 25	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAH 2847869r	980	19 18	3940 3980	249 251	0.742 0.733	0.742 0.733	2 2	0 0	20	25.53 24.74	30 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845323	875	19 18	3980 4060	251 256	0.82 0.809	0.82 0.809	2 2	0 0	13	23.34 22.86	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845330	875	19 18	3963 4220	250 266	0.825 0.844	0.825 0.844	1 1	0 0	17	23.10 22.78	25 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MFAL 2847171r	735	19 18	4060 4700	256 297	0.748 0.795	0.748 0.795	1 1	0 0	9	26.10 26.93	30 30	10 10	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845327	875	19 18	3900 3940	246 249	0.738 0.732	0.738 0.732	3 3	0 0	10	25.41 24.52	30 25	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845335	735	19 18	3820 3900	241 246	0.842 0.788	0.842 0.788	2 2	0 0	9	21.82 22.55	25 25	10 10	PEERLESS

SELECCION DEL TIPO DE BOMBA
CARCAMO No 3

TIPO DE BOMBA	MODELO	VELOCIDAD rpm	CARGA TOTAL pies	CAPACIDAD		EFICIENCIA		No DE PASOS	SUMERGENCIA pies	CNSP REQUERIDA pies	POTENCIA NECESARIA HP	MOTOR		MARCA DE LA BOMBA
				Q gpm	Q lps	SEGUN CURVA CARACTERISTICA	MODIFICADA POR ESPECIFICACION					COMERCIAL HP	PAIRES DE POLOS	
TURBINA F - M	16 PL V4136A	870	15 14	4020 4180	254 264	0.84 0.838	0.84 0.838	2 2	0 0	7	18.17 17.87	20 20	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MF 2845313	1175	15 14	3920 4020	247 254	0.803 0.789	0.803 0.789	1 1	0 0	18	18.53 18.05	20 20	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAL 4801935	1480	15 14	3985 4060	251 256	0.78 0.76	0.78 0.76	1 1	0 0	36	19.40 18.93	20 20	4 4	PEERLESS
TURBINA F - M	14 MFAH 2847868r	1180	15 14	4020 4100	254 259	0.804 0.780	0.804 0.788	1 1	0 0	30	18.98 18.44	20 20	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845322	975	15 14	3963 4140	250 261	0.849 0.835	0.849 0.835	1 1	0 0	17	17.72 17.57	20 20	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	16 MF 2845325	1175	15 14	3920 4020	247 254	0.823 0.809	0.823 0.809	1 1	0 0	23	18.08 17.61	20 20	6 6	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845334	875	15 14	3780 3940	238 249	0.85 0.852	0.85 0.852	1 1	0 0	17	16.88 16.39	20 20	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845335	735	15 14	4160 4240	262 268	0.812 0.802	0.812 0.802	2 2	0 0	9	19.45 18.73	20 20	10 10	PEERLESS

SELECCION DEL TIPO DE BOMBA
CARCAMO No 4

TIPO DE BOMBA	MODELO	VELOCIDAD rpm	CARGA TOTAL pies	CAPACIDAD		EFICIENCIA		No DE PASOS	SUMERGENCIA pies	CNSP REQUERIDA pies	POTENCIA NECESARIA HP	MOTOR		MARCA DE LA BOMBA
				Q gpm	Q lps	SEGUN CURVA CARACTERIS- TICA	MODIFICADA POR ESPECI- FICACION					COMER- CIAL HP	PARES DE POLOS	
TURBINA F - M	16 PL V4132A	1160	19 17	6250 6350	394 401	0.79 0.755	0.79 0.755	2 2	0 0	8	38.04 36.19	40 40	8 6	PEERLESS
TURBINA F - M	18 PL V4261A	870	19 17	6350 6650	401 420	0.833 0.825	0.833 0.825	2 2	0 0	7	36.66 34.68	40 40	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MFAL 2847171r	735	19 17	6000 6750	379 426	0.848 0.892	0.848 0.892	1 1	0 0	9	34.02 32.56	40 40	10 10	PEERLESS
TURBINA F - M	18 MF 2845329	975	19 17	6200 6560	391 414	0.843 0.822	0.843 0.822	1 1	0 0	19	35.37 34.34	40 40	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MF 2845338	730	19 17	5950 6650	375 420	0.845 0.865	0.845 0.865	1 1	0 0	18	33.86 33.08	40 40	10 10	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MF 2845341	880	19 17	6340 6750	400 426	0.865 0.862	0.865 0.862	1 1	0 0	24	35.25 33.69	40 40	8 8	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MF 2845339	705	19 17	6300 7100	397 448	0.838 0.851	0.838 0.851	1 1	0 0	7	36.15 35.90	40 40	10 10	PEERLESS
TURBINA F - M	20 MF 2845343	705	19 17	6450 6650	407 420	0.834 0.812	0.834 0.812	2 2	0 0	6	37.19 35.24	40 40	10 10	PEERLESS

5.4.5 CALCULO AFINADO DE LA BOMBA.

UNA VEZ HECHO EL ANALISIS Y LA OBSERVACION DE LOS DATOS CONSIGNADOS EN UNA TABLA COMO LAS QUE SE HAN DESCRITO, ES YA POSIBLE ELEGIR UNA BOMBA QUE SATISFAGA LAS CONDICIONES DESEADAS, PERO SERA NECESARIO AFINAR EL CALCULO CONSIDERANDO EN EL, LAS CARACTERISTICAS PROPIAS DEL MODELO Y CON ELLO RATIFICAR O RECTIFICAR LA ELECCION. ANTE LA DISYUNTIVA DE ELEGIR UNO U OTRO MODELO; PARA AMBOS SE HARA EL CALCULO CORRESPONDIENTE Y PROBABLEMENTE AQUI SE ENCUENTRE UN MOTIVO PARA ADOPTAR UNA DECISION, PERO SE RECOMIENDA ADEMAS SOLICITAR A LA CASA VENEDORA RESPECTIVA UNA COTIZACION DE ESTA ALTERNATIVA, CON LO CUAL SE DECIDIRA EN ULTIMA INSTANCIA LA ELECCION.

EN LAS TABLAS ANTERIORES LA BOMBA QUE SE SELECCIONO DEBIDO A SUS CARACTERISTICAS, ES LA QUE SE ENCUENTRA SOMBRADA EN DICHAS TABLAS.

5.4.5.1 PARA EL CARGAMO DE BOMBEO No 1.

EN EL CALCULO QUE SE EXPONE A CONTINUACION SE CONSIDERA LA BOMBA TIPO TURBINA DE FLUJO MIXTO, MODELO 16 MF; PORQUE SE ENCONTRO MAS ATRACTIVA PARA EL CASO QUE SE VIENE DESARROLLANDO.

CONDICION I.

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION	=	17.80 m
NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA	=	22.43 m
GASTO O CAPACIDAD	=	265 lps. = 4200 gpm.

- CARGA ESTATICA TOTAL (He).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA. = 22.43 m.

ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION. = 17.80 m.

He = 4.63 m.

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN (Hfs).

$$Hfs = Hfc + Hfcc$$

DONDE: Hfc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA DE LA BOMBA.

Hfcc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN EL CODO CABEZAL.

PARA EL CÁLCULO DE Hfc EMPLEANDO LA TABLA I DEL APÉNDICE, SE NECESITA CONOCER EL DIÁMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA.

COMO EL DIÁMETRO DE 16", ADOPTADO EN EL CÁLCULO DE LA CARGA APROXIMADA, QUEDA COMPRENDIDO DENTRO DE LOS PROPUESTOS EN ESAS TABLAS, DE ACUERDO CON EL GASTO, EL VALOR DE LA FRICCIÓN RESULTA ACEPTABLE Y EL DIÁMETRO DEL TAZÓN 16 MF ES DE 16" CON LO CUAL NO HAY DIFERENCIAS ENTRE ESOS DIÁMETROS; SE ADOPTARÁ EN FORMA DEFINITIVA 16" PARA LA COLUMNA DE LA BOMBA.

RESPECTO A LA FLECHA: MIRANDO LA TABLA II DEL APÉNDICE SE OBSERVA QUE PARA UNA VELOCIDAD DE 1175 rpm., UNA FLECHA CON DIÁMETRO DE 1" ES APROPIADA HASTA PARA UNA POTENCIA DE 30.8 HP., SIENDO ESTE VALOR MAYOR QUE EL CORRESPONDIENTE AL MOTOR DE 25 HP. QUE PROBABLEMENTE SE EMPLEARÁ. POR LO QUE ESE DIÁMETRO SERÁ EL ADOPTADO. NOTESE QUE LA PERDIDA MECÁNICA ES DE 0.36 HP., POR CADA 100' DE FLECHA: EN ESTE CASO LA LONGITUD ES RELATIVAMENTE CORTA Y LA PERDIDA SERÍA MUY PEQUEÑA.

OBSERVESE QUE LA FLECHA DE 1 1/2" SUPUESTA ANTERIORMENTE ESTARÍA MUY SOBRADA Y OCASIONARÍA MAYORES PERDIDAS MECÁNICAS, SIN EMBARGO SE PODRÍA ADOPTAR Y PRÁCTICAMENTE NO AFECTARÍA EL VALOR DE LA FRICCIÓN EN LA COLUMNA. EL DIÁMETRO DE LA CUBRE-FLECHA O CAMISA CORRESPONDIENTE, SE ENCUENTRA TABULADO EN LOS CATALOGOS DE FABRICANTES. EN LA TABLA VI DEL APÉNDICE SE ANOTAN ALGUNOS VALORES ESTÁNDAR.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, LAS CARACTERÍSTICAS DE LA COLUMNA SERÁN:

DIÁMETRO EXTERIOR	=	16"
DIÁMETRO DE CAMISA	=	1 1/2"
DIÁMETRO DE FLECHA	=	1"

Y EN ESAS CONDICIONES LA H_{fc} VALDRA:

PARA Q = 265 lps. = 4200 gpm. Y FLECHA DE 1" TENEMOS QUE LA PERDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN VALE APROXIMADAMENTE 1.3%.

$$H_{fc} = (1.3/100) * L_c \quad : L_c = 4.70 \text{ m}$$

$$H_{fc} = (1.3/100) * 4.70 \text{ m} = 0.061 \text{ m}$$

CALCULO DE H_{fcc}.

VIENDO LA TABLA VII DEL APENDICE, SE ENCUENTRA QUE UN MOTOR IEM DE 25 HP. Y A 1175 rpm. TIENE UNA BASE DE 16 1/2" DE DIAMETRO Y DE ESTA MAGNITUD DEBERA SER LA PARTE SUPERIOR DEL CABEZAL DE DESCARGA PARA LOGRAR EL ACOPLAMIENTO DE AMBOS.

SI SE OBSERVA LA TABLA VIII DEL APENDICE, QUE CONTIENE LAS CARACTERISTICAS DE LOS CABEZALES DE DESCARGA (SOBRE LA SUPERFICIE) ESTANDAR, SE VERA DE LOS QUE TIENEN BD=16 1/2" SOLAMENTE TIENEN DESCARGAS (J) HASTA DE 12" Y ADEMAS LAS COLUMNAS INDICADAS PARA ELLOS SON HASTA DE 14". COMO PARA EL PRESENTE CASO SE TIENEN COLUMNAS Y TUBERIAS DE DESCARGA DE 16" DE DIAMETRO, NO SE USARA CABEZAL DE DECARGA ESTANDAR, A MENOS QUE SE INSTALEN AMPLIACIONES CORRESPONDIENTES AL DE 16 1/2" X 12, LO QUE ORIGINARIA PERDIDAS DE CARGA POR ESE CONCEPTO Y EL COSTO DEBIDO A ESAS PIEZAS ESPECIALES. LO PRACTICO EN ESTE CASO ES EMPLEAR UN CODO CABEZAL DE DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE, QUE DICHO SEA ENTRE PARENTESIS, GENERALMENTE RESULTA MAS ECONOMICO Y SU FUNCIONAMIENTO ES BASTANTE SATISFACTORIO.

EN LA TABLA IX DEL APENDICE, SE TIENEN LOS DATOS DE ESTE ACCESORIO, LOS CUALES SE CONOCEN TENIENDO COMO ARGUMENTO EL DIAMETRO DE LA DESCARGA (DIMENSION A). ENTRE LAS VENTAJAS DE ESTOS CODOS SE TIENE LA DE COLOCAR EN SU PARTE SUPERIOR UNA PLACA CON LAS DIMENSIONES NECESARIAS PARA INSTALAR EL MOTOR. TAMBIEN PUEDE VARIARSE LA ALTURA H SI SE DESEA.

LA PERDIDA EN ESTE CODO ES PEQUEÑA, PERO GENERALMENTE MAYOR QUE LA OCURRIDA EN CABEZALES ESTANDAR (EN LOS QUE PRACTICAMENTE ES INSIGNIFICANTE, DEBIDO AL DISEÑO DE LOS MISMOS) Y ES CONVENIENTE CONSIDERARLA.

A CONTINUACION SE CALCULARA H_{fcc} PARA A = 16".

HACIENDO USO DE LA GRAFICA III DEL APENDICE; CON LOS ARGUMENTOS Q=4200 gpm. Y CON EL DIAMETRO DEL CODO SE ENCUENTRAN LAS PERDIDAS QUE EN ESTE CASO RESULTA DE:

$$H_{fcc} = 0.32' = 0.098 \text{ m}$$

POR LO TANTO:

$$H_{fs} = H_{fc} + H_{fcc} = 0.061 \text{ m} + 0.098 \text{ m} = 0.159 \text{ m}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA (H_{fd}).

$$H_{fd} = H_s + H_p$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 381 \text{ mm} \quad (\text{TABLA III DEL APENDICE})$$

$K = 4 \cdot 15 \cdot F_t$ PARA 4 CODOS DE 45° (TABLA V DEL APENDICE)

$$F_t = 0.013 \quad (\text{TABLA V DEL APENDICE})$$

$$K = 4 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.78$$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.265) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.32 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.78 \cdot (2.32)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.214 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE

PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re)

Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (ϵ/D).

$$\epsilon/D = .00012 \quad \text{PARA } D = 16" \quad (\text{GRAFICA I DEL APENDICE})$$

EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = (V \cdot D) / \nu$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOCIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.32 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 676296.86 \cdot 6.8 \cdot 10^5$$

CON ϵ/D Y Re ENCONTRAMOS f EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$f = 0.0142 \quad (\text{GRAFICA II DEL APENDICE})$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 17.80 \cdot (2.32)^2) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.182 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.214 + 0.182 = 0.396 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (H_v).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.32)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.274 \text{ m}$$

SUMA DE CARGAS PARCIALES.

CARGA ESTATICA TOTAL	=	4.63 m
CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCION	=	0.159 m
CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA	=	0.396 m
CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA.	=	0.274 m
CARGA MANOMETRICA TOTAL	=	5.459 m

ENTRANDO A LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA 16 MF, CON:

$$H = 5.459 \text{ m} \cdot 18'$$

$$Q = 4200 \text{ gpm.}$$

SE ENCUENTRAN LOS SIGUIENTES DATOS:

$$\text{VELOCIDAD DE ROTACION} = 1175 \text{ rpm.}$$

$$\text{EFICIENCIA} = 0.838$$

$$\text{NUMERO DE PASOS} = 1 \text{ PASO}$$

$$\text{DIAMETRO DEL IMPULSOR} = 11''$$

$$\text{CNSP REQUERIDA} = 22'$$

- PERDIDA MECANICA EN LA FLECHA.

$$P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) = (265 \cdot 5.459) / (76 \cdot 0.838) = 22.71 \text{ HP.}$$

SEGUN LA TABLA II, PARA 60 CICLOS, 1175 rpm. Y FLECHA DE 1" DE DIAMETRO, SE TIENE UNA PERDIDA DE 0.36 HP. POR CADA 100'; POR LO TANTO:

$$L = \text{LONGITUD DE FLECHA} = \text{LONGITUD DE COLUMNA} = 4.70 \text{ m} \cdot 16'$$

$$H_{pm} = 0.16 \cdot 0.36 = 0.06 \text{ HP.}$$

$$\text{POTENCIA TOTAL} = P_t = 22.71 \text{ HP} + 0.06 \text{ HP} = 22.77 \text{ HP.}$$

CONDICION II.

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION} = 18.25 \text{ m}$$

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA} = 22.43 \text{ m}$$

GASTO O CAPACIDAD : SE CONOCE MEDIANTE LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA (16 MF)

CARGA DINAMICA TOTAL (H).

SE PUEDE ESCRIBIR QUE:

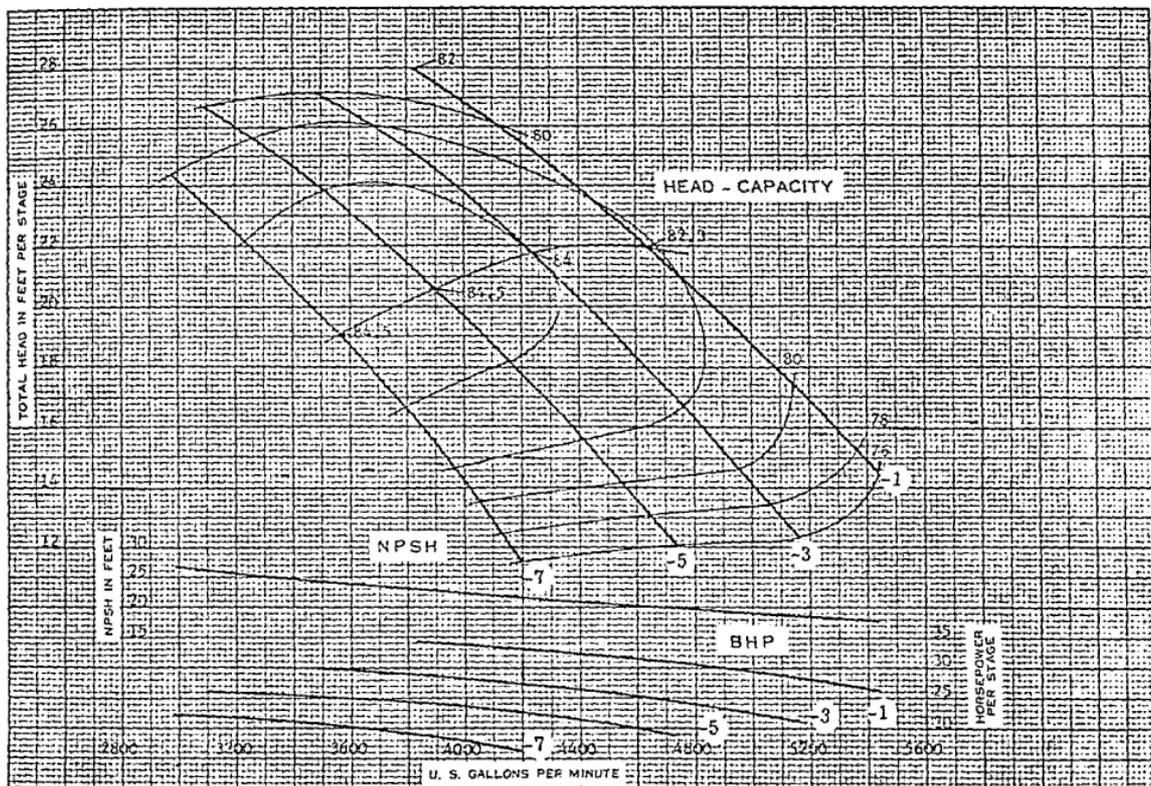
$$H = H_e + \sum H_{pe}$$

SI CONVENCIONALMENTE H_e ES LA CARGA ESTATICA Y $\sum H_{pe}$ SON LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL SISTEMA MAS LA CARGA DE VELOCIDAD.

PARA CONOCER EL GASTO QUE DA LA BOMBA SEGUN SU CURVA CARACTERISTICA, ES NECESARIO EL ARGUMENTO CARGA TOTAL (H) Y COMO EL TERMINO $\sum H_{pe}$ ES FUNCION DE DICHO GASTO, SE PROCEDERA POR TANTEOS EN EL CALCULO DE H, SUPONIENDO VALORES PARA $\sum H_{pe}$ DE LOS CUALES, EL CORRECTO SERA AQUEL QUE VERIFIQUE LA CAPACIDAD LEIDA EN LA CURVA DE LA BOMBA.

PARA APROXIMARSE AL VALOR CORRECTO DE $\sum H_{pe}$ COMO EN EL PRESENTE EJEMPLO, SE DEBERA CONSIDERAR QUE, ESTANDO LOS ELEMENTOS DE SUCCION Y DESCARGA DEFINIDOS PARA UNA CARGA MENOR, EL GASTO CRECE Y CONSECUENTEMENTE LAS PERDIDAS DE ENERGIA; POR LO TANTO, ESTAS SERAN MAYORES QUE EN LA PRIMERA CONDICION CUYO VALOR FUE DE $\sum H_{pe} = 0.829$ (0.159 + 0.396 + 0.274)

A CONTINUACION SE ANOTAN UNICAMENTE LOS VALORES DEL TANTEO DEFINITIVO YA QUE LA SECUELA PARA EL CALCULO DE LOS VALORES PARCIALES DE $\sum H_{pe}$ ES LA MISMA QUE LA EXPUESTA PARA LA PRIMERA CONDICION.



16 MF

Curve No. 2845325

Impeller No. V1859C

1175 RPM

- CARGA ESTÁTICA (He).

NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA = 22.43 m

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION = 18.25 m

He = 4.18 m

VALOR SUPUESTO PARA $\sum H_{pe}$ = 0.86 m

CARGA TOTAL = 5.04 m

H = 5.04 + 17'

OBSERVANDO LA CURVA DE LA BOMBA 16 MF (1175 rpm.) SE ENCUENTRA QUE
PARA:

H = 17' ; Q = 4280 gpm. = 0.270 m³/s.

$\eta = 0.831$; CNSP_a = 21' (MENOR QUE LA MINIMA DISPONIBLE).

PARA ESTE SE CASO SE TIENE:

He = 4.18 m

Hfs = 0.162 m

Hfd = 0.41 m

Hv = 0.286 m

CARGA DINAMICA TOTAL = H = 5.038 m

$\sum H_{pe} = 0.858 \text{ m} + 0.86 \text{ m}$ (SUPUESTA)

H = 5.038 m + 5.04 = 17'

POTENCIA NECESARIA = P = (Q*H)/(76*\eta) = (270*5.04)/(76*0.831)

P = 21.55 HP

PERDIDA DE POTENCIA EN LA FLECHA = 0.06 HP (CALCULADA ANTERIORMENTE)

POTENCIA TOTAL = 21.55 HP + 0.06 HP = 21.61 HP + 22 HP

5.4.5.2 PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No. 2.

EN EL CALCULO QUE SE EXPONE A CONTINUACION SE CONSIDERA LA BOMBA TIPO
TURBINA DE FLUJO MIXTO, MODELO 14 MFAH; PORQUE SE ENCONTRO MAS ATRACTIVA
PARA EL CASO QUE SE VIENE DESARROLLANDO.

CONDICION I.

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION = 23.00 m

NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA $= 17.96$ m
GASTO O CAPACIDAD $= 250$ lps. $= 3963$ gpm.

- CARGA ESTÁTICA TOTAL (He)

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA $= 23.00$ m.
ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION $= 17.96$ m.

He $= 5.04$ m.

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCION (Hfs)

$$Hfs = Hfc + Hfcc$$

DONDE: Hfc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA DE LA BOMBA.
Hfcc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN EL CODO CABEZAL.

PARA EL CÁLCULO DE Hfc EMPLEANDO LA TABLA I DEL APÉNDICE, SE NECESITA CONOCER EL DIÁMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA.

COMO EL DIÁMETRO DE 16", ADOPTADO EN EL CÁLCULO DE LA CARGA APROXIMADA, QUEDA COMPRENDIDO DENTRO DE LOS PROPUESTOS EN ESAS TABLAS, DE ACUERDO CON EL GASTO, EL VALOR DE LA FRICCIÓN RESULTA ACEPTABLE Y EL DIÁMETRO DEL TAZÓN 14 MFAH ES DE 14" CON LO CUAL HAY POCA DIFERENCIA ENTRE ESOS DIÁMETROS; SE ADOPTARÁ EN FORMA DEFINITIVA 16" PARA LA COLUMNA DE LA BOMBA.

RESPECTO A LA FLECHA: MIRANDO LA TABLA II DEL APÉNDICE SE OBSERVA QUE PARA UNA VELOCIDAD DE 1180-1175 rpm., UNA FLECHA CON DIÁMETRO DE 1" ES APROPIADA HASTA PARA UNA POTENCIA DE 30.8 HP., SIENDO ESTE VALOR MAYOR QUE EL CORRESPONDIENTE AL MOTOR DE 25 HP. QUE PROBABLEMENTE SE EMPLEARÁ. POR LO QUE ESE DIÁMETRO SERÁ EL ADOPTADO. NOTESE QUE LA PERDIDA MECÁNICA ES DE 0.36 HP., POR CADA 100' DE FLECHA: EN ESTE CASO LA LONGITUD ES RELATIVAMENTE CORTA Y LA PERDIDA SERÍA MUY PEQUEÑA.

OBSERSE QUE LA FLECHA DE 1 1/2" SUPUESTA ANTERIORMENTE ESTARIA MUY SOBADA Y OCASIONARIA MAYORES PERDIDAS MECANICAS, SIN EMBARGO SE PODRIA ADOPTAR Y PRACTICAMENTE NO AFECTARIA EL VALOR DE LA FRICCION EN LA COLUMNA. EL DIAMETRO DE LA CUBRE-FLECHA O CAMISA CORRESPONDIENTE, SE ENCUENTRA TABULADO EN LOS CATALOGOS DE FABRICANTES. EN LA TABLA VI DEL APENDICE SE ANOTAN ALGUNOS VALORES ESTANDAR.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, LAS CARACTERISTICAS DE LA COLUMNA SERAN:

DIAMETRO EXTERIOR	=	16"
DIAMETRO DE CAMISA	=	1 1/2"
DIAMETRO DE FLECHA	=	1"

Y EN ESAS CONDICIONES LA H_{fc} VALDRA:

PARA $Q = 247$ lps. = 3920 gpm. Y FLECHA DE 1" TENEMOS QUE LA PERDIDA DE CARGA POR FRICCION VALE APROXIMADAMENTE 1.2%.

$$H_{fc}' = (1.2/100) * L_c \quad : L_c = 5.14 \text{ m}$$

$$H_{fc}' = (1.2/100) * 5.14 \text{ m} = 0.062 \text{ m}$$

PERO DEBIDO A QUE EL DIAMETRO DE LA BOMBA ES MENOR QUE EL DIAMETRO DE LA COLUMNA, SE TIENEN QUE COLOCAR EN LA BOMBA UNA AMPLIACION, POR LO QUE LA PERDIDA DE CARGA PARA ESTOS ELEMENTOS VA A SER:

$$H_s = (K * V^2) / (2 * g)$$

$$K = [1 - (D_1/D_2)^2]^2 \quad \text{PARA LA AMPLIACION} \quad \text{(TABLA V)}$$

$$K = [1 - (14/16)^2]^2 = 0.055 \text{ m}$$

$$V = (4 * Q) / (\pi * D^2) = (4 * 247) / (\pi * (0.381)^2) = 2.17 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.055 * (2.17)^2) / (2 * 9.81) = 0.013 \text{ m}$$

$$H_{fc} = 0.062 \text{ m} + 0.013 \text{ m} = 0.075 \text{ m}$$

CALCULO DE H_{fcc} .

VIENDO LA TABLA VII DEL APENDICE, SE ENCUENTRA QUE UN MOTOR IEM DE 25 HP. Y A 1180 rpm. + 1160 rpm. TIENE UNA BASE DE 16 1/2" DE DIAMETRO Y DE ESTA MAGNITUD DEBERA SER LA PARTE SUPERIOR DEL CABEZAL DE DESCARGA PARA LOGRAR EL ACOPLAMIENTO DE AMBOS.

SI SE OBSERVA LA TABLA VIII DEL APENDICE, QUE CONTIENE LAS

CARACTERISTICAS DE LOS CABEZALES DE DESCARGA (SOBRE LA SUPERFICIE) ESTANDAR, SE VERA DE LOS QUE TIENEN $BD=16 \frac{1}{2}$ " SOLAMENTE TIENEN DESCARGAS (J) HASTA DE 12" Y ADEMAS LAS COLUMNAS INDICADAS PARA ELLOS SON HASTA DE 14". COMO PARA EL PRESENTE CASO SE TIENEN COLUMNAS Y TUBERIAS DE DESCARGA DE 16" DE DIAMETRO, NO SE USARA CABEZAL DE DECARGA ESTANDAR, A MENOS QUE SE INSTALEN AMPLIACIONES CORRESPONDIENTES AL DE $16 \frac{1}{2}$ " X 12, LO QUE ORIGINARIA PERDIDAS DE CARGA POR ESE CONCEPTO Y EL COSTO DEBIDO A ESAS PIEZAS ESPECIALES. LO PRACTICO EN ESTE CASO ES EMPLEAR UN CODO CABEZAL DE DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE, QUE DICHO SEA ENTRE PARENTESIS, GENERALMENTE RESULTA MAS ECONOMICO Y SU FUNCIONAMIENTO ES BASTANTE SATISFACTORIO.

EN LA TABLA IX DEL APENDICE, SE TIENEN LOS DATOS DE ESTE ACCESORIO, LOS CUALES SE CONOCEN TENIENDO COMO ARGUMENTO EL DIAMETRO DE LA DESCARGA (DIMENSION A). ENTRE LAS VENTAJAS DE ESTOS CODOS SE TIENE LA DE COLOCAR EN SU PARTE SUPERIOR UNA PLACA CON LAS DIMENSIONES NECESARIAS PARA INSTALAR EL MOTOR. TAMBIEN PUEDE VARIARSE LA ALTURA H SI SE DESEA.

LA PERDIDA EN ESTE CODO ES PEQUEÑA, PERO GENERALMENTE MAYOR QUE LA OCURRIDA EN CABEZALES ESTANDAR (EN LOS QUE PRACTICAMENTE ES INSIGNIFICANTE, DEBIDO AL DISEÑO DE LOS MISMOS) Y ES CONVENIENTE CONSIDERARLA.

A CONTINUACION SE CALCULARA H_{fcc} PARA $A = 16$ ".

HACIENDO USO DE LA GRAFICA III DEL APENDICE; CON LOS ARGUMENTOS $Q=3920$ gpm. Y CON EL DIAMETRO DEL CODO SE ENCUENTRAN LAS PERDIDAS QUE EN ESTE CASO RESULTA DE:

$$H_{fcc} = 0.28' = 0.085 \text{ m}$$

POR LO TANTO:

$$H_{fs} = H_{fc} + H_{fcc} = 0.075 \text{ m} + 0.085 \text{ m} = 0.16 \text{ m}$$

- CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA (H_{fd}).

$$H_{fd} = H_s + H_p$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE
 $D = 381 \text{ mm}$ (TABLA III DEL APENDICE)

$K = 4 \cdot 15 \cdot \text{Ft}$ PARA 4 CODOS DE 45° (TABLA V DEL APENDICE)

$F_t = 0.013$ (TABLA V)

$$K = 4 \cdot 15 \cdot 0.013 = 0.78$$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.247) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.17 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.78 \cdot (2.17)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.187 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re) Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (e/D).

$e/D = .00012$ PARA $D = 16"$ (GRAFICA I DEL APENDICE)

EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = (V \cdot D) / \nu$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOCIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.17 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 632570.77 \approx 6.3 \cdot 10^5$$

CON e/D Y Re ENCONTRAMOS F EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$F = 0.0142$$
 (GRAFICA II DEL APENDICE)

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 21.80 \cdot (2.17)^2) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.195 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.187 \text{ m} + 0.195 \text{ m} = 0.382 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (H_v).

$$H_v = V^2 / (2 * g)$$

$$H_v = (2.17)^2 / (2 * 9.81) = 0.240 \text{ m}$$

SUMA DE CARGAS PARCIALES.

CARGA ESTATICA TOTAL	=	5.04 m
CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCION	=	0.16 m
CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA	=	0.382 m
CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA.	=	0.240 m
CARGA MANOMETRICA TOTAL	=	5.822 m

ENTRANDO A LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA 14 MFAH, CON:

$$H = 5.822 \text{ m} + 19'$$

$$Q = 3920 \text{ gpm.}$$

SE ENCUENTRAN LOS SIGUIENTES DATOS:

VELOCIDAD DE ROTACION	=	1180 rpm.
EFICIENCIA	=	0.855
NUMERO DE PASOS	=	1 PASO
DIAMETRO DEL IMPULSOR	=	11"
CNSP REQUERIDA	=	18.5'

- PERDIDA MECANICA EN LA FLECHA.

$$P = (Q * H) / (76 * \eta) = (247 * 5.822) / (76 * 0.855) = 22.13 \text{ HP.}$$

SEGUN LA TABLA II, PARA 60 CICLOS, 1180-1175 rpm. Y FLECHA DE 1" DE DIAMETRO, SE TIENE UNA PERDIDA DE 0.36 HP. POR CADA 100'; POR LO TANTO:

$$L = \text{LONGITUD DE FLECHA} = \text{LONGITUD DE COLUMNA} = 5.14 \text{ m} + 17'$$

$$H_{pm} = 0.17 * 0.36 = 0.06 \text{ HP.}$$

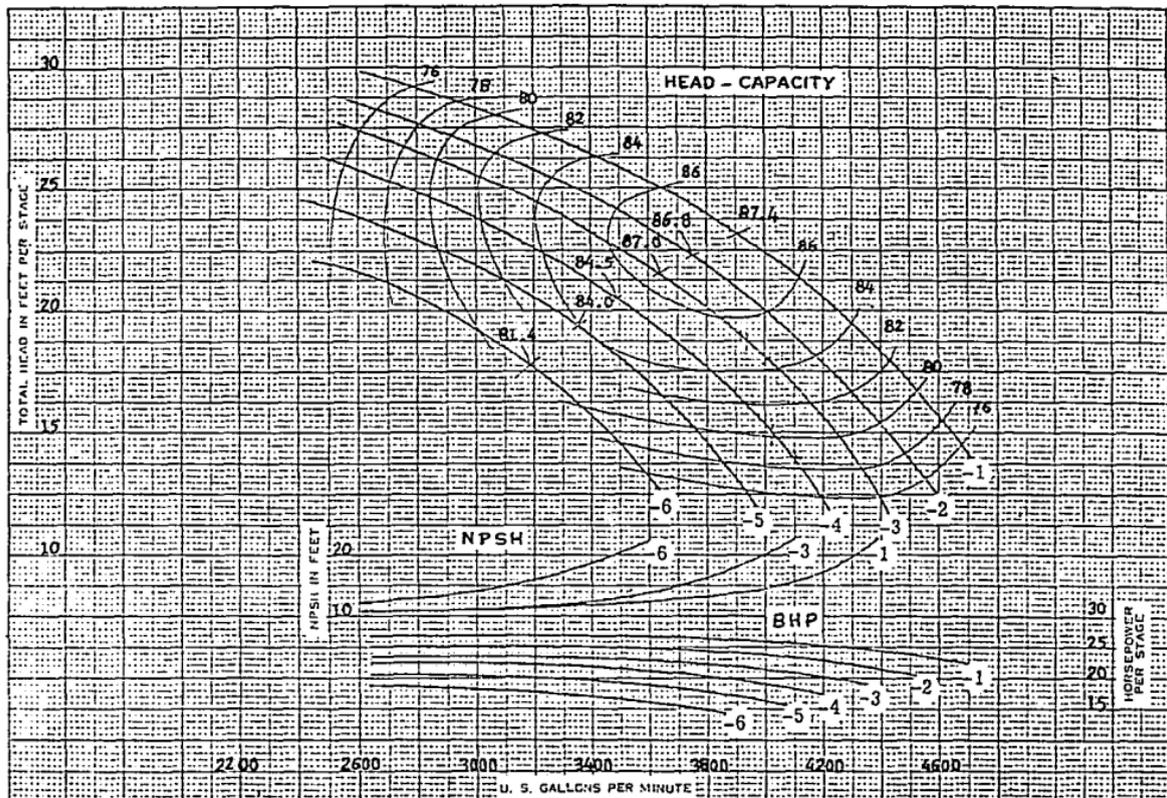
$$\text{POTENCIA TOTAL} = P_t = 22.13 \text{ HP} + 0.06 \text{ HP} = 22.19 \text{ HP.}$$

CONDICION II.

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION} = 18.28 \text{ m}$$

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA} = 23.00 \text{ m}$$

GASTO O CAPACIDAD : SE CONOCE MEDIANTE LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA (14 MFAH)



14 MFAH

Curve No. 2847868r

Impeller No. 2628310

1180 RPM

CARGA DINAMICA TOTAL (H).

SE PUEDE ESCRIBIR QUE:

$$H = H_e + \sum H_{pe}$$

SI CONVENCIONALMENTE H_e ES LA CARGA ESTATICA Y $\sum H_{pe}$ SON LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL SISTEMA MAS LA CARGA DE VELOCIDAD.

PARA CONOCER EL GASTO QUE DA LA BOMBA SEGUN SU CURVA CARACTERISTICA, ES NECESARIO EL ARGUMENTO CARGA TOTAL (H) Y COMO EL TERMINO $\sum H_{pe}$ ES FUNCION DE DICHO GASTO, SE PROCEDERA POR TANTEOS EN EL CALCULO DE H, SUPONIENDO VALORES PARA $\sum H_{pe}$ DE LOS CUALES, EL CORRECTO SERA AQUEL QUE VERIFIQUE LA CAPACIDAD LEIDA EN LA CURVA DE LA BOMBA.

PARA APROXIMARSE AL VALOR CORRECTO DE $\sum H_{pe}$ COMO EN EL PRESENTE EJEMPLO, SE DEBERA CONSIDERAR QUE, ESTANDO LOS ELEMENTOS DE SUCCION Y DESCARGA DEFINIDOS PARA UNA CARGA MENOR, EL GASTO CRECE Y CONSECUENTEMENTE LAS PERDIDAS DE ENERGIA; POR LO TANTO, ESTAS SERAN MAYORES QUE EN LA PRIMERA CONDICION CUYO VALOR FUE DE $\sum H_{pe} = 0.782 (0.16 + 0.382 + 0.240)$.

A CONTINUACION SE ANOTAN UNICAMENTE LOS VALORES DEL TANTEO DEFINITIVO YA QUE LA SECUENCIA PARA EL CALCULO DE LOS VALORES PARCIALES DE $\sum H_{pe}$ ES LA MISMA QUE LA EXPUESTA PARA LA PRIMERA CONDICION.

- CARGA ESTATICA (H_e).

NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA	=	23.00	m	
NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION	=	18.28	m	
	H_e	=	4.72	m
VALOR SUPUESTO PARA $\sum H_{pe}$	=	0.81	m	
CARGA TOTAL	=	5.53	m	

$$H = 5.53 \cdot 18'$$

OBSERVANDO LA CURVA DE LA BOMBA 14 MFAH (1180 rpm.) SE ENCUENTRA QUE PARA:

$$H = 18' ; Q = 4000 \text{ gpm.} \cdot 0.252 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\eta = 0.845 ; \text{CNSP}_a = 18.50' \text{ (MENOR QUE LA MINIMA DISPONIBLE).}$$

PARA ESTE SE CASO SE TIENE:

$H_e = 4.72 \text{ m}$
 $H_{fs} = 0.163 \text{ m}$
 $H_{fd} = 0.397 \text{ m}$
 $H_v = 0.249 \text{ m}$

CARGA DINAMICA TOTAL = $H = 5.529 \text{ m}$

$\Sigma H_{pe} = 0.809 \text{ m} + 0.81 \text{ m}$ (SUPUESTA)

$H = 5.529 \text{ m} + 5.53 = 18'$

POTENCIA NECESARIA = $P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) = (252 \cdot 5.53) / (76 \cdot 0.845)$

$P = 21.70 \text{ HP}$

PERDIDA DE POTENCIA EN LA FLECHA = 0.06 HP (CALCULADA ANTERIORMENTE)

POTENCIA TOTAL = $21.70 \text{ HP} + 0.06 \text{ HP} = 21.76 \text{ HP} \approx 22 \text{ HP}$

5.4.5.3 PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 3.

EN EL CALCULO QUE SE EXPONE A CONTINUACION SE CONSIDERA LA BOMBA TIPO TURBINA DE FLUJO MIXTO, MODELO 16 MF; PORQUE SE ENCONTRO MAS ATRACTIVA PARA EL CASO QUE SE VIENE DESARROLLANDO.

CONDICION I.

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION	=	17.88 m
NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA	=	21.90 m
GASTO O CAPACIDAD	=	250 lps. = 3963 gpm.

- CARGA ESTATICA TOTAL (H_e).

ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA.	21.90 m.
ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION.	17.88 m.

$H_e = 4.02 \text{ m.}$

- CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION (H_{fs}).

$$Hfs = Hfc + Hfcc$$

DONDE: Hfc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA DE LA BOMBA.
Hfcc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN EL CODO CABEZAL.

PARA EL CALCULO DE Hfc EMPLEANDO LA TABLA I DEL APENDICE, SE NECESITA CONOCER EL DIAMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA.

COMO EL DIAMETRO DE 16", ADOPTADO EN EL CALCULO DE LA CARGA APROXIMADA, QUEDA COMPRENDIDO DENTRO DE LOS PROPUESTOS EN ESAS TABLAS, DE ACUERDO CON EL GASTO, EL VALOR DE LA FRICCIÓN RESULTA ACEPTABLE Y EL DIAMETRO DEL TAZON 16 MF ES DE 16" CON LO CUAL NO HAY DIFERENCIAS ENTRE ESOS DIAMETROS; SE ADOPTARA EN FORMA DEFINITIVA 16" PARA LA COLUMNA DE LA BOMBA.

RESPECTO A LA FLECHA: MIRANDO LA TABLA II DEL APENDICE SE OBSERVA QUE PARA UNA VELOCIDAD DE 975 rpm. + 875 rpm., UNA FLECHA CON DIAMETRO DE 1" ES APROPIADA HASTA PARA UNA POTENCIA DE 22.9 HP., SIENDO ESTE VALOR MAYOR QUE EL CORRESPONDIENTE AL MOTOR DE 20 HP. QUE PROBABLEMENTE SE EMPLEARA. POR LO QUE ESE DIAMETRO SERA EL ADOPTADO. NOTESE QUE LA PERDIDA MECANICA ES DE 0.28 HP., POR CADA 100' DE FLECHA: EN ESTE CASO LA LONGITUD ES RELATIVAMENTE CORTA Y LA PERDIDA SERIA MUY PEQUEÑA.

OBSERVESE QUE LA FLECHA DE 1 1/2" SUPUESTA ANTERIORMENTE ESTARIA MUY SOBRADA Y OCASIONARIA MAYORES PERDIDAS MECANICAS, SIN EMBARGO SE PODRIA ADOPTAR Y PRACTICAMENTE NO AFECTARIA EL VALOR DE LA FRICCIÓN EN LA COLUMNA. EL DIAMETRO DE LA CUBRE-FLECHA O CAMISA CORRESPONDIENTE, SE ENCUENTRA TABULADO EN LOS CATALOGOS DE FABRICANTES. EN LA TABLA VI DEL APENDICE SE ANOTAN ALGUNOS VALORES ESTANDAR.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, LAS CARACTERISTICAS DE LA COLUMNA SERAN:

DIAMETRO EXTERIOR	=	16"
DIAMETRO DE CAMISA	=	1 1/2"
DIAMETRO DE FLECHA	=	1"

Y EN ESAS CONDICIONES LA Hfc VALDRA:

PARA Q = 250 lps. = 3963 gpm. Y FLECHA DE 1" TENEMOS QUE LA PERDIDA

DE CARGA POR FRICCIÓN VALE APROXIMADAMENTE 1.2%.

$$H_{fc} = (1.2/100) \cdot L_c \quad ; \quad L_c = 4.12 \text{ m}$$

$$H_{fc} = (1.2/100) \cdot 4.12 \text{ m} = 0.049 \text{ m}$$

CÁLCULO DE H_{fcc} .

VIENDO LA TABLA VII DEL APÉNDICE, SE ENCUENTRA QUE UN MOTOR IEM DE 25 HP. Y A 975 rpm. TIENE UNA BASE DE 16 1/2" DE DIÁMETRO Y DE ESTA MAGNITUD DEBERA SER LA PARTE SUPERIOR DEL CABEZAL DE DESCARGA PARA LOGRAR EL ACOPLAMIENTO DE AMBOS.

SI SE OBSERVA LA TABLA VIII DEL APÉNDICE, QUE CONTIENE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS CABEZALES DE DESCARGA (SOBRE LA SUPERFICIE) ESTÁNDAR, SE VERA DE LOS QUE TIENEN $BD=16 \frac{1}{2}$ " SOLAMENTE TIENEN DESCARGAS (J) HASTA DE 12" Y ADEMÁS LAS COLUMNAS INDICADAS PARA ELLOS SON HASTA DE 14". COMO PARA EL PRESENTE CASO SE TIENEN COLUMNAS Y TUBERÍAS DE DESCARGA DE 16" DE DIÁMETRO, NO SE USARÁ CABEZAL DE DESCARGA ESTÁNDAR, A MENOS QUE SE INSTALEN AMPLIACIONES CORRESPONDIENTES AL DE 16 1/2" X 12, LO QUE ORIGINARIA PERDIDAS DE CARGA POR ESE CONCEPTO Y EL COSTO DEBIDO A ESAS PIEZAS ESPECIALES. LO PRÁCTICO EN ESTE CASO ES EMPLEAR UN CODO CABEZAL DE DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE, QUE DICHO SEA ENTRE PARENTESIS, GENERALMENTE RESULTA MÁS ECONÓMICO Y SU FUNCIONAMIENTO ES BASTANTE SATISFACTORIO.

EN LA TABLA IX DEL APÉNDICE, SE TIENEN LOS DATOS DE ESTE ACCESORIO, LOS CUALES SE CONOCEN TENIENDO COMO ARGUMENTO EL DIÁMETRO DE LA DESCARGA (DIMENSIÓN A). ENTRE LAS VENTAJAS DE ESTOS CODOS SE TIENE LA DE COLOCAR EN SU PARTE SUPERIOR UNA PLACA CON LAS DIMENSIONES NECESARIAS PARA INSTALAR EL MOTOR. TAMBIÉN PUEDE VARIARSE LA ALTURA H SI SE DESEA.

LA PERDIDA EN ESTE CODO ES PEQUEÑA, PERO GENERALMENTE MAYOR QUE LA OCURRIDA EN CABEZALES ESTÁNDAR (EN LOS QUE PRÁCTICAMENTE ES INSIGNIFICANTE, DEBIDO AL DISEÑO DE LOS MISMOS) Y ES CONVENIENTE CONSIDERARLA.

A CONTINUACIÓN SE CALCULARÁ H_{fcc} PARA $A = 16$ ".

HACIENDO USO DE LA GRÁFICA III DEL APÉNDICE; CON LOS ARGUMENTOS

Q=3963 gpm. Y CON EL DIAMETRO DEL CODO SE ENCUENTRAN LAS PERDIDAS QUE EN ESTE CASO RESULTA DE:

$$H_{f_{cc}} = 0.28' = 0.085 \text{ m}$$

POR LO TANTO:

$$H_{fs} = H_{fc} + H_{f_{cc}} = 0.049 \text{ m} + 0.085 \text{ m} = 0.134 \text{ m}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA (H_{fd}).

$$H_{fd} = H_p$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE
 $D = 381 \text{ mm}$

$$V = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2) = (4 \cdot 0.250) / (\pi \cdot (0.381)^2) = 2.19 \text{ m/s}$$

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re) Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (ϵ/D).

$$\epsilon/D = .00012 \quad \text{PARA } D = 16''$$

EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = (V \cdot D) / \nu$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10 °C, TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.19 \cdot 0.381) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 638400.92 = 6.4 \cdot 10^5$$

CON ϵ/D Y Re ENCONTRAMOS F EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$F = 0.0142$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0142 \cdot 4.80 \cdot (2.19)^2) / (0.381 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.044 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_p = 0.044$$

CARGA DINAMICA (Hv).

$$H_v = V^2 / (2 * g)$$

$$H_v = (2.19)^2 / (2 * 9.81) = 0.244 \text{ m}$$

SUMA DE CARGAS PARCIALES.

CARGA ESTATICA TOTAL	=	4.02 m
CARGA DE FRICCION EN LA SUCCION	=	0.134 m
CARGA DE FRICCION EN LA DESCARGA	=	0.044 m
CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA.	=	0.244 m
CARGA MANOMETRICA TOTAL	=	4.442 m

ENTRANDO A LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA 16 MF, CON:

$$H = 4.442 \text{ m} \pm 15'$$

$$Q = 3963 \text{ gpm.}$$

SE ENCUENTRAN LOS SIGUIENTES DATOS:

VELOCIDAD DE ROTACION	=	975 rpm.
EFICIENCIA	=	0.849
NUMERO DE PASOS	=	1 PASO
DIAMETRO DEL IMPULSOR	=	11"
CNSP REQUERIDA	=	16.5'

- PERDIDA MECANICA EN LA FLECHA.

$$P = (Q * H) / (76 * \eta) = (250 * 4.442) / (76 * 0.849) = 17.21 \text{ HP.}$$

SEGUN LA TABLA II, PARA 60 CICLOS, 975 rpm. Y FLECHA DE 1" DE DIAMETRO, SE TIENE UNA PERDIDA DE 0.28 HP. POR CADA 100'; POR LO TANTO:

$$L = \text{LONGITUD DE FLECHA} = \text{LONGITUD DE COLUMNA} = 4.12 \text{ m} \pm 14'$$

$$H_{pm} = 0.14 * 0.28 = 0.04 \text{ HP.}$$

$$\text{POTENCIA TOTAL} = P_t = 17.21 \text{ HP} + 0.04 \text{ HP} = 17.25 \text{ HP.}$$

CONDICION II.

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION = 18.22 m

NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA = 21.90 m

GASTO O CAPACIDAD : SE CONOCE MEDIANTE LA CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA (16 MF)

CARGA DINAMICA TOTAL (H) .

SE PUEDE ESCRIBIR QUE:

$$H = H_e + \sum H_{pe}$$

SI CONVENCIONALMENTE H_e ES LA CARGA ESTATICA Y $\sum H_{pe}$ SON LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL SISTEMA MAS LA CARGA DE VELOCIDAD.

PARA CONOCER EL GASTO QUE DA LA BOMBA SEGUN SU CURVA CARACTERISTICA, ES NECESARIO EL ARGUMENTO CARGA TOTAL (H) Y COMO EL TERMINO $\sum H_{pe}$ ES FUNCION DE DICHO GASTO, SE PROCEDERA POR TANTEOS EN EL CALCULO DE H, SUPONIENDO VALORES PARA $\sum H_{pe}$ DE LOS CUALES, EL CORRECTO SERA AQUEL QUE VERIFIQUE LA CAPACIDAD LEIDA EN LA CURVA DE LA BOMBA.

PARA APROXIMARSE AL VALOR CORRECTO DE $\sum H_{pe}$ COMO EN EL PRESENTE EJEMPLO, SE DEBERA CONSIDERAR QUE, ESTANDO LOS ELEMENTOS DE SUCCION Y DESCARGA DEFINIDOS PARA UNA CARGA MENOR, EL GASTO CRECE Y CONSECUENTEMENTE LAS PERDIDAS DE ENERGIA; POR LO TANTO, ESTAS SERAN MAYORES QUE EN LA PRIMERA CONDICION CUYO VALOR FUE DE $\sum H_{pe} = 0.422$ (0.134 + 0.044 + 0.244)

A CONTINUACION SE ANOTAN UNICAMENTE LOS VALORES DEL TANTEO DEFINITIVO YA QUE LA SECUENCIA PARA EL CALCULO DE LOS VALORES PARCIALES DE $\sum H_{pe}$ ES LA MISMA QUE LA EXPUESTA PARA LA PRIMERA CONDICION.

- CARGA ESTATICA (H_e) .

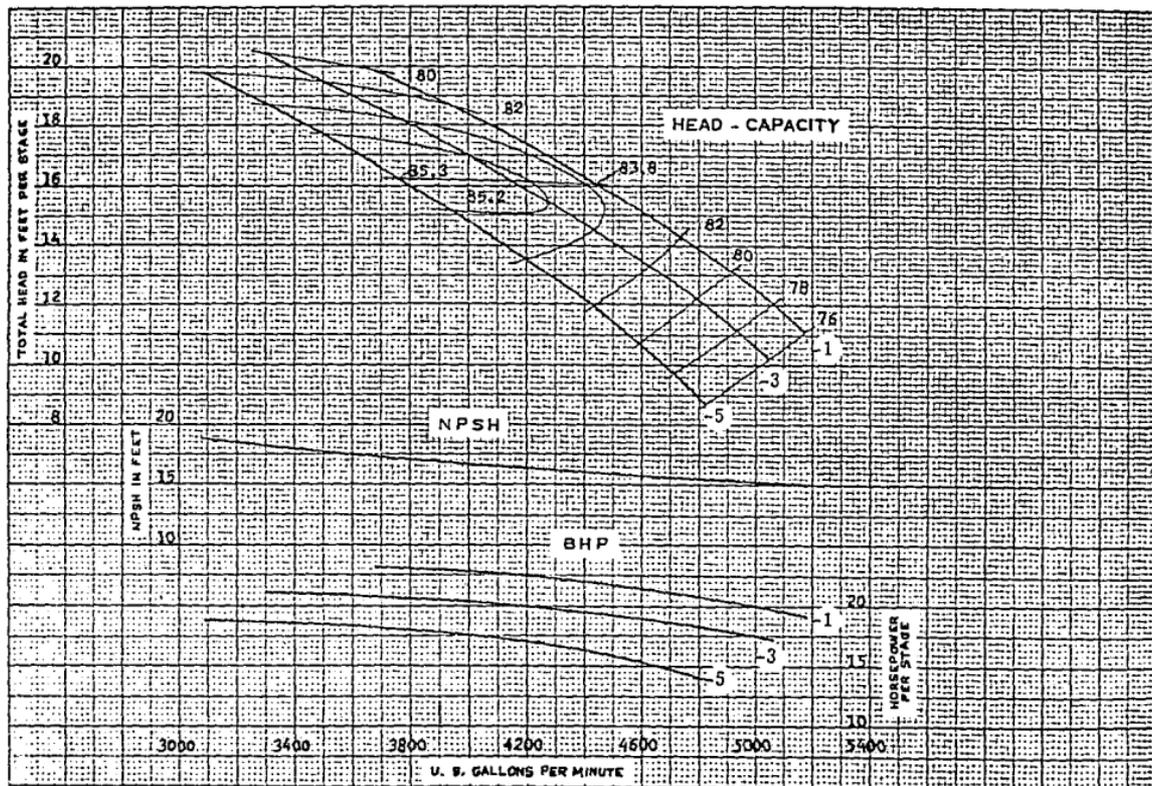
NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA = 21.90 m

NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION = 18.22 m

H_e = 3.68 m

VALOR SUPUESTO PARA $\sum H_{pe}$ = 0.47 m

CARGA TOTAL = 4.15 m



16 MF

Curve No. 2845322

Impeller No. V1858C

975 RPM

$$H = 4.14 + 14'$$

OBSERVANDO LA CURVA DE LA BOMBA 16 MF (975 rpm.) SE ENCUENTRA QUE PARA:

$$H = 14' ; Q = 4140 \text{ gpm.} + 0.261 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\eta = 0.835 ; \text{CNSP}_n = 16.5' \text{ (MENOR QUE LA MINIMA DISPONIBLE).}$$

PARA ESTE SE CASO SE TIENE:

$$H_e = 3.68 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 0.152 \text{ m}$$

$$H_{fd} = 0.048 \text{ m}$$

$$H_v = 0.267 \text{ m}$$

$$\text{CARGA DINAMICA TOTAL} = H = 4.147 \text{ m}$$

$$\sum H_{pe} = 0.467 \text{ m} + 0.46 \text{ m (SUPUESTA)}$$

$$H = 4.147 \text{ m} + 4.15 = 14'$$

$$\text{POTENCIA NECESARIA} = P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) = (261 \cdot 4.15) / (76 \cdot 0.835)$$

$$P = 17.07 \text{ HP}$$

PERDIDA DE POTENCIA EN LA FLECHA = 0.04 HP (CALCULADA ANTERIORMENTE)

$$\text{POTENCIA TOTAL} = 17.07 \text{ HP} + 0.04 \text{ HP} = 17.11 \text{ HP} + 18 \text{ HP}$$

5.4.5.4 PARA EL CARCAMO DE BOMBEO No 4.

EN EL CALCULO QUE SE EXPONE A CONTINUACION SE CONSIDERA LA BOMBA TIPO TURBINA DE FLUJO MIXTO, MODELO 20 MF; PORQUE SE ENCONTRO MAS ATRACTIVA PARA EL CASO QUE SE VIENE DESARROLLANDO.

CONDICION I.

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION} = 22.10 \text{ m}$$

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA} = 17.39 \text{ m}$$

$$\text{GASTO O CAPACIDAD} = 400 \text{ lps.} = 6340 \text{ gpm.}$$

- CARGA ESTATICA TOTAL (H_e).

$$\text{ELEVACION DEL NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA.} \quad 22.10 \text{ m.}$$

$$\text{ELEVACION DEL NIVEL DE AGUA EN LA SUCCION,} \quad 17.39 \text{ m.}$$

$$H_e = 4.71 \text{ m.}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN (Hfs).

$$H_{fs} = H_{fc} + H_{fcc}$$

DONDE: Hfc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA DE LA BOMBA.
Hfcc ---> PERDIDA POR FRICCIÓN EN EL CODO CABEZAL.

PARA EL CALCULO DE Hfc EMPLEANDO LA TABLA I DEL APENDICE, SE NECESITA CONOCER EL DIAMETRO DE LA COLUMNA Y DE LA FLECHA.

COMO EL DIAMETRO DE 18", ADOPTADO EN EL CALCULO DE LA CARGA APROXIMADA, QUEDA COMPRENDIDO DENTRO DE LOS PROPUESTOS EN ESAS TABLAS, DE ACUERDO CON EL GASTO, EL VALOR DE LA FRICCIÓN RESULTA ACEPTABLE Y EL DIAMETRO DEL TAZON 20 MF ES DE 20" CON LO CUAL HAY Poca DIFERENCIA ENTRE ESOS DIAMETROS; SE ADOPTARA EN FORMA DEFINITIVA 18" PARA LA COLUMNA DE LA BOMBA.

RESPECTO A LA FLECHA: MIRANDO LA TABLA II DEL APENDICE SE OBSERVA QUE PARA UNA VELOCIDAD DE $880 + 875$ rpm., UNA FLECHA CON DIAMETRO DE $1 \frac{3}{16}$ " ES APROPIADA HASTA PARA UNA POTENCIA DE 40.3 HP., SIENDO ESTE VALOR MAYOR QUE EL CORRESPONDIENTE AL MOTOR DE 40 HP. QUE PROBABLEMENTE SE EMPLEARA. POR LO QUE ESE DIAMETRO SERA EL ADOPTADO. NOTESE QUE LA PERDIDA MECANICA ES DE 0.35 HP., POR CADA 100' DE FLECHA: EN ESTE CASO LA LONGITUD ES RELATIVAMENTE CORTA Y LA PERDIDA SERIA MUY PEQUEÑA.

OBSERVESE QUE LA FLECHA DE $1 \frac{15}{16}$ " SUPUESTA ANTERIORMENTE ESTARIA MUY SOBRADA Y OCASIONARIA MAYORES PERDIDAS MECANICAS, SIN EMBARGO SE PODRIA ADOPTAR Y PRACTICAMENTE NO AFECTARIA EL VALOR DE LA FRICCIÓN EN LA COLUMNA. EL DIAMETRO DE LA CUBRE-FLECHA O CAMISA CORRESPONDIENTE, SE ENCUENTRA TABULADO EN LOS CATALOGOS DE FABRICANTES. EN LA TABLA VI DEL APENDICE SE ANOTAN ALGUNOS VALORES ESTANDAR.

DE ACUERDO CON LO ANTERIOR, LAS CARACTERISTICAS DE LA COLUMNA SERAN:

DIAMETRO EXTERIOR = 18"
DIAMETRO DE CAMISA = 2"
DIAMETRO DE FLECHA = 1 3/16"

Y EN ESAS CONDICIONES LA H_{fc} VALDRA:

PARA $Q = 400$ lps. = 6340 gpm. Y FLECHA DE 1 3/16" TENEMOS QUE LA PERDIDA DE CARGA POR FRICCION VALE APROXIMADAMENTE 1.8%.

$$H_{fc}' = (1.8/100) * L_c : L_c = 4.76 \text{ m}$$

$$H_{fc}' = (1.8/100) * 4.76 \text{ m} = 0.086 \text{ m}$$

PERO DEBIDO A QUE EL DIAMETRO DE LA BOMBA ES MAYOR QUE EL DIAMETRO DE LA COLUMNA, SE TIENEN QUE COLOCAR EN LA BOMBA UNA REDUCCION, POR LO QUE LA PERDIDA DE CARGA PARA ESTE ELEMENTO VA A SER:

$$H_s = (K * V^2) / (2 * g)$$

$$K = [1 - (D_1/D_2)^2]^2 \quad \text{PARA LA REDUCCION} \quad (\text{TABLA V})$$

$$K = [1 - (18/20)^2]^2 = 0.036 \text{ m}$$

$$V = (4 * Q) / (\pi * D^2) = (4 * 0.4) / (\pi * (0.4287)^2) = 2.77 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.036 * (2.77)^2) / (2 * 9.81) = 0.014 \text{ m}$$

$$H_{fc} = 0.086 \text{ m} + 0.014 \text{ m} = 0.10 \text{ m}$$

CALCULO DE H_{fcc} .

VIENDO LA TABLA VII DEL APENDICE, SE ENCUENTRA QUE UN MOTOR IEM DE 40 HP. Y A 880 rpm. + 970 rpm. TIENE UNA BASE DE 20" DE DIAMETRO Y DE ESTA MAGNITUD DEBERA SER LA PARTE SUPERIOR DEL CABEZAL DE DESCARGA PARA LOGRAR EL ACOPLAMIENTO DE AMBOS.

SI SE OBSERVA LA TABLA VIII DEL APENDICE, QUE CONTIENE LAS CARACTERISTICAS DE LOS CABEZALES DE DESCARGA (SOBRE LA SUPERFICIE) ESTANDAR, SE VERA DE LOS QUE TIENEN $BD=20"$ SOLAMENTE TIENEN DESCARGAS (J) HASTA DE 12" Y ADEMAS LAS COLUMNAS INDICADAS PARA ELLOS SON HASTA DE 14". COMO PARA EL PRESENTE CASO SE TIENEN COLUMNAS Y TUBERIAS DE DESCARGA DE 18" DE DIAMETRO, NO SE USARA CABEZAL DE DECARGA ESTANDAR, A MENOS QUE SE INSTALEN AMPLIACIONES CORRESPONDIENTES AL DE 20" X 12", LO QUE ORIGINARIA PERDIDAS DE CARGA POR ESE CONCEPTO Y EL COSTO DEBIDO A ESAS PIEZAS

ESPECIALES. LO PRACTICO EN ESTE CASO ES EMPLEAR UN CODO CABEZAL DE DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE, QUE DICHO SEA ENTRE PARENTESIS, GENERALMENTE RESULTA MAS ECONOMICO Y SU FUNCIONAMIENTO ES BASTANTE SATISFACTORIO.

EN LA TABLA IX DEL APENDICE, SE TIENEN LOS DATOS DE ESTE ACCESORIO, LOS CUALES SE CONOCEN TENIENDO COMO ARGUMENTO EL DIAMETRO DE LA DESCARGA (DIMENSION A). ENTRE LAS VENTAJAS DE ESTOS CODOS SE TIENE LA DE COLOCAR EN SU PARTE SUPERIOR UNA PLACA CON LAS DIMENSIONES NECESARIAS PARA INSTALAR EL MOTOR. TAMBIEN PUEDE VARIARSE LA ALTURA H SI SE DESEA.

LA PERDIDA EN ESTE CODO ES PEQUEÑA, PERO GENERALMENTE MAYOR QUE LA OCURRIDA EN CABEZALES ESTANDAR (EN LOS QUE PRACTICAMENTE ES INSIGNIFICANTE, DEBIDO AL DISEÑO DE LOS MISMOS) Y ES CONVENIENTE CONSIDERARLA.

A CONTINUACION SE CALCULARA H_{fcc} PARA $A = 18''$.

HACIENDO USO DE LA GRAFICA III DEL APENDICE, CON LOS ARGUMENTOS $Q=6340$ gpm. Y CON EL DIAMETRO DEL CODO SE ENCUENTRAN LAS PERDIDAS QUE EN ESTE CASO RESULTA DE:

$$H_{fcc} = 0.43' = 0.131 \text{ m}$$

POR LO TANTO:

$$H_{fs} = H_{fc} + H_{fcc} = 0.10 \text{ m} + 0.131 \text{ m} = 0.231 \text{ m}$$

- CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA (H_{fd}).

$$H_{fd} = H_s + H_p$$

PERDIDAS SECUNDARIAS (H_s).

$$H_s = (K \cdot V^2) / (2 \cdot g)$$

PARA UN TUBO DE 16" CEDULA 40, TENEMOS QUE EL DIAMETRO INTERIOR VALE

$$D = 428.7 \text{ mm}$$

$$K = 2 \cdot 15 \cdot F_t \quad \text{PARA 2 CODOS DE } 45^\circ$$

$$F_t = 0.012$$

$$K = 2 \cdot 15 \cdot 0.012 = 0.36$$

$$V = \sqrt{(4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2)} = \sqrt{(4 \cdot 0.400) / (\pi \cdot (0.4287)^2)} = 2.77 \text{ m/s}$$

$$H_s = (0.36 \cdot (2.77)^2) / (2 \cdot 9.81) = 0.141 \text{ m}$$

PERDIDAS PRIMARIAS (H_p).

$$H_p = (F \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g)$$

PARA UTILIZAR EL DIAGRAMA DE MOODY Y HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDA DE CARGA (F) TENEMOS QUE CONOCER EL NUMERO DE REYNOLDS (Re) Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (ϵ/D).

$$\epsilon/D = .00012 \quad \text{PARA } D = 16''$$

EL NUMERO DE REYNOLDS SE CALCULA CON LA SIGUIENTE ECUACION:

$$Re = (V \cdot D) / \nu$$

COMO LA TEMPERATURA DEL AGUA ES APROXIMADAMENTE DE 10°C , TENEMOS DE LA TABLA IV DEL APENDICE QUE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA A ESA TEMPERATURA VALE $1.307 \cdot 10^{-6}$

POR LO TANTO:

$$Re = (2.77 \cdot 0.4287) / (1.307 \cdot 10^{-6}) = 908568.48 \approx 9.1 \cdot 10^5$$

CON ϵ/D Y Re ENCONTRAMOS F EN EL DIAGRAMA DE MOODY:

$$F = 0.0136$$

POR LO TANTO:

$$H_p = (0.0136 \cdot 17.80 \cdot (2.77)^2) / (0.4287 \cdot 2 \cdot 9.81)$$

$$H_p = 0.221 \text{ m}$$

$$H_{fd} = H_s + H_p = 0.141 \text{ m} + 0.221 \text{ m} = 0.362 \text{ m}$$

CARGA DINAMICA (H_v).

$$H_v = V^2 / (2 \cdot g)$$

$$H_v = (2.77)^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.391 \text{ m}$$

SUMA DE CARGAS PARCIALES.

$$\text{CARGA ESTATICA TOTAL} = 4.71 \text{ m}$$

CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN	=	0.231 m
CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA	=	0.362 m
CARGA DE VELOCIDAD EN LA DESCARGA	=	0.391 m
CARGA MANOMÉTRICA TOTAL	=	5.694 m

ENTRANDO A LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA 18 MF, CON:

$$H = 5.694 \text{ m} + 19'$$

$$Q = 6340 \text{ gpm.}$$

SE ENCUENTRAN LOS SIGUIENTES DATOS:

VELOCIDAD DE ROTACIÓN	=	880 rpm.
EFICIENCIA	=	0.865
NUMERO DE PASOS	=	1 PASO
DIÁMETRO DEL IMPULSOR	=	13"
CNSP REQUERIDA	=	24'

- PERDIDA MECÁNICA EN LA FLECHA.

$$P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) = (400 \cdot 5.694) / (76 \cdot 0.865) = 34.65 \text{ HP.}$$

SEGUN LA TABLA II, PARA 60 CICLOS, 880 = 875 rpm. Y FLECHA DE 1 3/16" DE DIÁMETRO, SE TIENE UNA PERDIDA DE 0.35 HP. POR CADA 100'; POR LO TANTO:

$$L = \text{LONGITUD DE FLECHA} = \text{LONGITUD DE COLUMNA} = 4.76 \text{ m} \cdot 16'$$

$$H_{pm} = 0.16 \cdot 0.35 = 0.06 \text{ HP.}$$

$$\text{POTENCIA TOTAL} = P_t = 34.65 \text{ HP} + 0.06 \text{ HP} = 34.71 \text{ HP.}$$

CONDICION II.

$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCIÓN} = 18.02 \text{ m}$$

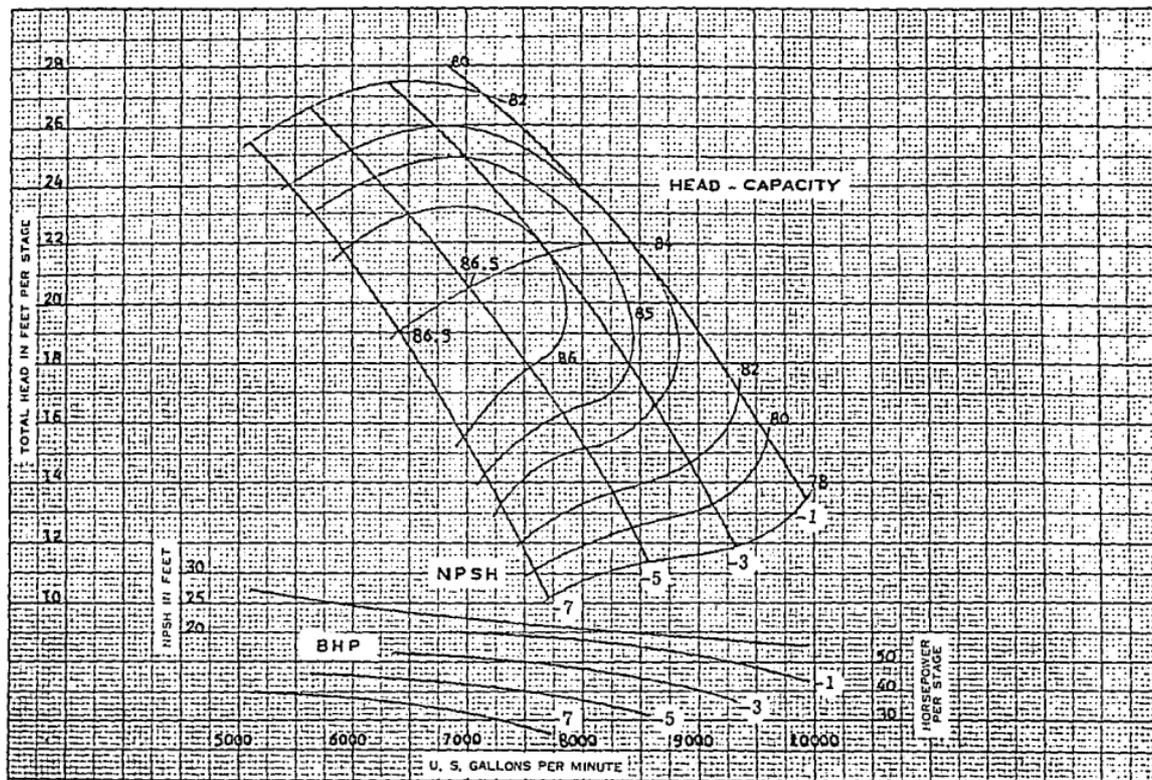
$$\text{NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA} = 22.10 \text{ m}$$

GASTO O CAPACIDAD : SE CONOCE MEDIANTE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA (20 MF)

CARGA DINÁMICA TOTAL (H).

SE PUEDE ESCRIBIR QUE:

$$H = H_e + \sum H_{pe}$$



20 MF

Curve No. 2845341

Impeller No. V2539C

880 RPM

SI CONVENCIONALMENTE H_e ES LA CARGA ESTATICA Y $\sum H_{pe}$ SON LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL SISTEMA MAS LA CARGA DE VELOCIDAD.

PARA CONOCER EL GASTO QUE DA LA BOMBA SEGUN SU CURVA CARACTERISTICA, ES NECESARIO EL ARGUMENTO CARGA TOTAL (H) Y COMO EL TERMINO $\sum H_{pe}$ ES FUNCION DE DICHO GASTO, SE PROCEDERA POR TANTEOS EN EL CALCULO DE H, SUPONIENDO VALORES PARA $\sum H_{pe}$ DE LOS CUALES, EL CORRECTO SERA AQUEL QUE VERIFIQUE LA CAPACIDAD LEIDA EN LA CURVA DE LA BOMBA.

PARA APROXIMARSE AL VALOR CORRECTO DE $\sum H_{pe}$ COMO EN EL PRESENTE EJEMPLO, SE DEBERA CONSIDERAR QUE, ESTANDO LOS ELEMENTOS DE SUCCION Y DESCARGA DEFINIDOS PARA UNA CARGA MENOR, EL GASTO CRECE Y CONSECUENTEMENTE LAS PERDIDAS DE ENERGIA; POR LO TANTO, ESTAS SERAN MAYORES QUE EN LA PRIMERA CONDICION CUYO VALOR FUE DE $\sum H_{pe} = 0.984 (0.231 + 0.362 + 0.391)$

A CONTINUACION SE ANOTAN UNICAMENTE LOS VALORES DEL TANTEO DEFINITIVO YA QUE LA SECUENCIA PARA EL CALCULO DE LOS VALORES PARCIALES DE $\sum H_{pe}$ ES LA MISMA QUE LA EXPUESTA PARA LA PRIMERA CONDICION.

- CARGA ESTATICA (H_e).

NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA	=	22.10	m	
NIVEL DEL AGUA EN LA SUCCION	=	18.02	m	
	H_e	=	4.08	m
VALOR SUPUESTO PARA $\sum H_{pe}$	=	1.11	m	
CARGA TOTAL	=	5.19	m	

$$H = 5.19 + 17'$$

OBSERVANDO LA CURVA DE LA BOMBA 20 MF SE ENCUENTRA QUE PARA:

$$H = 17' ; Q = 6750 \text{ gpm. } \approx 0.426 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\eta = 0.862 ; \text{ CNSP}_n = 23' \text{ (MENOR QUE LA MINIMA DISPONIBLE).}$$

PARA ESTE SE CASO SE TIENE:

	H_e	=	4.08	m
	H_{fs}	=	0.258	m
	H_{fd}	=	0.411	m
	H_v	=	0.444	m
CARGA DINAMICA TOTAL = H	=	5.193	m	

$\Sigma H_{pe} = 1.113 \text{ m} + 1.11 \text{ m}$ (SUPUESTA)

$H = 5.193 \text{ m} + 5.19 = 17'$

POTENCIA NECESARIA = $P = (Q \cdot H) / (76 \cdot \eta) = (426 \cdot 5.19) / (76 \cdot 0.862)$

$P = 33.75 \text{ HP}$

PERDIDA DE POTENCIA EN LA FLECHA = 0.06 HP (CALCULADA ANTERIORMENTE)

POTENCIA TOTAL = $33.75 \text{ HP} + 0.06 \text{ HP} = 33.81 \text{ HP} \approx 34 \text{ HP}$

5.5 RATIFICACION DEL TIPO DE BOMBA ELEGIDA.

LA VELOCIDAD ESPECIFICA SE CALCULA CON LA ECUACION VISTA EN EL TEMA 2.6 (CAPITULO II), QUE ES LA SIGUIENTE:

$$Ns = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

PARA EL CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 1, TENEMOS QUE:

$N = 1175 \text{ rpm.}$

$Q = 4200 \text{ gpm.}$

$H = 5.456 \text{ m} = 17.90 \text{ ft.}$

SUSTITUYENDO VALORES:

$Ns = (1175 \cdot 4200^{0.5}) / 17.90^{0.75} = 8750.29 \text{ rpm.}$

$Ns = 8750 \text{ rpm.}$

PARA EL CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 2, TENEMOS QUE:

$N = 1180 \text{ rpm.}$

$Q = 3963 \text{ gpm.}$

$H = 5.820 \text{ m} = 19.09 \text{ ft}$

$Ns = (1180 \cdot 3963^{0.5}) / 19.09^{0.75} = 8133.73 \text{ rpm.}$

$Ns = 8134 \text{ rpm.}$

PARA EL CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 3, TENEMOS QUE:

$N = 975 \text{ rpm.}$

$Q = 3963 \text{ gpm.}$

$H = 4.442 \text{ m} = 14.60 \text{ ft}$

$$N_s = (975 * 3963^{0.5}) / 14.60^{0.75} = 8217.73 \text{ rpm.}$$

$$N_s = 8218 \text{ rpm.}$$

PARA EL CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 4, TENEMOS QUE:

$$N = 880 \text{ rpm.}$$

$$Q = 6340 \text{ gpm.}$$

$$H = 5.694 \text{ m} = 18.68 \text{ ft}$$

$$N_s = (880 * 6340^{0.5}) / 18.68^{0.75} = 7798.20 \text{ rpm.}$$

$$N_s = 7799 \text{ rpm.}$$

DE ACUERDO CON LA TABLA VISTA EN EL CAPITULO I, EL VALOR DE ESTAS VELOCIDADES ESPECIFICAS QUEDAN COMPRENDIDAS ENTRE LOS CORRESPONDIENTES A LAS BOMBAS CON IMPULSORES DE FLUJO MIXTO. COMO LAS BOMBAS 16 MF, 18 MF Y 20 MF SON DE ESTE TIPO, PUEDE DECIRSE QUE, EN LO QUE A VELOCIDAD ESPECIFICA SE REFIERE, LA ELECCION DEL MODELO ES BUENA.

NOTESE QUE LOS VALORES DEL N_s DE LOS CARCAMOS 1, 2 Y 3 SOBREPASAN EL VALOR ESTIMADO PARA LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO, PERO OBSERVANDO EL CATALOGO DE BOMBAS PERLESS SE OBSERVA QUE LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO TIENEN UN RANGO DE VELOCIDADES ESPECIFICAS DE 4,000 A 10,000 rpm. (DEBIDO A LAS CARACTERISTICAS DE SU CONSTRUCCION), POR LO QUE SE RECOMIENDA UTILIZAR BOMBAS DE FLUJO MIXTO, ADEMAS DE QUE SU RENDIMIENTO ES EL SATISFACTORIO.

5.6 ELECCION DEL MOTOR.

ORDINARIAMENTE EN PROBLEMAS DE RIEGO POR BOMBEO LOS ELEMENTOS DE IMPULSION EMPLEADOS PARA LAS BOMBAS SON LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA Y LOS ELECTRICOS DE CORRIENTE ALTERNA. EXISTEN OTROS ELEMENTOS PARA EL MISMO OBJETO COMO LAS TURBINAS, YA SEAN DE VAPOR O HIDRAULICAS QUE NO SE USAN EN NUESTRO MEDIO Y QUE SON MAS PROPIAS PARA INSTALACIONES INDUSTRIALES. OCASIONALMENTE UN MOTOR DE TRACTOR ENLAZADO CON LA BOMBA MEDIANTE UNA BANDA TAMBIEN PUEDE SER UTIL, PERO ESTA FORMA SE LIMITA A PROYECTOS PEQUEÑOS Y PROVISIONALES.

ORDINARIAMENTE SI SE TIENE LA POSIBILIDAD DE CONTAR CON ENERGIA ELECTRICA SUFICIENTE ES CASI SEGURO QUE RESULTE MAS CONVENIENTE EL EMPLEO DE MOTORES DE ELECTRICOS; CUANDO NO SEA ASI, SERAN UTILES LOS DE COMBUSTION. SIN EMBARGO, EN OCACIONES AUN CONTANDO CON ENERGIA ELECTRICA EN LA ZONA DEL PROYECTO PUDIERA RESULTAR MEJOR DESDE EL PUNTO DE VISTA ECONOMICO, EL EMPLEO DE MOTORES DE COMBUSTION TOMANDO EN CUENTA LOS GASTOS DE OPERACION AL CONSIDERAR LAS TARIFAS DEL CONSUMO ELECTRICO Y EL PROGRAMA DE RIEGO, YA QUE HABRIA MESES EN QUE NO SEA NECESARIO REGAR Y SI SE DEBERA PAGAR LA CUOTA FIJA POR ELECTRIFICACION, ETC., POR LO CUAL Y EN GENERAL SE RECOMIENDA SIEMPRE HACER UN ESTUDIO ECONOMICO COMPARATIVO PARA ESCOGER CON MEJOR BASE, EL TIPO DE ELEMENTOS MOTRICES.

EN EL PROYECTO QUE SE ESTA REALIZANDO EL EQUIPAMIENTO MECANICO, EL RIEGO SE REALIZA DIARIAMENTE Y CON UN PORCENTAJE DE UTILIZACION CONSIDERABLE, PARA ESTE CASO ES MAS CONVENIENTE UTILIZAR EQUIPO ELECTRICO.

MOTORES ELECTRICOS.

COMO PARA LA OPERACION DE UNA BOMBA NO SE REQUIERE INICIALMENTE TODA LA POTENCIA SOLICITADA TRABAJANDO EL MOTOR A PLENA CARGA, COMO SUCEDE CON OTROS TIPOS DE MAQUINAS (UNA GRUA POR EJEMPLO); LOS MOTORES MAS APROPIADOS Y QUE GENERALMENTE SE PREFIEREN SON LOS DE INDUCCION LLAMADOS TIPO "JAULA DE ARDILLA" CON PAR DE ARRANQUE NORMAL, YA SEA DE EJE VERTICAL U HORIZONTAL PARA CONECTARSE A LA BOMBA RESPECTIVA. DEBIDO A QUE EN ESTE TIPO DE MOTOR, LA CORRIENTE ABSORVIDA EN EL ARRANQUE ES EN GENERAL DE 5 A 7 VECES MAS QUE LA QUE NORMALMENTE SE UTILIZA, UNA VEZ ESTABLECIDO EL REGIMEN DE TRABAJO A PLENA CARGA; CON EL OBJETO DE PROTEGER AL MOTOR Y A LA INSTALACION, PARA ARRANCARLO (PUEDE LLEGAR A QUEMARSE EL MOTOR POR LA CORRIENTE INTENSA EN EL INICIO DEL TRABAJO) SE EMPLEAN LOS APARATOS LLAMADOS COMPENSADORES O ARRANCADORES DE VOLTAJE REDUCIDO YA SEAN MANUALES O AUTOMATICOS, GENERALMENTE MANUALES, DADA LA FORMA EN QUE SE OPERAN LAS BOMBAS. EN GENERAL, LOS MOTORES ELECTRICOS EMPLEADOS EN NUESTRO PAIS ESTAN DE ACUERDO CON LA CLASIFICACION DE LA "NATIONAL ELECTRIC MANUFACTURERS ASSOCIATION (NEMA)"; ESTA ASOCIACION LOS CLASIFICA MEDIANTE LETRAS, SEGUN LA RELACION

ENTRE LA INTENSIDAD DE LA CORRIENTE DE ARRANQUE Y LA NOMINAL; Y ASI EXISTEN SEIS CLASES DESIGNADAS POR LAS LETRAS A, B, C, D, E Y F. ESTAS LETRAS FIGURAN EN LA PLACA DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES POR MEDIO DE ELLAS SE DETERMINAN LA CAPACIDAD DE LOS CORTACIRCUITOS, FUSIBLES O OTROS APARATOS DE PROTECCION DEL MOTOR. EN OCASIONES LOS DATOS SON SOLICITADOS AL FABRICANTE O SE PUEDEN VER SUS CATALOGOS CORRESPONDIENTES.

LOS MOTORES CON ROTOR TIPO "JAULA DE ARDILLA" PREFERIDOS SON LOS QUE ESTAN DISEÑADOS PARA DAR SERVICIO A LA INTEMPERIE (MOTOR PARA INTEMPERIE) Y A PRUEBA DE GOTE, ELIMINANDOSE CON ESTA PREFERENCIA LAS CASETAS DE PROTECCION, PRINCIPALMENTE PARA EL AGUA DE LLUVIA, Y ADEMAS SE CONSIGUE UNA MEJOR VENTILACION; SIN EMBARGO, EN REGIONES CALIDAS, OCASIONALMENTE SE HACEN NECESARIAS CASETAS PARA DARLE SOMBRA AL MOTOR; PERO ESTO DEPENDERA DE LA TEMPERATURA AMBIENTE Y LA DE TRABAJO DEL MOTOR ESPECIFICADA POR EL FABRICANTE.

EN BOMBAS VERTICALES LO COMUN ES USAR MOTORES CON FLECHA HUECA PORQUE OFRECEN LA VENTAJA DE PODER INTRODUCIR EN ESTA LA FLECHA DE LA BOMBA Y SUJETARLA EN LA PARTE SUPERIOR DEL MOTOR CON UN ADITAMENTO LLAMADO "TUERCA DE AJUSTE", PORQUE SIRVE PARA AJUSTAR LA POSICION CORRECTA DE LOS IMPULSORES. CUANDO SE EMPLEA MOTORES CON FLECHA MACIZA SERA NECESARIO UN COPLE FLEXIBLE; PERO ESTE SISTEMA, PARA ESTOS CASOS HA CAIDO EN DESUSO.

PREVINIENDO EL PERJUICIO QUE SE PUEDE TENER EN LOS INTERIORES DE UNA BOMBA, AL GIRAR CON MOVIMIENTO DE ROTACION INVERSO AL NORMAL POR EL HECHO DE REGRESARSE LA MASA DE AGUA, COMO CONSECUENCIA DE UN PARO SUBITO OCASIONADO POR CUALQUIER CIRCUNSTANCIA; GENERALMENTE LOS MOTORES SE SOLICITAN EQUIPADOS CON UN DISPOSITIVO LLAMADO "TRINQUETE DE NO RETROCESO" EL CUAL EVITA QUE LA BOMBA GIRE EN SENTIDO CONTRARIO. SIN EMBARGO, PERSONAS CON EXPERIENCIA EN PROBLEMAS DE BOMBEO CONSIDERAN QUE OCASIONALMENTE PUEDE PRESCINDIRSE DE ESTE DISPOSITIVO TRATANDOSE DE BOMBAS EN LAS QUE LOS ESPACIOS LIBRES QUE EXISTEN ENTRE EL IMPELENTES Y SU CAJA, NO SEAN PEQUEÑOS Y ADEMAS CUANDO EL VOLUMEN DE AGUA O LA CARGA QUE PUEDE PRODUCIR EL MOVIMIENTO INVERSO NO SEAN DE VALOR CONSIDERABLE; COMO POR EJEMPLO: EN DESCARGAS INMEDIATAS CON COLUMNA DE SUCCION RELATIVAMENTE CORTAS; EN

INSTALACIONES QUE TENGAN UNA VALVULA DE RETENCION CERCA DE LA BOBA, ETC.. EN ESTOS EJEMPLOS, SI LA BOMBA LLEGARA A TRABAJAR COMO TURBINA SE CONSIGUE UNA ESPECIE DE LAVADO EN SU INTERIOR QUE RESULTA BENEFICIOSO.

ES FRECUENTE QUE EN LO RELATIVO A MOTORES ELECTRICOS, SE HABLE DE "VELOCIDAD SINCRONICA" Y DE "VELOCIDAD REAL A PLENA CARGA". LA PRIMERA SE REFIERE A LA VELOCIDAD DE GIRO DEL CAMPO MAGNETICO DEL INDUCTOR O ESTATOR Y LA SEGUNDA ES LA VELOCIDAD DE ROTACION DEL INDUCIDO O DEL ROTOR. EL VALOR DE ESTA ULTIMA, QUE ES LA QUE REALMENTE INTERESA, ES MENOR QUE EL DE LA SINCRONICA.

A LA DIFERENCIA DE ESTAS VELOCIDADES SE LES LLAMA "DESLIZAMIENTO DEL MOTOR" Y SIEMPRE SE TIENE, YA QUE SI NO FUERA ASI, EL MOVIMIENTO CESARIA TOMANDO EN CUENTA EL PRINCIPIO DE LOS MOTORES DE INDUCCION.

EL VALOR DE LA VELOCIDAD SINCRONA N' , SE CALCULA CON LA SIGUENTE EXPRESION:

$$N' = \frac{60 f}{P} \quad \text{EN rpm.}$$

SIENDO 60 EL NUMERO DE SUGUNDOS DE UN MINUTO, f = FRECUENCIA DE LA CORRIENTE ELECTRICA Y P = NUMERO DE PARES DE POLOS EN EL ESTATOR DEL MOTOR.

SI s ES EL DESLIZAMIENTO EXPRESADO EN % (COMO FRACCION DE LA UNIDAD) DE LA VELOCIDAD SINCRONA, Y N REPRESENTA LA VELOCIDAD REAL, ES CLARO QUE:

$$N = \frac{60 f}{P} (1 - s)$$

" s " A PLENA CARGA VARIA DE 1% AL 10% SEGUN EL TIPO Y POTENCIA DEL MOTOR.

COMO LA VELOCIDAD DEL MOTOR ELECTRICO NO ES REGULABLE, LOS FABRICANTES DE BOMBAS CONSIDERAN LAS VELOCIDADES COMERCIALES REALES PARA FORMAR SUS CURVAS CARACTERISTICAS. EN OCASIONES PARA QUE UN DETERMINADO TIPO DE BOMBA OFREZCA EL SERVICIO DESEADO (GASTO, CARGA Y EFICIENCIA) PARA

LA MISMA VELOCIDAD EN NECESARIO VARIAR EL ANGULO DE LAS ASPAS DEL IMPULSOR O RECORTAR UN POCO DICHAS ASPAS PERO DENTRO DE LOS LIMITES SEÑALADOS POR EL FABRICANTE.

EL MOTOR ELEGIDO PARA UNA BOMBA, SE BUSCARA EN LOS CATALOGOS DE MOTORES ELECTRICOS EN LA FORMA EN QUE SE EXPUSO AL TRATAR EL EJEMPLO DE LA ELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO EN PAGINAS ANTERIORES, UNA VEZ QUE SE HAYA CALCULADO LA POTENCIA TOTAL SOLICITADA POR EL EQUIPO.

LOS DATOS QUE DEBERAN SEÑALARSE AL SOLICITAR UNA COTIZACION SERAN: CARACTERISTICAS DE LA CORRIENTE DISPONIBLE, CICLAJE, VOLTAJE, LUGAR DE OPERACION, TIPO DE MOTOR, VELOCIDAD, POTENCIA Y EMPUJE AXIAL; TAMBIEN DEBERAN INDICARSE EL TIPO REQUERIDO DE ARRANCADOR Y DISPOSITIVOS PARA SU PROTECCION EN GENERAL.

5.6.1 CARGA AXIAL Y CAPACIDAD DE LOS MOTORES.

5.6.1.1 PARA EL PRIMER CARCAMO.

**** EMPUJE AXIAL QUE DEBE SOPORTAR CADA MOTOR DEL CARCAMO No 1.**

REPRESENTANDO POR E_{ah} E_{am} AL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO Y MECANICO RESPECTIVAMENTE, EL VALOR E_a SERA:

$$E_a = E_{ah} + E_{am} \quad 5.1$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO (E_{ah}).

GENERALMENTE LOS FABRICANTES LO EXPRESAN EN LA SIGUIENTE FOEMA:

$$E_{ah} = KWH \quad 5.1A$$

EN ESTA IGUALDAD:

K ---> CONSTANTE PARA CADA BOMBA, CUYO VALOR DEPENDE DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA MISMA, ASI COMO DEL DISEÑO

DEL FABRICANTE. SE PUEDE VER EN LOS CATALOGOS
CORRESPONDIENTES.

PARA LA 16 MF; K = 49

W ---> DENSIDAD DEL LIQUIDO BOMBEADO. PARA EL CASO DEL
AGUA; W = 1

H ---> CARGA MANOMETRICA TOTAL EN PIES. PARA ESTE CASO
H = 18'

SUSTITUYENDO VALORES EN LA 5.1A

Eah = $49 \cdot 1 \cdot 18 = 882$ Lbs.

VALOR DEL EMPUJE AXIAL MECANICO (Eam).

$$Eam = Pfc + Pfi + Pi$$

DETERMINACION DEL VALOR DE CADA TERMINO.

Pfc --> PESO DE LA FLECHA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

DIAMETRO = 1" Y PESA 2.77 Lbs.

LONGITUD.- SE CONSIDERA IGUAL A LA LONGITUD DE LA COLUMNA DE SUCCION,
MAS LA ALTURA DEL CABEZAL DE DESCARGA ELEGIDO, MAS LA ALTURA DEL
MOTOR CORRESPONDIENTE. LOS DATOS REQUERIDOS A ESTOS ELEMENTOS ESTAN
ANOTADOS EN TABLAS RELATIVOS A ELLOS.

POR LO TANTO.

Lc = 4.70 m

ALT. CABEZAL (H) = 38" = 0.97 m (TABLA IX)

ALT. MOTOR = 0.60 m (DATO DEL FABRICANTE)
6.27 m

L = 6.27 m = 20.57'

LUEGO:

Pfc = $20.57 \cdot 2.77 = 56.98$ Lbs.

Pfi ---> PESO DE LA FLECHA EN EL CUERPO DE IMPULSORES.

DIAMETRO = 1 1/2" Y PESA 6.21 Lbs/pie.

LONGITUD.- SE CONSIDERA EL VALOR "M" (EN REALIDAD ES UN POCO
MENOR) SEGUN LA TABLA IX Y TRATANDOSE DE UN SOLO PASO. TRATANDOSE
DE VARIOS IMPULSORES, TAMBIEN HABRA QUE TOMAR EN CUENTA "N" DE LA
MISMA TABLA.

POR LO TANTO. $M = 26 \frac{1}{2}'' = 2.21'$

$$P_{fi} = 2.21 * 6.21 = 13.72 \text{ Lbs.}$$

Pi ---> PESO DE IMPULSORES.

TAMBIEN ES DATO PROPORCIONADO POR EL FABRICANTE. PARA ESTE CASO:

1 IMPULSOR 16 MF PESA APROXIMADAMENTE 48 Lbs.

POR LO TANTO $P_i = 48 \text{ Lbs.}$

LUEGO:

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i = 56.98 + 13.72 + 48 = 118.70 \text{ Lbs.}$$

$$E_{ah} = 882 \text{ Lbs.}$$

POR LO TANTO.

$$E_a = E_{ah} + E_{am} = 882 + 118.70 = 1000.70 \text{ Lbs} = 454.86 \text{ Kg.}$$

SE CONSIDERARA $E_a = 500 \text{ Kg.}$

POR LO TANTO EL MOTOR ELECTRICO PARA ESTA BOMBA DEBERA SER CAPAZ DE SOPORTAR COMO MINIMO UN EMPUJE VERTICAL DE 500 Kg.

**** CAPACIDAD DEL MOTOR.**

LOS VALORES DE LA POTENCIA REQUERIDA SON:

$$\text{CONDICION I} \quad P = 22.83 \text{ HP.}$$

$$\text{CONDICION II} \quad P = 21.75 \text{ HP.}$$

COMO LA POTENCIA DEL MOTOR DEBERA SER IGUAL O MAYOR QUE LA MAXIMA QUE DEMANDA LA BOMBA, SE ELIGIRA UN MOTOR COMERCIAL CON UNA CAPACIDAD DE 25 hp Y PARA UN EMPUJE AXIAL MINIMO DE 500 Kg

GENERALMENTE EL FACTOR DE SERVICIO PARA ESTOS MOTORES ES 1.15 POR LO TANTO, EN UN MOMENTO DADO SE PODRIA PROPORCIONAR UNA POTENCIA DE:

$$P' = 1.15 * 25 = 28.75 \text{ HP.}$$

$$P' = 29 \text{ HP.}$$

OTRAS CARACTERISTICAS DE ESTE MOTOR ATENDIENDO A LOS DATOS DEL

PROYECTO SERAN: EJE VERTICAL, TIPO JAULA DE ARDILLA, SERVICIO PARA INTEMPERIE, PARA CORRIENTE ELECTRICA DE 60 CICLOS, 3 FASES Y VELOCIDAD DE 1175 rpm.

PARA ENCONTRAR EL MODELO DEL MOTOR QUE REUNA LAS CARACTERISTICAS DESEADAS, SE DEBERA CONSULTAR EL CATALOGO DE LOS FABRICANTES CORRESPONDIENTES. POR OTRA PARTE, ES CONVENIENTE ASESORARSE DE LOS FABRICANTES PARA ELEGIR LOS DISPOSITIVOS DE ARRANQUE Y CONTROL DE ESTOS APARATOS, MIENTRAS NO SE TENGA LA EXPERIANCIA RESPECTIVA.

5.6.1.2 PARA EL SEGUNDO CARCAMO.

**** EMPUJE AXIAL QUE DEBE SOPORTAR CADA MOTOR DEL CARCAMO No II.**

REPRESENTANDO POR E_{ah} E_{am} AL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO Y MECANICO RESPECTIVAMENTE, EL VALOR E_a SERA:

$$E_a = E_{ah} + E_{am} \quad 5.1$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO (E_{ah}).

GENERALMENTE LOS FABRICANTES LO EXPRESAN EN LA SIGUIENTE FOEMA:

$$E_{ah} = KWH \quad 5.1A$$

EN ESTA IGUALDAD:

K ---> CONSTANTE PARA CADA BOMBA, CUYO VALOR DEPENDE DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA MISMA, ASI COMO DEL DISEÑO DEL FABRICANTE. SE PUEDE VER EN LOS CATALOGOS CORRESPONDIENTES.

PARA LA 16 MFAH; $K = 39$

W ---> DENSIDAD DEL LIQUIDO BOMBEADO. PARA EL CASO DEL AGUA; $W = 1$

H ---> CARGA MANOMETRICA TOTAL EN PIES. PARA ESTE CASO $H = 19'$

SUSTITUYENDO VALORES EN LA 5.1A

$$E_{ah} = 39 \times 1 \times 19 = 741 \text{ Lbs.}$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL MECANICO (E_{am}).

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i$$

DETERMINACION DEL VALOR DE CADA TERMINO.

P_{fc} --> PESO DE LA FLECHA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

DIAMETRO = 1" Y PESA 2.77 Lbs.

LONGITUD.- SE CONSIDERA IGUAL A LA LONGITUD DE LA COLUMNA DE SUCCION, MAS LA ALTURA DEL CABEZAL DE DESCARGA ELEGIDO, MAS LA ALTURA DEL MOTOR CORRESPONDIENTE. LOS DATOS REQUERIDOS A ESTOS ELEMENTOS ESTAN ANOTADOS EN TABLAS RELATIVOS A ELLOS.

POR LO TANTO.

$$L_c = 5.14 \text{ m}$$

$$\text{ALT. CABEZAL (H)} = 38" = 0.97 \text{ m}$$

(TABLA IX)

$$\text{ALT. MOTOR} = 0.60 \text{ m (DATO DEL FABRICANTE)}$$

$$6.71 \text{ m}$$

$$L = 6.71 \text{ m} = 22'$$

LUEGO:

$$P_{fc} = 22 \times 2.77 = 60.94 \text{ Lbs.}$$

P_{fi} ---> PESO DE LA FLECHA EN EL CUERPO DE IMPULSORES.

DIAMETRO = 1 3/16" Y PESA 3.92 Lbs/pie.

LONGITUD.- SE CONSIDERA EL VALOR "M" (EN REALIDAD ES UN POCO MENOR) SEGUN LA TABLA IX Y TRATANDOSE DE UN SOLO PASO. TRATANDOSE DE VARIOS IMPULSORES, TAMBIEN HABRA QUE TOMAR EN CUENTA "N" DE LA MISMA TABLA.

POR LO TANTO. $M = 23" = 1.92'$

$$P_{fi} = 1.92 \times 3.92 = 7.53 \text{ Lbs.}$$

P_i ---> PESO DE IMPULSORES.

TAMBIEN ES DATO PROPORCIONADO POR EL FABRICANTE. PARA ESTE CASO:

1 IMPULSOR 16 MPAH PESA APROXIMADAMENTE 33 Lbs.

POR LO TANTO $P_i = 33$ Lbs.

LUEGO:

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i = 60.94 + 7.53 + 33 = 101.47 \text{ Lbs.}$$

$$E_{ah} = 741 \text{ Lbs.}$$

POR LO TANTO.

$$E_a = E_{ah} + E_{am} = 741 + 101.47 = 842.47 \text{ Lbs} = 382.94 \text{ Kg.}$$

SE CONSIDERARA $E_a = 400$ Kg.

POR LO TANTO EL MOTOR ELECTRICO PARA ESTA BOMBA DEBERA SER CAPAZ DE SOPORTAR COMO MINIMO UN EMPUJE VERTICAL DE 400 Kg.

**** CAPACIDAD DEL MOTOR.**

LOS VALORES DE LA POTENCIA REQUERIDA SON:

$$\text{CONDICION I} \quad P = 22.02 \text{ HP.}$$

$$\text{CONDICION II} \quad P = 21.53 \text{ HP.}$$

COMO LA POTENCIA DEL MOTOR DEBERA SER IGUAL O MAYOR QUE LA MAXIMA QUE DEMANDA LA BOMBA, SE ELIGIRA UN MOTOR COMERCIAL CON UNA CAPACIDAD DE 25 hp Y PARA UN EMPUJE AXIAL MINIMO DE 400 Kg

GENERALMENTE EL FACTOR DE SERVICIO PARA ESTOS MOTORES ES 1.15 POR LO TANTO, EN UN MOMENTO DADO SE PODRIA PROPORCIONAR UNA POTENCIA DE:

$$P' = 1.15 \cdot 25 = 28.75 \text{ HP.}$$

$$P' = 29 \text{ HP.}$$

OTRAS CARACTERISTICAS DE ESTE MOTOR ATENDIENDO A LOS DATOS DEL PROYECTO SERAN: EJE VERTICAL, TIPO JAULA DE ARDILLA, SERVICIO PARA INTEMPERIE, PARA CORRIENTE ELECTRICA DE 60 CICLOS, 3 FASES Y VELOCIDAD DE 1180 rpm.

PARA ENCONTRAR EL MODELO DEL MOTOR QUE REUNA LAS CARACTERISTICAS DESEADAS, SE DEBERA CONSULTAR EL CATALOGO DE LOS FABRICANTES CORRESPONDIENTES. POR OTRA PARTE, ES CONVENIENTE ASESORARSE DE LOS

FABRICANTES PARA ELEGIR LOS DISPOSITIVOS DE ARRANQUE Y CONTROL DE ESTOS APARATOS, MIENTRAS NO SE TENGA LA EXPERIANCIA RESPECTIVA.

5.6.1.3 PARA EL TERCER CARCAMO DE BOMBEO.

**** EMPUJE AXIAL QUE DEBE SOPORTAR CADA MOTOR DEL CARCAMO No III.**

REPRESENTANDO POR E_{ah} E_{am} AL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO Y MECANICO RESPECTIVAMENTE, EL VALOR E_a SERA:

$$E_a = E_{ah} + E_{am} \quad 5.1$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO (E_{ah}).

GENERALMENTE LOS FABRICANTES LO EXPRESAN EN LA SIGUIENTE FOEMA:

$$E_{ah} = KWH \quad 5.1A$$

EN ESTA IGUALDAD:

K ---> CONSTANTE PARA CADA BOMBA, CUYO VALOR DEPENDE DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA MISMA, ASI COMO DEL DISEÑO DEL FABRICANTE. SE PUEDE VER EN LOS CATALOGOS CORRESPONDIENTES.

PARA LA 16 MF; $K = 49$

W ---> DENSIDAD DEL LIQUIDO BOMBEADO. PARA EL CASO DEL AGUA; $W = 1$

H ---> CARGA MANOMETRICA TOTAL EN PIES. PARA ESTE CASO $H = 15'$

SUSTITUYENDO VALORES EN LA 5.1A

$$E_{ah} = 49 \cdot 1 \cdot 15 = 735 \text{ Lbs.}$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL MECANICO (E_{am}).

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i$$

DETERMINACION DEL VALOR DE CADA TERMINO.

Pfc --> PESO DE LA FLECHA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

DIAMETRO = 1" Y PESA 2.77 Lbs.

POR LO TANTO.

Lc = 4.12 m

ALT. CABEZAL (H) = 38" = 0.97 m (TABLA IX)

ALT. MOTOR = 0.60 m (DATO DEL FABRICANTE)

5.69 m

L = 5.69 m = 18.66'

LUEGO:

Pfc = 18.66 * 2.77 = 51.69 Lbs.

Pfi ---> PESO DE LA FLECHA EN EL CUERPO DE IMPULSORES.

DIAMETRO = 1 1/2" Y PESA 6.21 Lbs

POR LO TANTO. M = 26 1/2" = 2.21'

Pfi = 2.21 * 6.21 = 13.72 Lbs.

Pi ---> PESO DE IMPULSORES.

TAMBIEN ES DATO PROPORCIONADO POR EL FABRICANTE. PARA ESTE CASO:

1 IMPULSOR 16 MF PESA APROXIMADAMENTE 48 Lbs.

POR LO TANTO Pi = 48 Lbs.

LUEGO:

Eam = Pfc + Pfi + Pi = 51.69 + 13.72 + 48 = 113.41 Lbs.

Eah = 735 Lbs.

POR LO TANTO.

Ea = Eah + Eam = 735 + 113.41 = 848.41 Lbs = 385.64 Kg.

SE CONSIDERARA Ea = 400 Kg.

POR LO TANTO EL MOTOR ELECTRICO PARA ESTA BOMBA DEBERA SER CAPAZ DE SOPORTAR COMO MINIMO UN EMPUJE VERTICAL DE 400 Kg.

** CAPACIDAD DEL MOTOR.

LOS VALORES DE LA POTENCIA REQUERIDA SON:

CONDICION I P = 17.72 HP.

CONDICION II

P = 16.30 HP.

COMO LA POTENCIA DEL MOTOR DEBERA SER IGUAL O MAYOR QUE LA MAXIMA QUE DEMANDA LA BOMBA, SE ELIGIRA UN MOTOR COMERCIAL CON UNA CAPACIDAD DE 20 HP Y PARA UN EMPUJE AXIAL MINIMO DE 400 Kg

GENERALMENTE EL FACTOR DE SERVICIO PARA ESTOS MOTORES ES 1.15 POR LO TANTO, EN UN MOMENTO DADO SE PODRIA PROPORCIONAR UNA POTENCIA DE:

$$P' = 1.15 * 20 = 23 \text{ HP.}$$

$$P' = 23 \text{ HP.}$$

OTRAS CARACTERISTICAS DE ESTE MOTOR ATENDIENDO A LOS DATOS DEL PROYECTO SERAN: EJE VERTICAL, TIPO JAULA DE ARDILLA, SERVICIO PARA INTEMPERIE, PARA CORRIENTE ELECTRICA DE 60 CICLOS, 3 FASES Y VELOCIDAD DE 975 rpm.

5.6.1.4 PARA EL CUARTO CARGAMO DE BOMBEO.

**** EMPUJE AXIAL QUE DEBE SOPORTAR CADA MOTOR DEL CARGAMO No IV.**

REPRESENTANDO POR E_{ah} E_{am} AL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO Y MECANICO RESPECTIVAMENTE, EL VALOR E_a SERA:

$$E_a = E_{ah} + E_{am} \quad 5.1$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL HIDRAULICO (E_{ah}).

GENERALMENTE LOS FABRICANTES LO EXPRESAN EN LA SIGUIENTE FOEMA:

$$E_{ah} = KWH \quad 5.1A$$

EN ESTA IGUALDAD:

K ---> CONSTANTE PARA CADA BOMBA, CUYO VALOR DEPENDE DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA MISMA, ASI COMO DEL DISEÑO DEL FABRICANTE. SE PUEDE VER EN LOS CATALOGOS

CORRESPONDIENTES.

PARA LA 20 MF; K = 87

W ----> DENSIDAD DEL LIQUIDO BOMBEADO. PARA EL CASO DEL AGUA; W = 1

H ----> CARGA MANOMETRICA TOTAL EN PIES. PARA ESTE CASO
H = 19'

SUSTITUYENDO VALORES EN LA 5.1A

$$Eah = 87 \cdot 1 \cdot 19 = 1653 \text{ Lbs.}$$

VALOR DEL EMPUJE AXIAL MECANICO (Eam).

$$Eam = Pfc + Pfi + Pi$$

DETERMINACION DEL VALOR DE CADA TERMINO.

Pfc --> PESO DE LA FLECHA EN LA COLUMNA DE SUCCION.

DIAMETRO = 1 3/16" Y PESA 3.92 Lbs.

POR LO TANTO.

$$Lc = 4.76 \text{ m}$$

$$\text{ALT. CABEZAL (H)} = 41" = 1.04 \text{ m} \quad (\text{TABLA IX})$$

$$\text{ALT. MOTOR} = 0.80 \text{ m} \quad (\text{DATO DEL FABRICANTE})$$
$$6.60 \text{ m}$$

$$L = 6.60 \text{ m} = 21.65'$$

LUEGO:

$$Pfc = 21.65 \cdot 3.92 = 84.87 \text{ Lbs.}$$

Pfi ----> PESO DE LA FLECHA EN EL CUERPO DE IMPULSORES.

DIAMETRO = 1 11/16" Y PESA 7.9 Lbs/Kg.

POR LO TANTO. M = 33" = 2.75'

$$Pfi = 2.75 \cdot 7.9 = 21.73 \text{ Lbs.}$$

Pi ----> PESO DE IMPULSORES.

TAMBIEN ES DATO PROPORCIONADO POR EL FABRICANTE. PARA ESTE CASO:

1 IMPULSOR 20 MF PESA APROXIMADAMENTE 99 Lbs.

POR LO TANTO Pi = 99 Lbs.

LUEGO:

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i = 84.87 + 21.73 + 99 = 205.60 \text{ Lbs.}$$

$$E_{ah} = 1653 \text{ Lbs.}$$

POR LO TANTO.

$$E_a = E_{ah} + E_{am} = 1653 + 205.60 = 1858.60 \text{ Lbs.} = 844.82 \text{ Kg.}$$

SE CONSIDERARA $E_a = 850 \text{ Kg.}$

POR LO TANTO EL MOTOR ELECTRICO PARA ESTA BOMBA DEBERA SER CAPAZ DE SOPORTAR COMO MINIMO UN EMPUJE VERTICAL DE 850 Kg.

**** CAPACIDAD DEL MOTOR.**

LOS VALORES DE LA POTENCIA REQUERIDA SON:

$$\text{CONDICION I} \quad P = 35.25 \text{ HP.}$$

$$\text{CONDICION II} \quad P = 33.70 \text{ HP.}$$

COMO LA POTENCIA DEL MOTOR DEBERA SER IGUAL O MAYOR QUE LA MAXIMA QUE DEMANDA LA BOMBA, SE ELIGIRA UN MOTOR COMERCIAL CON UNA CAPACIDAD DE 40 HP Y PARA UN EMPUJE AXIAL MINIMO DE 850 Kg.

GENERALMENTE EL FACTOR DE SERVICIO PARA ESTOS MOTORES ES 1.15 POR LO TANTO, EN UN MOMENTO DADO SE PODRIA PROPORCIONAR UNA POTENCIA DE:

$$P' = 1.15 \cdot 40 = 46 \text{ HP.}$$

$$P' = 46 \text{ HP.}$$

OTRAS CARACTERISTICAS DE ESTE MOTOR ATENDIENDO A LOS DATOS DEL PROYECTO SERAN: EJE VERTICAL, TIPO JAULA DE ARDILLA, SERVICIO PARA INTEMPERIE, PARA CORRIENTE ELECTRICA DE 60 CICLOS, 3 FASES Y VELOCIDAD DE 880 rpm.

5.7 COMPOSICION DEL EQUIPO DE BOMBEO.

DE ACUERDO CON LOS DATOS DEL PROYECTO, LA SOLUCION QUE SE ADOPTO Y LOS CALCULOS ANTERIORES, EL EQUIPO DE BOMBEO QUEDARA CONSTITUIDO POR LAS SIGUIENTES PARTES:

5.7.1 CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 1.

- TRES COLUMNAS COMPLETAS LUBRICADA POR ACEITE DE 16"-1 1/2"-1" (DIAMETRO EXTERIOR, FUNDA PROTECTORA Y FLECHA) Y 4.70 m. DE LONGITUD APROXIMADAMENTE. ESTA LONGITUD PUEDE VARIAR UN POCO POR NECESIDAD DE ACOPLAMIENTO.

- TRES CODOS CABEZAL DE ACERO, CON DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE PARA RECIBIR UNA COLUMNA DE SUCCION DE 16" DE DIAMETRO EXTERIOR BRIDADO PARA ACOPLAR UNA TUBERIA TAMBIEN DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO, CON ACCESORIOS PARA LUBRICACION AUTOMATICA CON ACEITE.

- TRES TRAMOS DE TUBERIA DE ACERO, PARA LA DESCARGA, DE 16" DE DIAMETRO CEDULA 40, CON EXTREMOS BRIDADOS. LA LONGITUD SERA VARIABLE SEGUN LOCALIZACION DE LAS BOMBAS EN EL CARCAMO (VEASE FIGURA 5.1) SIENDO LA MAXIMA DE 17.80 m., POR CADA TRAMO SE DEBE DE SUMINISTRAR UN MEDIDOR DE GASTO TIPO MOLINETE.

- TRES CUERPOS DE BOMBEO CONSTITUIDO POR UN SOLO PASO CON IMPULSOR DE FLUJO MIXTO MODELO 16 MF PEERLESS O SIMILAR CUYA EFICIENCIA MINIMA SEA DE 0.831 Y DE LA SIGUIENTE CONSTRUCCION

TAZON	HIERRO ALTA RESISTENCIA.
IMPULSORES	BRONCE.
FLECHA	ACERO INOXIDABLE.
CHUMACERAS	BRONCE.

- DOCE CODOS ESTANDAR A 45° DE ACERO O DE FIERRO FUNDIDO, CON BRIDA.

- TRES MOTORES ELECTRICOS VERTICALES DE FLECHA HUECA, JAULA DE ARDILLA, SERVICIO INTEMPERIE, PARA CORRIENTE DE 3 FASES, 60 CICLOS, 440 VOLTS, CON POTENCIA DE 25 HP, A 1175 rpm (6 POLOS), CON TRINQUETE DE NO RETROCESO, Y DEBERA SOPORTAR UNA CARGA AXIAL DE 500 Kg. COMO MINIMO.

- TRES ARRANCADORES MANUALES A VOLTAJE REDUCIDO CON PROTECCION POR SOBRECARGA Y NO VOLTAJE CON CAPACIDAD ADECUADA PARA EL MOTOR DE 25 HP, INTERRUPTOR DE CUCHILLAS, 3 POLOS, 1 TIRO EN CAJA METALICA PARA USOS GENERALES CON CARTUCHOS FUSIBLES TIPO REGENERABLES.

5.7.2 CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 2.

- DOS COLUMNAS COMPLETAS LUBRICADAS POR ACEITE DE 16"-2"-1 3/16" (DIAMETRO EXTERIOR, FUNDA PROTECTORA Y FLECHA) Y 5.14 m. DE LONGITUD APROXIMADAMENTE. ESTA LONGITUD PUEDE VARIAR UN POCO POR NECESIDAD DE ACOPLAMIENTO. POR CADA COLUMNA SE DEBERA SUMINISTRAR UNA AMPLIACION DE 14" A 16".

- DOS CODOS CABEZAL DE ACERO, CON DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE PARA RECIBIR UNA COLUMNA DE SUCCION DE 16" DE DIAMETRO EXTERIOR BRIDADO PARA ACOPLAR UNA TUBERIA TAMBIEN DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO, CON ACCESORIOS PARA LUBRICACION AUTOMATICA CON ACEITE.

- DOS TRAMOS DE TUBERIA DE ACERO, PARA LA DESCARGA, DE 16" DE DIAMETRO CEDULA 40, CON EXTREMOS BRIDADOS. LA LONGITUD SERA VARIABLE SEGUN LOCALIZACION DE LAS BOMBAS EN EL CARCAMO (VEASE FIGURA 5.2) SIENDO LA MAXIMA DE 21.80 m, POR CADA TRAMO SE DEBERA SUMINISTRAR UN MEDIDOR DE GASTO TIPO MOLINETE.

- DOS CUERPOS DE BOMBEO CONSTITUIDO POR UN SOLO PASO CON IMPULSOR DE FLUJO MIXTO MODELO 14 MFAH PEERLESS O SIMILAR CUYA

EFICIENCIA MINIMA SEA DE 0.845 Y DE LA SIGUIENTE CONSTRUCCION

TAZON	HIERRO ALTA RESISTENCIA.
IMPULSORES	BRONCE.
FLECHA	ACERO INOXIDABLE.
CHUMACERAS	BRONCE.

- OCHO CODOS ESTANDAR A 45° DE ACERO O DE FIERRO FUNDIDO, CON BRIDA.

- DOS MOTORES ELECTRICOS VERTICAL DE FLECHA HUECA, JAULA DE ARDILLA, SERVICIO INTEMPERIE, PARA CORRIENTE DE 3 FASES, 60 CICLOS, 440 VOLS, CON POTENCIA DE 25 HP, A 1180 rpm (8 POLOS), CON TRINQUETE DE NO RETROCESO, Y DEBERA SOPORTAR UNA CARGA AXIAL DE 400 Kg. COMO MINIMO.

- DOS ARRANCADORES MANUALES A VOLTAJE REDUCIDO CON PROTECCION POR SOBRECARGA Y NO VOLTAJE CON CAPACIDAD ADECUADA PARA EL MOTOR DE 25 HP, INTERRUPTOR DE CUCHILLAS, 3 POLOS, 1 TIRO EN CAJA METALICA PARA USOS GENERALES CON CARTUCHOS FUSIBLES TIPO REGENERABLES.

5.7.3 CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 3.

- DOS COLUMNAS COMPLETA LUBRICADA POR ACEITE DE 16"-1 1/2"- 1" (DIAMETRO EXTERIOR, FUNDA PROTECTORA Y FLECHA) Y 4.12 m. DE LONGITUD APROXIMADAMENTE. ESTA LONGITUD PUEDE VARIAR UN POCO POR NECESIDAD DE ACOPLAMIENTO.

- DOS CODOS CABEZAL DE ACERO, CON DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE PARA RECIBIR UNA COLUMNA DE SUCCION DE 16" DE DIAMETRO EXTERIOR BRIDADO PARA ACOPLAR UNA TUBERIA TAMBIEN DE ACERO DE 16" DE DIAMETRO, CON ACCESORIOS PARA LUBRICACION AUTOMATICA CON ACEITE.

- DOS TRAMOS DE TUBERIA DE ACERO, PARA LA DESCARGA, DE 16" DE DIAMETRO CEDULA 40, CON EXTREMOS BRIDADOS. LA LONGITUD SERA VARIABLE SEGUN LOCALIZACION DE LAS BOMBAS EN EL CARCAMO (VEASE FIGURA 5.3) SIENDO LA MAXIMA DE 4.80 m, POR CADA TRAMO SE DEBE SUMINISTRAR UN MEDIDOR DE GASTO TIPO MOLINETE.

- DOS CUERPOS DE BOMBEO CONSTITUIDO POR UN SOLO PASO CON IMPULSOR DE FLUJO MIXTO MODELO 16 MF PEERLESS O SIMILAR CUYA EFICIENCIA MINIMA SEA DE 0.835 Y DE LA SIGUIENTE CONSTRUCCION
TAZON DE HIERRO ALTA RESISTENCIA.
IMPULSORES DE BRONCE.
FLECHA DE ACERO INOXIDABLE.
CHUMACERAS DE BRONCE.

- DOS MOTORES ELECTRICOS VERTICAL DE FLECHA HUECA, JAULA DE ARDILLA, SERVICIO INTEMPERIE, PARA CORRIENTE DE 3 FASES, 60 CICLOS, 440 VOLS, CON POTENCIA DE 20 HP, A 975 rpm (8 POLOS), CON TRINQUETE DE NO RETROCESO, Y DEBERA SOPORTAR UNA CARGA DE 400 Kg. COMO MINIMO.

- DOS ARRANCADORES MANUALES A VOLTAJE REDUCIDO CON PROTECCION POR SOBRECARGA Y NO VOLTAJE CON CAPACIDAD ADECUADA PARA EL MOTOR DE 25 HP, INTERRUPTOR DE CUCHILLAS, 3 POLOS, 1 TIRO EN CAJA METALICA PARA USOS GENERALES CON CARTUCHOS FUSIBLES TIPO REGENERABLES.

5.7.4 CARCAMO DE BOMBEO NUMERO 4.

- CUATRO COLUMNAS COMPLETAS LUBRICADA POR ACEITE DE 18"-2"-1 3/16" (DIAMETRO EXTERIOR, FUNDA PROTECTORA Y FLECHA) Y 4.76 m. DE LONGITUD APROXIMADAMENTE. ESTA LONGITUD PUEDE VARIAR UN POCO POR NECESIDAD DE ACOPLAMIENTO, POR CADA TRAMO SE DEBE DE SUMINISTRAR UNA REDUCCION DE 20" A 18".

- CUATRO CODOS CABEZAL DE ACERO, CON DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE PARA RECIBIR UNA COLUMNA DE SUCCION DE 18" DE DIAMETRO EXTERIOR BRIDADO PARA ACOPLAR UNA TUBERIA TAMBIEN DE ACERO DE 18" DE DIAMETRO, CON ACCESORIOS PARA LUBRICACION AUTOMATICA CON ACEITE.

- CUATRO TRAMOS DE TUBERIA DE ACERO, PARA LA DESCARGA, DE 18" DE DIAMETRO CEDULA 40, CON EXTREMOS BRIDADOS. LA LONGITUD SERA VARIABLE SEGUN LOCALIZACION DE LAS BOMBAS EN EL CARCAMO (VEASE FIGURA 5.4) SIENDO LA MAXIMA DE 17.80 m, POR CADA TRAMO SE DEBE DE SUMINISTRAR UN MEDIDOR DE GASTO TIPO MOLINETE.

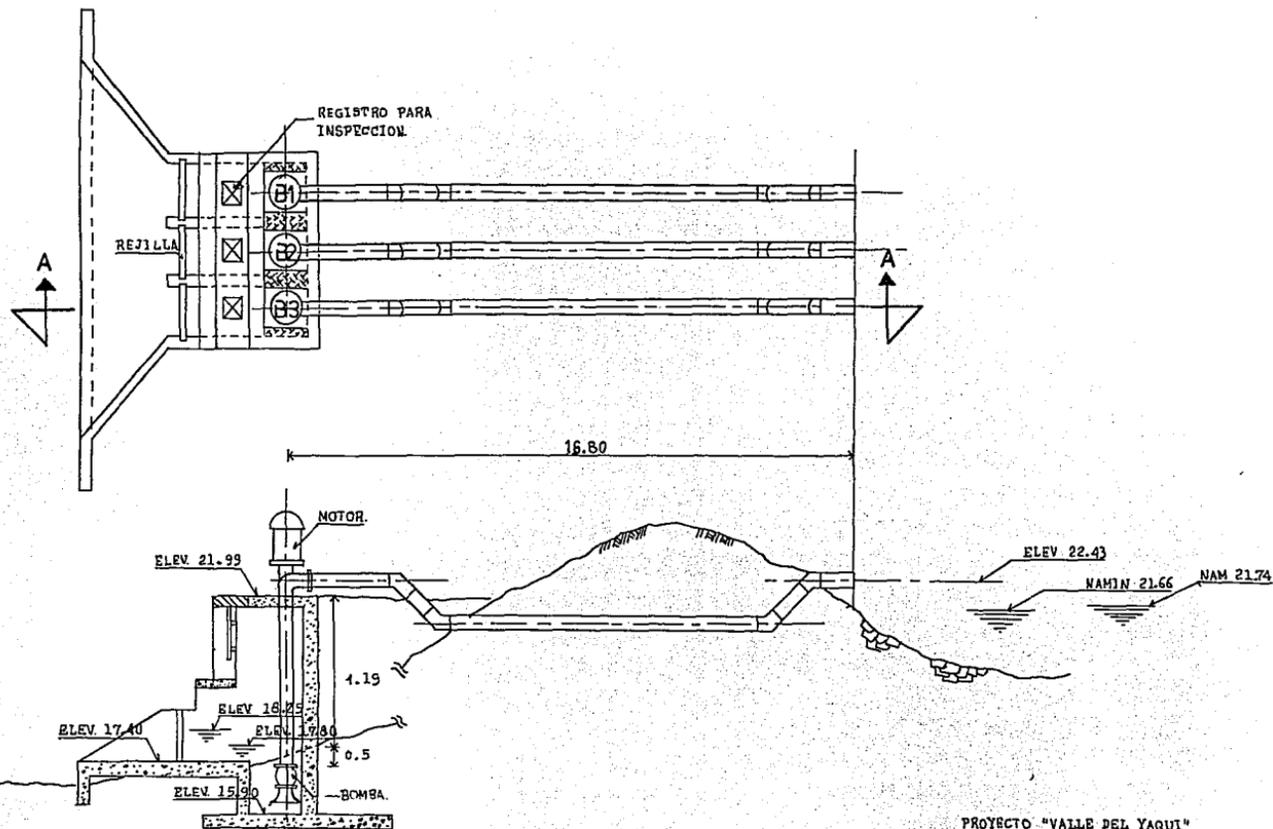
- CUATRO CUERPOS DE BOMBEO CONSTITUIDO POR UN SOLO PASO CON IMPULSOR DE FLUJO MIXTO MODELO 20 MF PEERLESS O SIMILAR CUYA EFICIENCIA MINIMA SEA DE 0.862 Y DE LA SIGUIENTE CONSTRUCCION

TAZON	HIERRO ALTA RESISTENCIA.
IMPULSORES	BRONCE.
FLECHA	ACERO INOXIDABLE.
CHUMACERAS	BRONCE.

- OCHO CODOS ESTANDAR A 45° DE ACERO O DE FIERRO FUNDIDO, CON BRIDA.

- CUATRO MOTORES ELECTRICOS VERTICAL DE FLECHA HUECA, JAULA DE ARDILLA, SERVICIO INTEMPERIE, PARA CORRIENTE DE 3 FASES, 60 CICLOS, 440 VOLTS, CON POTENCIA DE 40 HP, A 880 rpm (8 POLOS), CON TRINQUETE DE NO RETROCESO, Y ADEMAS DEBERA SOPORTAR UNA CARGA AXIAL DE 850 Kg. COMO MINIMO.

- CUATRO ARRANCADORES MANUALES A VOLTAJE REDUCIDO CON PROTECCION POR SOBRECARGA Y NO VOLTAJE CON CAPACIDAD ADECUADA PARA EL MOTOR DE 40 HP, INTERRUPTOR DE CUCHILLAS, 3 POLOS, 1 TIRO EN CAJA METALICA PARA USOS GENERALES CON CARTUCHOS FUSIBLES TIPO REGENERABLES.



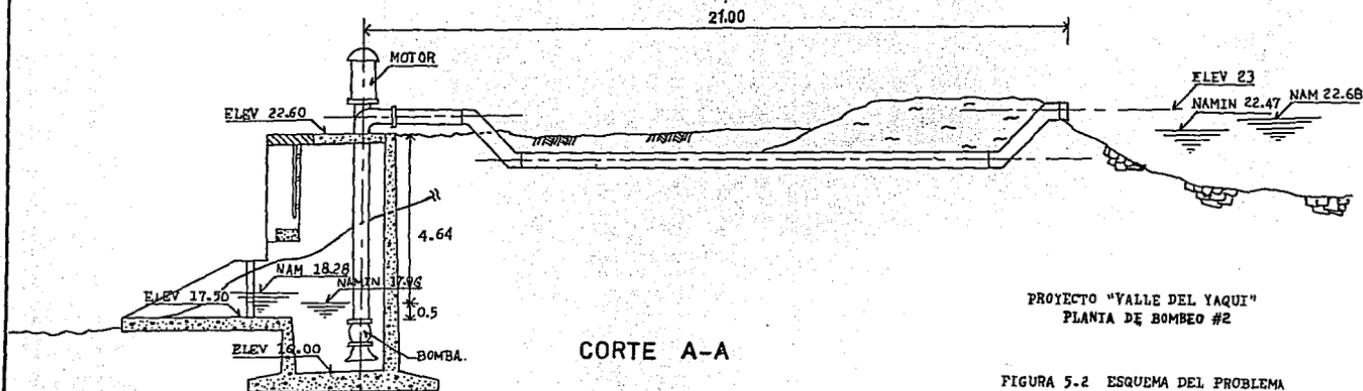
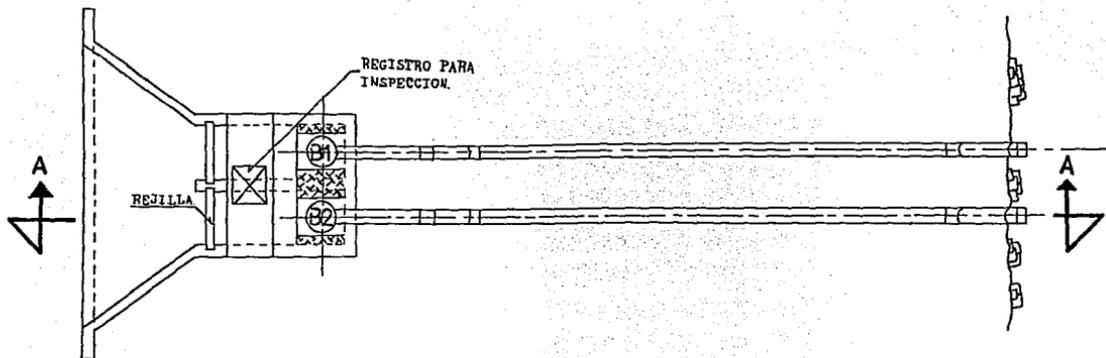
TODAS LAS ELEVACIONES Y ACOTACIONES
ESTAN INDICADAS EN METROS.

CORTE A-A

PROYECTO "VALLE DEL YAQUI"
PLANTA DE BOMBEO #1.

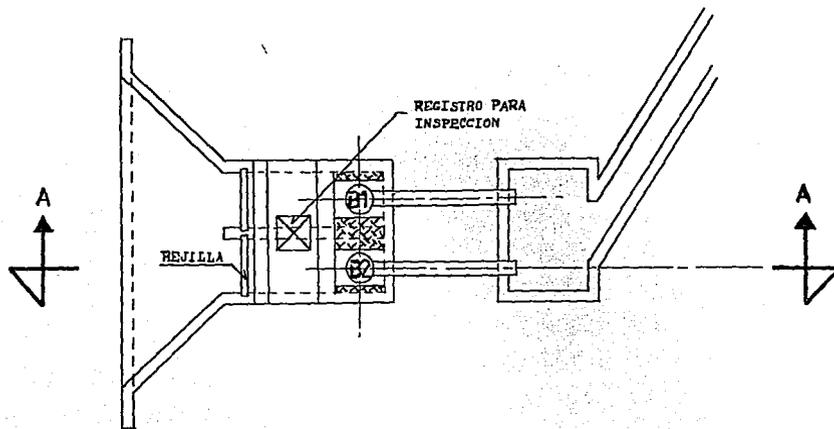
FIGURA 5-1 ESQUEMA DEL PROBLEMA

TODAS LAS ELEVACIONES Y ACOTACIONES
ESTAN INDICADAS EN METROS.

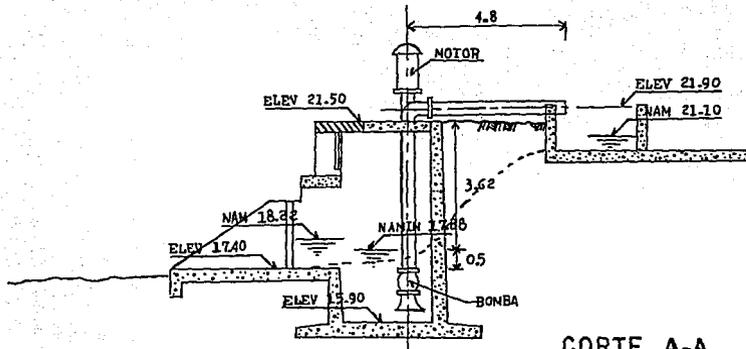


PROYECTO "VALLE DEL YAQUI"
PLANTA DE BOMBEO #2

FIGURA 5.2 ESQUEMA DEL PROBLEMA



TODAS LAS ELEVACIONES Y ACOIACIONES ESTAN INDICADAS EN METROS.



CORTE A-A

PROYECTO "VALLE DEL YAQUI"
PLANTA DE BOMBEO #3

FIGURA 5-3 ESQUEMA DEL PROBLEMA

TODAS LAS ELEVACIONES Y ACOTACIONES
ESTAN INDICADAS EN METROS.

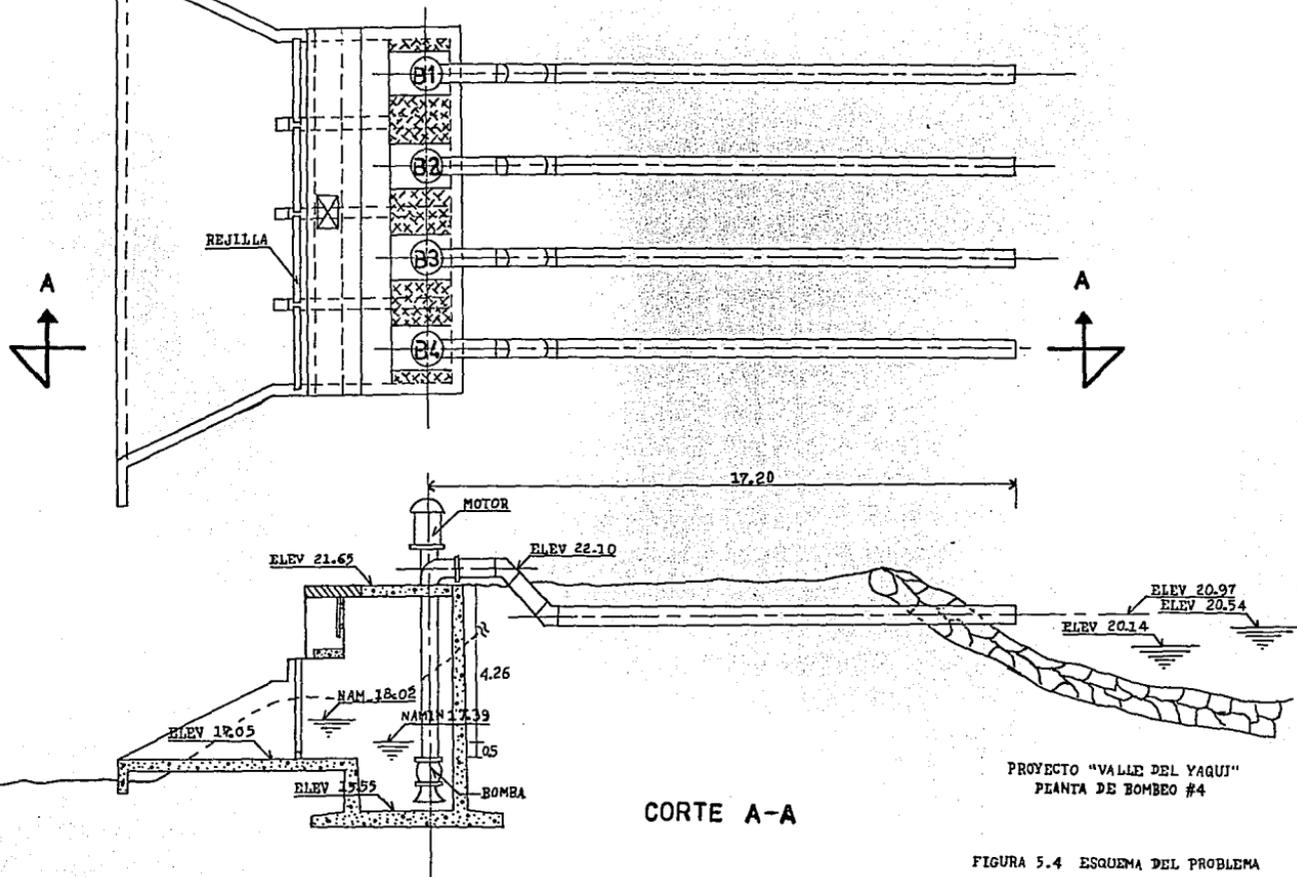


FIGURA 5.4 ESQUEMA DEL PROBLEMA

VI CONCLUSIONES.

SIN LUGAR A DUDAS, LA ACTIVIDAD FUNDAMENTAL EN EL MEDIO RURAL ES LA AGRICULTURA Y SU EXITO DEPENDE EN GRAN MEDIDA DE LA ACERTADA UTILIZACION DE LOS RECURSOS HIDRAULICOS DISPONIBLES. SI LOGRAMOS INCREMENTAR ESTA ACTIVIDAD PODREMOS DAR LA SEGURIDAD A NUESTRA PRODUCCION AGRICOLA, PROVOCANDO EL AUMENTO DE LA PRODUCTIVIDAD NACIONAL Y EL BENEFICIO A LAS POBLACIONES CAMPESINAS, CONTRIBUYENDO CON SU BIENESTAR SOCIAL Y ECONOMICO. POR TODO ESTO, EN MEXICO SE DEBEN DE REALIZAR UNA MAYOR CANTIDAD DE PROYECTOS DE RIEGO.

COMO SE OBSERVO EL PRESENTE TRABAJO ESTA DIVIDIDO EN DOS PARTES, LA PRIMERA QUE CONSTA DE LOS CONCEPTOS FUNDAMENTALES QUE SE USAN EN HIDRAULICA, DE LOS CUALES DESTACAN: LA CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP O NPSH), CEBADO, GOLPE DE ARIETE, CAVITACION Y CARGA TOTAL DE BOMBEO.

SI LA CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA NO ES TOMADA EN CUENTA PUEDE EXISTIR EL CASO DE QUE EL AGUA NO SUBA HASTA LA BOMBA, ORIGINANDO CON ESTO QUE LA BOMBA TRABAJE EN SECO SIN LOGRARSE EL OBJETIVO QUE ES SUBIR EL AGUA HASTA UN NIVEL ADECUADO. ADEMAS, SI LA CNSP DISPONIBLE ES MENOR QUE LA REQUERIDA SE PUEDE PRESENTAR EL PROBLEMA DE LA CAVITACION.

EN EL PRESENTE TRABAJO NO SE APLICO EL CEBADO, DEBIDO A QUE SE EMPLEARON EN ESTE PROYECTO BOMBAS VERTICALES, LAS CUALES LO UNICO QUE NECESITAN ES ESTAR SUMERGIDAS PARA PODER ELEVARE EL AGUA. LO QUE SI SE DEBE DE TOMAR EN CONSIDERACION ES EL GOLPE DE ARIETE, YA QUE SI ESTE NO SE CONSIDERA EN EL CALCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERIA PUEDE OCASIONAR QUE ESTA SUFRA SEVEROS DAÑOS HASTA LLEGAR A LA RUPTURA. OTRO TERMINO QUE TAMBIEN DEBE SER CONSIDERADO ES LA CAVITACION, YA QUE ESTA OCASIONA SEVEROS DAÑOS AL IMPULSOR DE LA BOMBA.

EN LA PRIMERA PARTE EN QUE SE DIVIDE ESTA OBRA, TAMBIEN COMPRENDE LO RELATIVO A BOMBAS CENTRIFUGAS, DE LAS CUALES SE DIERON SUS PARTES PRINCIPALES QUE SON: IMPULSOR, CARCAZA, FLECHA, EMPAQUE Y ANILLOS DE ROZAMIENTO. ADEMAS SE OBSERVO COMO ESTAN CONSTITUIDAS LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS, PARA QUE A PARTIR DE ELAS DETERMINEMOS

QUE TIPO DE BOMBA CUMPLE CON NUESTROS REQUERIMIENTOS.

DENTRO DE LA PRIMERA PARTE DE ESTA OBRA TAMBIEN SE PUEDE OBSERVAR COMO ESTAN CONSTITUIDAS LAS ESTACIONES DE BOMBEO, ASI COMO LA EXPLICACION DE CADA UNA DE SUS PARTES. ADEMAS, SE DIERON ALGUNAS REGLAS GENERALES QUE SE DEBEN DE CONSIDERAR PARA LA SELECCION DE LOS ACCESORIOS DE LAS PLANTAS DE BOMBEO.

LA SEGUNDA PARTE DE ESTA TESIS TIENE EL PROPOSITO DE REALIZAR LA SELECCION DEL EQUIPO MECANICO DE LA PLANTA DE BOMBEO "VALLE DEL YAQUI" UBICADA EN CAJEME Y ETCHOJOA, ESTADO DE SONORA Y QUE ACTUALMENTE SE ENCUENTRA EN CONSTRUCCION.

EN ESTA SEGUNDA PARTE SE APLICAN LA MAYORIA DE LOS CONOCIMIENTOS ADQUIRIDOS EN LA PRIMERA PARTE. DENTRO DE ESTA PARTE SE PUEDE OBSERVAR COMO SE DETERMINO EL ESPESOR DE LA TUBERIA, UTILIZANDO PARA ELLO EL GOLPE DE ARIETE Y CARGA MANOMETRICA TOTAL. TAMBIEN SE PUEDE OBSERVAR COMO SE SELECCIONA EL NUMERO DE UNIDADES PARA CADA UNO DE LOS CARCAMOS, CONSIDERANDO QUE CASI SIEMPRE DEBE DE PERMANECER UNA BOMBA SIN OPERAR, PROCURANDO TENER UN ADECUADO PORCENTAJE DE UTILIZACION Y QUE ESTE NUMERO DE UNIDADES NO SEA MUY GRANDE, YA QUE ESTO IMPLICARIA UNA ESTRUCTURA DE SOPORTE MUY GRANDE. ADEMAS, DE ESTA SELECCION SE OBTIENE LA CAPACIDAD QUE DEBE TENER CADA UNIDAD DE BOMBEO.

AL SELECCIONAR EL TIPO DE TUBERIA SE PUEDE OBSERVAR QUE TANTO LAS CEDULAS ANTERIORES A LA CEDULA 40 (CEDULA 10, 20 Y 30) SOPORTAN LA CARGA ORIGINADA TANTO POR EL GOLPE DE ARIETE COMO POR LA CARGA MANOMETRICA TOTAL, POR LO QUE SE PUEDE ESCOGER CUALQUIERA DE ESTAS SIEMPRE Y CUANDO EXISTAN EN TIENDAS CERCANAS AL SITIO DE LA OBRA, SE SELECCIONO LA TUBERIA CEDULA 40 POR SER LA MAS COMERCIAL, PERO SE PUEDE SELECCIONAR CUALQUIERA DE LAS ANTERIORES SIN NINGUN PROBLEMA Y TOMANDO EN CUENTA LO ANTES EXPUESTO.

UNA VEZ QUE SE CONOCE EL NUMERO DE BOMBAS, SE PROCEDE A LA SELECCION DE LA BOMBA TIPO LA CUAL VA A ELEVAR EL AGUA DESDE LA CAPTACION HASTA UNA DETERMINADA ALTURA, LLAMADA NIVEL DE DESCARGA, PARA LO CUAL SE EMPLEA INFORMACION TECNICA DE FABRICANTES DE BOMBAS. UNA VEZ QUE SE DETERMINO EL TIPO DE BOMBA SE PUEDE CONOCER LA POTENCIA QUE SE VA A NECESITAR, Y CON

ESTO PODER DETERMINAR FINALMENTE EL TAMAÑO DEL MOTOR.

LOS MOTORES QUE SE UTILIZAN PARA ACCIONAR LAS BOMBAS, SON LOS DE COMBUSTION INTERNA Y LOS ELECTRICOS. EL MOTOR ELECTRICO ES EL QUE PRESENTA LAS MAYORES VENTAJAS EN EFICIENCIA, SEGURIDAD, ECONOMIA Y FACILIDAD DE OPERACION, DEBIDO A ESTO SE EMPLEARON EN EL PROYECTO "VALE DEL YAQUI" MOTORES ELECTRICOS VERTICALES.

AL SELECCIONAR EL TIPO DE MOTOR SE VE CLARAMENTE QUE ESTE DEBE SOPORTAR LA CARGA QUE VA A PROPORCIONAR LA BOMBA Y LA POTENCIA DE ESTE DEBE SER MAYOR QUE DICHA CARGA, ADEMAS DE QUE ESTE DEBE SOPORTAR LA CARGA AXIAL PRODUCIDA POR LA BOMBA, POR EL PESO DE LA FLECHA Y DE LA COLUMNA. EN EL CALCULO DE ESTA CARGA EXISTEN DATOS QUE NO SE ENCUENTRAN EN LAS TABLAS DE ESTE TRABAJO, SINO QUE FUERON PROPORCIADOS POR EL FABRICANTE DE LA BOMBA Y EL MOTOR, COMO SON: DIAMETRO DE LA FLECHA DEL IMPULSOR, PESO DE LA BOMBA, ALTURA DEL MOTOR Y CONSTANTE DE EMPUJE AXIAL.

POR TODO LO ANTERIOR, TODO PROYECTO DE RIEGO DEBERA SUJETARSE A UN ANALISIS RIGUROSO Y DETALLADO QUE ASEGURE LA OPTIMIZACION EN EL USO DE ESTE RECURSO, CADA VEZ MAS ESCASO, CON ELLO ASEGURAR TAMBIEN EL EXITO DE LAS EMPRESAS AGROPECUARIAS.

FINALMENTE, ESPERO QUE ESTE TRABAJO DE TESIS, PUEDA SERVIR COMO UNA GUIA PARA TODOS AQUELLOS ESTUDIANTES DE INGENIERIA QUE NECESITEN INFORMACION REFERENTE AL EQUIPAMIENTO MECANICO DE PLANTAS DE BOMBEO.

APENDICE A

U. S. A.

SONORA.

GOLF DE CALIFORNIA

Cd. Obregón

DISTRITO DE RIEGO
No. 041 RIO YAQUI, SON.

COMISION NACIONAL DEL AGUA

SUBDIRECCION GRAL. DE INFRAESTRUCTURA HIDROAGRICOLA
GERENCIA ESTATAL EN SONORA
RES. GRAL. DEL PROY. MODERNIZACION VALLE DEL YAQUI

Proyecto. Modernizacion Valle del Yaqui, Son.

LOCALIZACION

Forma Ing. Manuel F. Huélas G.

Dibujó

Verfíco Ing. Alfredo Córdova V.

Revisó

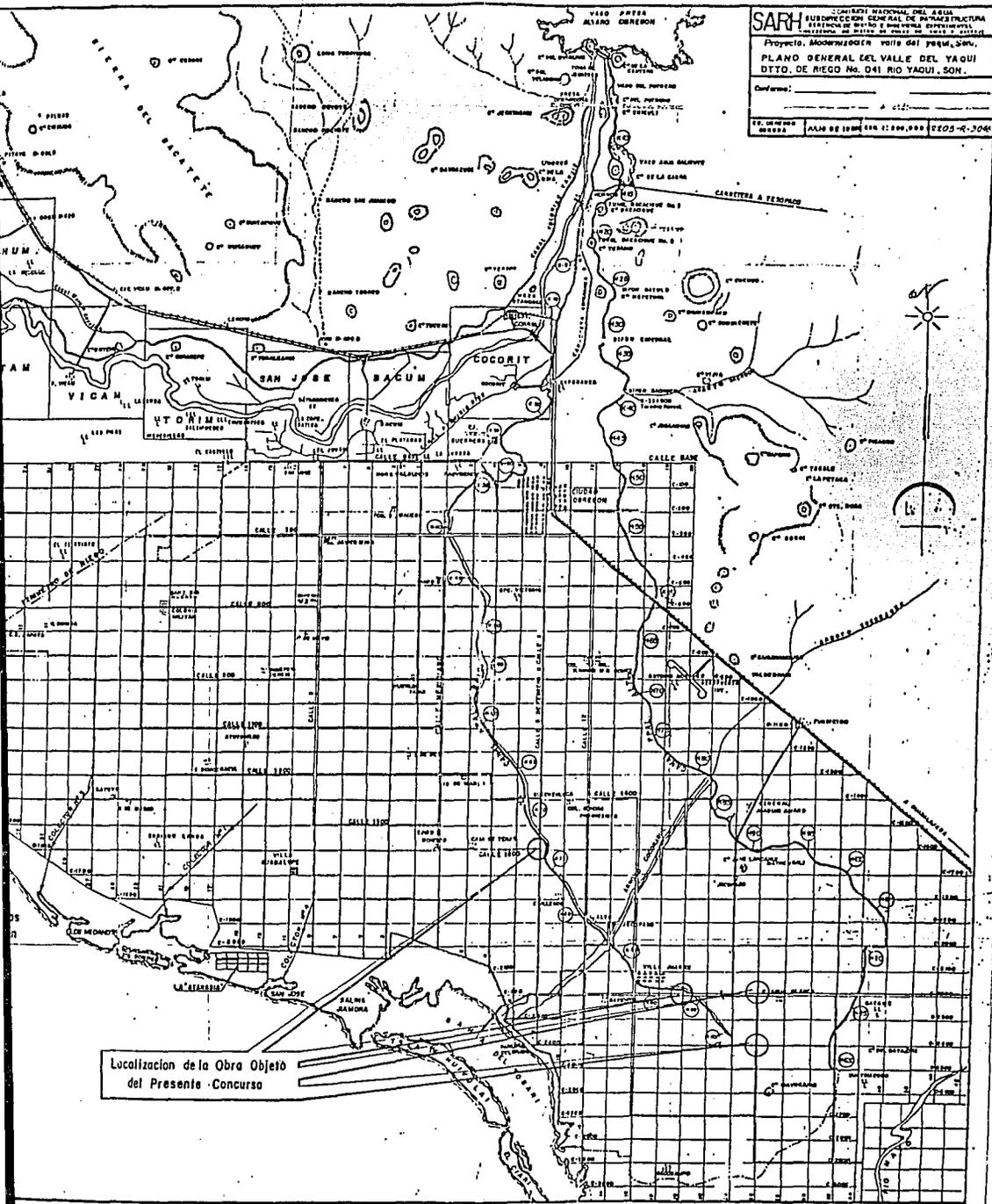
Ing. Rafael A. Morán A.

2205-R-3000

SARH SUBDIRECCION NACIONAL DEL AGUA
 SUBDIRECCION GENERAL DE OBRAS DE INFRAESTRUCTURA
 Y SERVICIOS OPERATIVOS
 PROYECTO: MOODERNIZACION VIAL DEL PSEM, S.M.
 PLANO GENERAL DEL VALLE DEL YAQUI
 DTTO. DE RIEGO No. 041 RIO YAQUI, SON.

Confirma: _____

EL INGENIERO EN JEFE: ALBA DE ROSAS RIVERO 12,000,000 (E05-6-304)



Localizacion de la Obra Objeto del Presente Concurso

APENDICE B

TABLA I

PÉRDIDA POR FRACTURA EN LA COLUMNA.

PERDIDA DE CARGA EN PIES POR CADA 100 PIES DE COLUMNA

DIAMETRO DE COLUMNA pulg.	DIAMETRO DE LA FLECHA pulg.	CAPACIDAD EN GALONES POR MINUTO																	
		1500	1800	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4250	4500	4750	5000
10	1	1.80	1.80	2.20	2.70	3.20	3.70	4.30	5.00	5.80	6.30	7.00	7.80	8.70	9.80				
	1 3/16	1.80	2.00	2.50	3.00	3.60	4.20	4.90	5.60	6.40	7.10	8.00	8.90						
	1 1/2 - 1 1/16	2.00	2.30	2.80	3.50	4.10	4.80	5.60	6.40	7.20	8.20	9.10							
	1 15/16	2.50	2.80	3.40	4.20	5.00	5.80	6.80	7.80	8.90	10.00								
	2 3/16 - 2 7/16	3.00	3.40	4.20	5.20	6.10	7.20	8.20	9.40										
2 11/16	3.90	4.50	5.50	6.70	7.90	9.30													
12	1 3/16			1.00	1.20	1.40	1.70	1.90	2.20	2.50	2.80	3.10	3.50	3.90	4.20	4.80	5.30	5.80	6.40
	1 1/2 - 1 15/16		0.90	1.10	1.40	1.60	1.90	2.20	2.50	2.90	3.20	3.60	4.00	4.40	4.80	5.30	6.00	6.80	7.80
	1 15/16	0.90	1.00	1.30	1.60	1.90	2.20	2.50	2.90	3.30	3.70	4.10	4.50	5.10	5.60	6.30	7.00	8.00	9.30
	2 3/16 - 2 7/16	1.10	1.20	1.50	1.80	2.10	2.50	2.80	3.30	3.80	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50	7.20	8.00	9.00	10.50
2 11/16	1.30	1.40	1.80	2.10	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50	5.10	5.70	6.40	7.10	7.80	8.60	9.60			
14	1 1/2 - 1 11/16						1.00	1.20	1.30	1.50	1.70	1.90	2.10	2.30	2.60	2.90	3.20	3.60	4.00
	1 15/16						0.90	1.10	1.30	1.50	1.70	2.00	2.20	2.40	2.70	3.00	3.30	3.70	4.00
	2 3/16 - 2 7/16				0.90	1.10	1.30	1.50	1.70	2.00	2.20	2.50	2.70	3.10	3.40	3.80	4.20	4.80	5.50
	2 11/16	0.90	1.00	1.10	1.40	1.60	1.90	2.20	2.50	2.90	3.20	3.60	4.00	4.40	4.90	5.40	5.90	6.70	7.20
2 15/16 - 3 3/16																			
18	1 - 1 3/16												0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.50	1.80
	1 1/2 - 1 11/16												1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.60	1.90
	1 15/16												0.90	1.10	1.20	1.30	1.40	1.60	1.70
	2 3/16 - 2 7/16										0.90	1.00	1.10	1.30	1.40	1.50	1.70	1.90	2.10
	2 11/16										0.90	1.00	1.10	1.20	1.40	1.50	1.60	1.80	2.00
2 15/16 - 3 3/16								0.90	1.00	1.10	1.30	1.40	1.60	1.80	1.90	2.10	2.40	2.70	

DIAMETRO DE COLUMNA pulg.	DIAMETRO DE LA FLECHA pulg.	CAPACIDAD EN GALONES POR MINUTO																	
		4500	4750	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	11000	12000	13000	14000	15000
14	1 1/2 - 1 11/16	3.20	3.80	4.00	4.70	5.60	6.40	7.40	8.50	9.70									
	1 15/16	3.50	3.90	4.30	5.10	6.00	7.00	8.00											
	2 3/16 - 2 7/16	4.00	4.40	4.90	5.80	6.90	8.00	9.20											
	2 11/16	4.60	5.00	5.50	6.70	8.00	9.50												
2 15/16	6.60	10.00																	
16	1 1/2 - 1 15/16	1.60	1.80	1.90	2.30	2.60	3.10	3.60	4.10	4.60	5.20	5.80	6.40	7.10	7.80	8.60			
	1 15/16	1.70	1.90	2.10	2.50	3.00	3.40	3.80	4.30	4.80	5.40	6.00	6.70	7.20	7.90				
	2 3/16 - 2 7/16	1.90	2.10	2.30	2.70	3.30	3.80	4.40	5.00	5.60	6.30	7.00	7.70	8.50					
	2 11/16	2.00	2.20	2.50	2.90	3.50	4.00	4.60	5.30	5.90	6.50	7.30	8.00	8.90					
2 15/16	2.40	2.70	2.90	3.50	4.10	4.70	5.40	6.10	6.80	7.60	8.30	9.00							
18	1 3/16 - 1 11/16			1.00	1.30	1.50	1.80	1.90	2.20	2.50	2.90	3.20	3.60	4.00	4.50	5.40	6.40	7.40	8.40
	2 3/16 - 2 7/16		1.00	1.10	1.40	1.60	1.90	2.10	2.40	2.70	3.10	3.40	3.80	4.20	4.90	5.80	6.80	7.80	8.80
	2 15/16	1.00	1.10	1.20	1.50	1.70	2.00	2.30	2.60	2.90	3.30	3.60	4.00	4.40	5.30	6.20	7.20	8.30	9.40
	2 11/16	1.10	1.20	1.30	1.60	1.80	2.10	2.50	2.80	3.20	3.60	4.00	4.40	4.90	5.70	6.70	7.80	9.00	
2 15/16 - 3 3/16	1.20	1.40	1.50	1.80	2.10	2.40	2.80	3.10	3.50	4.00	4.40	4.90	5.20	6.40	7.50	8.60			
20	1 3/16 - 1 11/16					0.80	0.90	1.10	1.30	1.50	1.80	1.70	1.90	2.10	2.40	2.80	3.30	3.80	4.30
	1 15/16					0.90	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	1.90	2.10	2.30	2.70	3.20	3.70	4.20	4.90
	2 3/16 - 2 7/16					1.00	1.10	1.30	1.50	1.70	1.90	2.10	2.30	2.50	3.00	3.60	4.10	4.70	5.50
	2 11/16				0.90	1.10	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00	2.20	2.50	2.70	3.20	3.80	4.40	5.00	5.70
2 15/16 - 3 3/16			0.90	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00	2.30	2.60	2.80	3.10	3.70	4.30	5.00	5.80	6.80	

TABLA II

POTENCIA MAXIMA SOPORTADA POR LA FLECHA Y PERDIDA DE POTENCIA EN LA FLECHA EN HP.

DIAMETRO DE LA FLECHA pulg.	PESO POR PIE DE TUBERIA libras.	POTENCIA MAXIMA PARA CADA RANGO DE VELOCIDADES (rpm)								
		3500	1760	1175	875	700	585	500	440	390
3/4	1.52	38.6 0.61	19.4 0.31	13 0.2	9.7 0.15					
1	2.77	91.6 1.07	46.1 0.54	30.8 0.36	22.9 0.28	18.3 0.22				
1 3/16	3.92	161 1.4	81.3 0.7	54.2 0.47	40.3 0.35	32.3 0.28	27 0.23			
1 1/2	6.21	322 2.32	162 1.17	108 0.78	80.5 0.58	64.4 0.46	53.9 0.39	46.1 0.33		
1 11/16	7.9	485 2.83	244 1.42	163 0.95	121 0.71	97 0.57	81 0.47	69.3 0.41	61 0.36	
1 15/16	10.5		381 1.83	254 1.22	189 0.91	151 0.73	127 0.61	108 0.52	85.2 0.46	84.4 0.4
2 3/16	13.5		562 2.3	375 1.54	279 1.14	223 0.92	186 0.76	160 0.65	140 0.58	124 0.51
2 7/16	16.9		792 2.89	529 1.93	394 1.44	315 1.15	263 0.95	225 0.82	198 0.72	175 0.64
2 11/16	20.5		1035 3.24	691 2.23	514 1.66	412 1.33	346 1.11	294 0.95	259 0.84	229 0.74
2 15/16	24.5			916 2.66	683 1.98	546 1.58	456 1.32	390 1.13	345 0.99	304 0.88
3 3/16	28.8			1190 3.22	984 2.4	707 1.92	591 1.6	505 1.37	444 1.21	394 1.07
3 7/16	33.5			1300 3.73	967 2.78	774 2.22	646 1.86	553 1.59	486 1.4	432 1.24
3 3/4	40			1635 4.28	1218 3.19	973 2.55	814 2.13	695 1.82	611 1.6	542 1.42
4	46			2025 4.87	1508 3.62	1206 2.9	1009 2.42	862 2.07	758 1.82	672 1.62
4 1/2	62				2300 4.5	1840 3.6	1540 3	1315 2.58	1158 2.26	1025 2
5	76				3200 5.5	2560 4.4	2140 3.68	1830 3.14	1610 2.76	1425 2.45

*** LA PERDIDA DE POTENCIA ES POR CADA PIE DE LONGITUD DE FLECHA

TABLA III

TUBERIAS COMERCIALES DE ACERO, CON BASE EN ANSI B36.10:
1970 Y BS 1600: PARTE 2: 1970

CECULA No.	MEDIDA NOMINAL DE LA TUBERIA pulg.	DIAMETRO EXTERIOR mm.	ESPESOR mm.	DIAMETRO INTERIOR mm.
10	14	355.60	6.35	342.90
	16	406.40	6.35	393.70
	18	457.20	6.35	444.50
	20	508.00	6.35	495.30
	24	609.60	6.35	596.90
	30	762.00	7.92	746.20
20	8	219.10	6.35	206.40
	10	273.00	6.35	260.30
	12	323.90	6.35	311.20
	14	355.60	7.92	339.80
	16	406.40	7.92	390.60
	18	457.20	7.92	441.40
	20	508.00	9.52	489.00
	30	609.60	9.52	590.60
30	8	219.10	7.04	205.00
	10	273.00	7.80	257.40
	12	323.90	8.38	307.10
	14	355.60	9.52	336.60
	16	406.40	9.52	387.40
	18	457.20	11.13	434.90
	20	508.00	12.70	482.60
	24	609.60	14.27	581.10
	30	762.00	15.88	730.20
	40	1/8	10.30	1.73
1/4		13.70	2.24	9.20
3/8		17.10	2.31	12.50
1/2		21.30	2.77	15.80
3/4		26.70	2.87	21.00
1		33.40	3.38	26.60
1 1/4		42.20	3.56	35.10
1 1/2		48.30	3.68	40.90
2		60.30	3.91	52.50
2 1/2		73.00	5.16	62.70
3		88.90	5.49	77.90
3 1/2		101.60	5.74	90.10
4		114.30	6.02	102.50
5		141.30	6.55	128.20
6		168.30	7.11	154.10
8		219.10	8.18	202.70
10		273.00	9.27	254.50
12		323.90	10.31	303.30
14		355.60	11.13	333.30
16		406.40	12.70	381.00
18	457.20	14.27	428.70	
20	508.00	15.09	477.80	
24	609.00	17.48	574.60	

CECULA No.	MEDIDA NOMINAL DE LA TUBERIA pulg.	DIAMETRO EXTERIOR mm.	ESPESOR mm.	DIAMETRO INTERIOR mm.
60	8	219.10	10.31	195.50
	10	273.00	12.70	247.60
	12	323.90	14.27	295.40
	14	355.60	15.09	325.40
	16	406.40	16.64	373.10
	18	457.20	19.05	419.10
	20	508.00	20.62	466.80
	24	609.60	24.61	560.40
80	1/8	10.30	2.41	5.50
	1/4	13.70	3.02	7.70
	3/8	17.10	3.20	10.70
	1/2	21.30	3.73	13.80
	3/4	26.70	3.91	18.90
	1	33.40	4.55	24.30
	1 1/4	42.20	4.85	32.50
	1 1/2	48.30	5.08	38.10
	2	60.30	5.54	49.20
	2 1/2	73.00	7.01	59.00
	3	88.90	7.62	73.70
	3 1/2	101.60	8.08	85.40
	4	114.30	8.56	97.20
	5	141.30	9.52	122.30
6	168.30	10.97	146.40	
8	219.10	12.70	193.70	
10	273.00	15.09	242.80	
12	323.90	17.47	289.00	
14	355.60	19.05	317.50	
16	406.40	21.44	363.50	
18	457.20	23.82	409.60	
20	508.00	26.19	455.60	
24	609.00	30.96	547.70	
100	8	219.10	15.09	188.90
	10	273.00	18.26	236.50
	12	323.90	21.44	281.00
	14	355.60	23.82	308.00
	16	406.40	26.19	354.00
	18	457.20	29.36	398.50
	20	508.00	32.54	442.90
	24	609.60	38.89	531.80
120	4	114.30	11.13	92.00
	5	141.30	12.70	115.90
	6	168.30	14.27	139.80
	8	219.10	18.26	182.60
	10	273.00	21.44	230.10
	12	323.90	25.40	273.10
	14	355.60	27.79	300.00
	16	406.40	30.96	344.50

TABLA IV

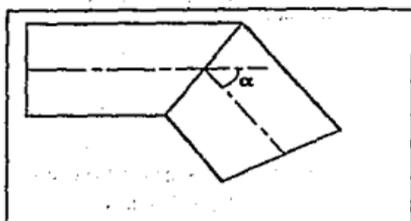
DENSIDAD Y VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA EN FUNCION
DE LA TEMPERATURA.

TEMPERATURA. °C	DENSIDAD. kg/m ³	VISCOSIDAD CINEMATICA. *10 ⁻⁶ m ² /seg.
0	999.80	1.787
2	999.90	1.671
4	1,000.00	1.562
6	999.90	1.464
8	999.80	1.375
10	999.70	1.307
12	999.40	1.227
14	999.20	1.163
16	998.90	1.106
18	998.50	1.053
20	998.20	1.0038
22	997.70	0.957
24	997.20	0.914
26	996.60	0.875
28	996.10	0.837
30	995.70	0.801
32	994.90	0.768
34	994.20	0.745
36	993.40	0.705
38	992.80	0.685
40	992.20	0.658
45	990.20	0.604
50	988.00	0.554
55	985.70	0.512
60	983.20	0.475
65	980.60	0.443
70	977.80	0.413
75	974.80	0.388
80	971.80	0.365
85	968.60	0.345
90	965.30	0.326
95	961.80	0.31
100	958.40	0.295

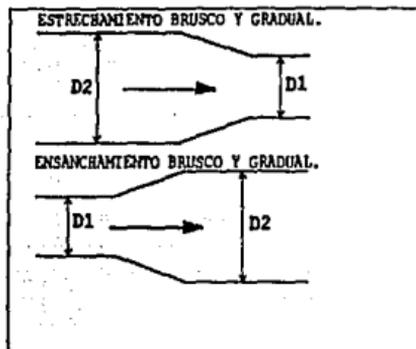
TABLA V

COEFICIENTES DE RESISTENCIA "K" Y FACTORES DE FRICCIÓN.

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA.



α	K
0°	2 Ft
15°	4 Ft
30°	8 Ft
45°	15 Ft
60°	25 Ft
75°	40 Ft
90°	60 Ft



ESTRECHAMIENTO

$$K = 0.42 (1 - (D1/D2)^2)^2$$

La ecuación es válida hasta $D1/D2 = 0.76$ para valores mayores se utiliza la ecuación para expansión brusca.

ENSANCHAMIENTO.

$$K = 1 - (D1/D2)^2$$

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERIAS COMERCIALES, NUEVAS DE ACERO CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA.

DIAMETRO NOMINAL		FACTOR DE FRICCIÓN.
mm.	pulg.	Ft
15	1/2	0.027
20	3/4	0.025
25	1	0.023
32	1 1/4	0.022
40	1 1/2	0.021
50	2	0.019
65 - 80	2 1/2 - 3	0.018
100	4	0.017
125	5	0.016
150	6	0.015
200 - 250	8 - 10	0.014
300 - 400	12 - 16	0.013
450 - 600	18 - 24	0.012

TABLA VI

TAMAÑO DE FLECHAS Y CUBREFLECHAS

FLECHA	pulg	3/4	1	1 3/16	1 1/2	1 11/16	1 15/16	2 3/16
CUBIERTA	pulg	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	3	3

TABLA VII

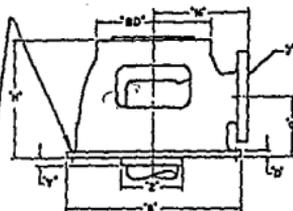
TABLA AUXILIAR PARA RELACIONAR LAS BASES DE LOS MOTORES "IEM" Y "US" CON LOS CABEZALES DE DESCARGA TIPO "A" PARA DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE.

3450/2900 rpm.			1750/1450 rpm.			1160/970 rpm.		
HP	IEM	US	HP	IEM	US	HP	IEM	US
1	10	10	1	10	10	1	10	10
1.5	10	10	1.5	10	10	1.5	10	10
2	10	10	2	10	10	2	10	10
3	10	10	3	10	10	3	10	10
5	10	10	5	10	10	5	10	10
7.5	10	10	7.5	10	10	7.5	16 1/2	12
10	10	10	10	16 1/2	10	10	16 1/2	12
15	16 1/2	10	15	16 1/2	12	15	16 1/2	16 1/2
20	16 1/2	12	20	16 1/2	12	20	16 1/2	16 1/2
25	-	12	25	16 1/2	16 1/2	25	16 1/2	16 1/2
30	-	16 1/2	30	16 1/2	16 1/2	30	20	16 1/2
40	-	16 1/2	40	20	16 1/2	40	20	-
50	-	16 1/2	50	20	16 1/2	50	20	-
60	-	16 1/2	60	20	-	60	20	-
			75	20	-	75	24 1/2	-
			100	24 1/2	-	100	24 1/2	-
			125	24 1/2	-	125	24 1/2	-
			150	24 1/2	-	150	24 1/2	-
			200	24 1/2	-			
			250	24 1/2	-			

TABLA VIII

DIMENSIONES GENERALES DE LOS CABEZALES DE DESCARGA TIPO "A"

4 Taladros para anclaje de diámetro "R" sobre un círculo de base "S" Los taladros a 45° con respecto a la línea de centro de la descarga.



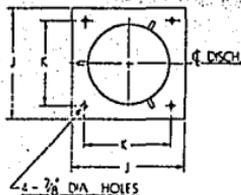
TAMAÑO DEL CABEZAL D ₂ x S	COLUMNA	DIMENSIONES EN PULGADAS										(2)
		Y	Z	R Diam.	D	R	S	H	C	M		
10 x 2 1/2 (1)	2 1/2-3	0	0	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/2	9 1/2	3 1/2	6 1/2		
10 x 4	2-4-5	0	0	1 7/8	3 1/2	1 1/2	1 3/4	12	6	7	1	
10 x 6	4-5-6	0	0									
	8	2 1/2	10 1/2	1 7/8	1	1 1/2	17 1/4	12 1/2	7	10	1	
12 x 6	4-5-6	0	0									
	8	2 1/2	10 1/2	1 7/8	3 1/4	1 1/2	17 3/4	12 1/2	7	10	1	
12 x 8	6-8	0	0									
	10	3 1/2	12 1/2	1 7/8	3 1/4	1 1/2	17 3/4	13 1/2	7 1/2	12	1	
16 1/2 x 6	4-5-6	0	0									
	8	2 1/2	10 1/2	2 1/2	1	1 1/2	22	14 1/2	8	12	1	
16 1/2 x 8	6-8	0	0									
	10	3 1/2	12 1/2	2 1/2	1	1 1/2	22	16 1/2	9 1/2	12	1	
16 1/2 x 10	8	0	0									
	10-12	3 1/2	14 1/2	2 7/8	1	1 1/2	25 1/2	19	10 1/2	15	1 1/4	
16 1/2 x 12	10-12	3 1/2	14 1/2									
	14	5	16	2 7/8	1 1/2	1 1/2	25 1/2	22	12	15	1 1/4	
20 x 8	6-8	0	0									
	10	3 1/2	12 1/2	2 7/8	1	1 1/2	25 1/2	16 1/2	9 1/2	13 1/2	1 1/4	
20 x 10	8	0	0									
	10-12	3 1/2	14 1/2	2 7/8	1	1 1/2	25 1/2	19	10 1/2	15	1 1/4	
20 x 12	10-12	3 1/2	14 1/2									
	14	5	16	2 7/8	1 1/2	1 1/2	25 1/2	22	12	15	1 1/4	
24 1/2 x 10	8	0	0									
	10-12	3 1/2	14 1/2	3 1/2	1	1 1/2	30 1/2	19	10 1/2	16 1/2	1 1/4	
24 1/2 x 12	10-12	3 1/2	14 1/2									
	14	5	16	3 1/2	1 1/2	1 1/2	30 1/2	22	12	20	1 1/4	
30 1/2 x 12	10-12	3 1/2	14 1/2									
	14	5	16	3 1/2	1 1/2	1 1/2	30 1/2	22	12	20	1 1/4	

IFE

- (1) La descarga es de 2 1/2" con rosca cónica normal para tubo (NPT)
- (2) Diámetro en pulgadas de la entrada de la tubería para la lubricación.

TABLE IX

PROPELLER & MIXED FLOW PUMP DIMENSIONS
SURFACE DISCHARGE ELBOWS



ALL DIMENSIONS SHOWN ARE IN INCHES

A	B	C	E	G	H	J	K	L	T
8	8	12	3/4	3/4	26	18	15	8	11 1/2
10	10	14	3/4	3/4	29	18	15	10	13 3/8
12	12	16	3/4	3/4	32	24	21	12	16 3/8
14	14	18	3/4	1	35	24	21	14	18 5/8
16	14	22	3/4	1	38	30	27	16	20 3/4
18	16	24	3/4	1	41	30	27	18	23
20	18	28	3/4	1 1/4	46*	32	29	16	25 3/8
24	22	28	3/4	1 1/4	52*	36	33	22	30
30	26	34	3/4	1 1/4	59*	42	39	26	36
36	30	38	1	1 1/4	68	48	45	32	44
42	36	46	1	1 1/4	75	54	51	36	49 1/2
48	40	52	1	1 1/4	83	66	63	42	56

* subtract 4" when driver diameter is 20"

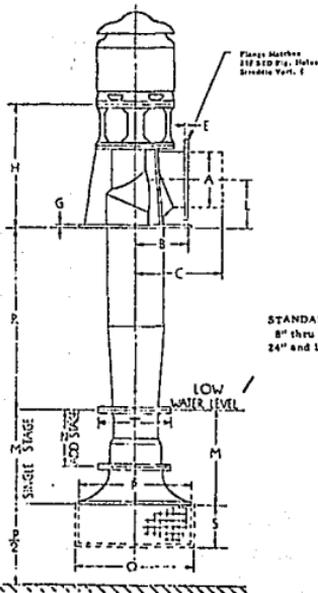
ELBOW SIZE	8	10	12	14	16	17	18	20
BOWL SIZE	8	8	10	8	10	12	10	12
R MIN	0	12	0	24	12	0	24	12

ELBOW SIZE	16				18				20			
BOWL SIZE	10	12	14	16	12	14	16	14	16	18	16	20
R MIN	36	24	12	0	36	24	12	36	24	0	0	0

ELBOW SIZE	24				30			
BOWL SIZE	14	16	20	24	20	24	30	
R MIN	60	48	24	0	60	36	0	

ELBOW SIZE	36				42				48	
BOWL SIZE	20	24	30	36	30	36	36	48		
R MIN	96	72	36	0	72	36	72	0		

R MIN can be decreased if necessary, but pump losses will be increased.



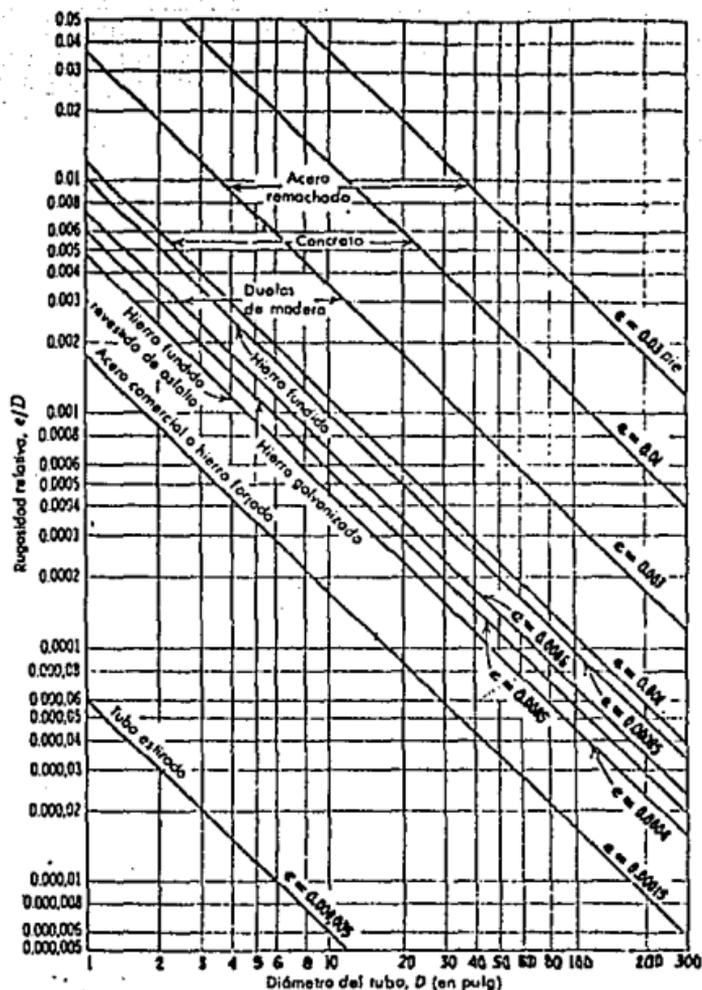
STANDARD WALL THICKNESS
8" thru 20" column -- 10 GA
24" and larger -- 1/4"

P	BOWL SIZE	M	N	P	Q	S
R	8	12 1/8	7 1/2	16	17	6
O	10	15 5/16	9 7/16	20	21	7
P	12	19	11 3/4	24 1/2	25 1/2	8
Q	14	22 1/4	13 3/4	28 1/2	29 1/2	9
L	16	25 1/2	15 3/4	32 1/2	33 1/2	10
M	20	31 3/8	19 1/8	41	42	12
N	24	38	23 1/2	49	50	14
E	30	47 1/2	29 1/2	61	62	18
R	36	57 1/2	35 1/2	73	74	20
O	42	67 1/2	41 1/2	82	73	20

M	BOWL SIZE	M	N	P	Q	S
I	8	13 1/4	8	11	12	5
X	10	16 1/2	10	14	15	6
E	12	19 3/4	12	17	18	7
D	14	23	14	20	21	8
F	16	26 1/2	16	23 1/2	24 1/2	9
L	18	29 3/4	18	25 1/2	26 1/2	10
O	20	33	20	28 1/2	29 1/2	11
Q	24	39 1/2	24	33 1/2	34 1/2	12

APENDICE C

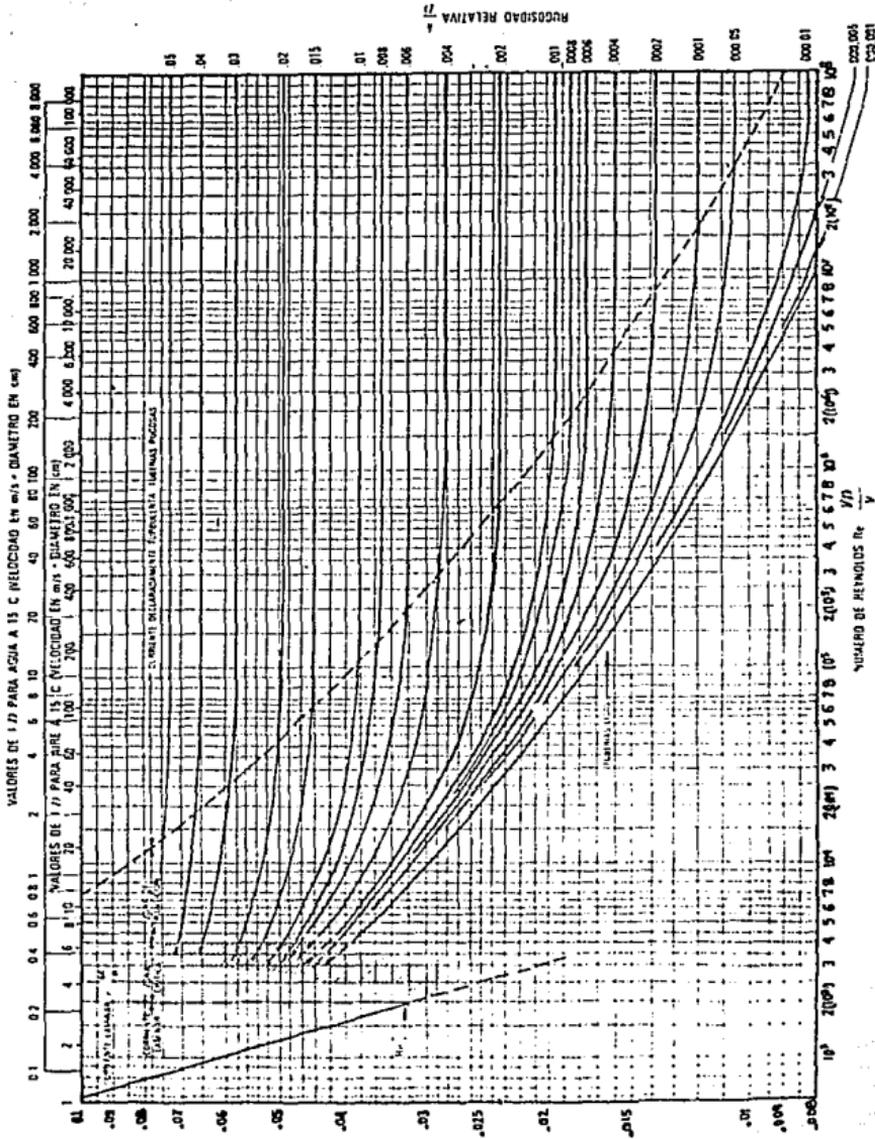
GRAFICA I.



Rugosidad relativa para tubos fabricados de materiales comunes en Ingeniería (datos tomados de la referencia 1, con autorización).

GRAFICA II.

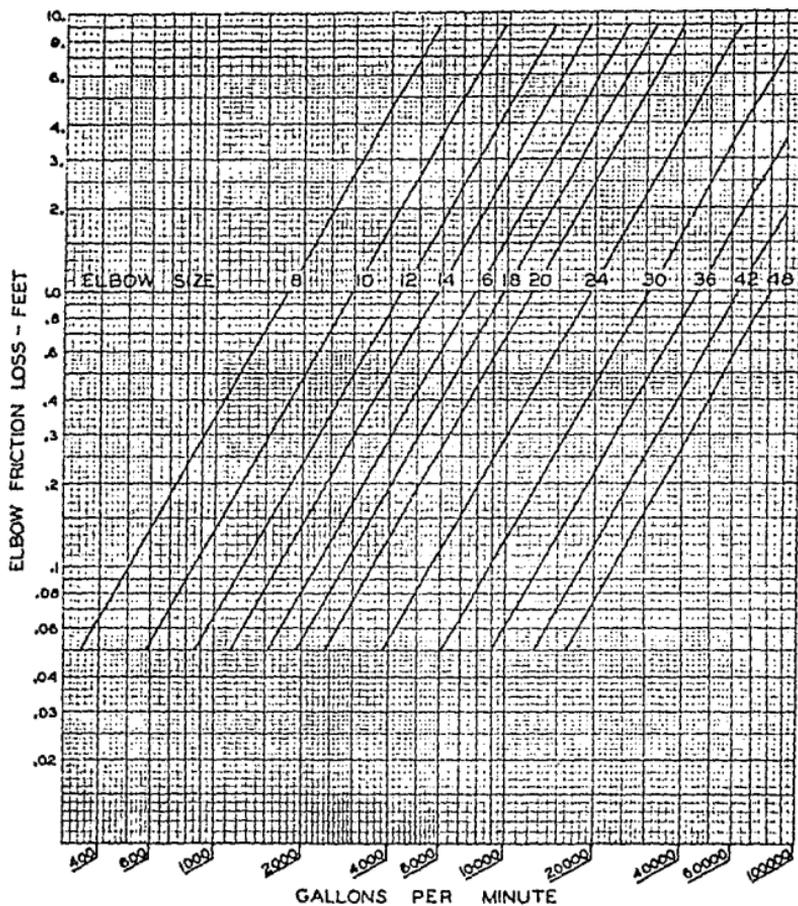
DIAGRAMA DE MOODY PARA HALLAR EL COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CARGA EN TUBERIAS



COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

GRAFICA III

ELBOW FRICTION LOSS CHART



BIBLIOGRAFIA.

BOMBAS SU SELECCION Y APLICACION.
TYLER G. HICKS.

BOMBAS CENTRIFUGAS.
IGOR J. KARASSIK.

MANUAL DE HIDRAULICA APLICADA.
H.W. KING.

PLANTAS DE BOMBEO.
HECTOR CASSAIGNE MUÑOZ.

MAQUINAS HIDRAULICAS.
JOSE L. PARRES.

MANUAL DE BOMBAS.
LUCIA M^a JIMENEZ DE CISNEROS.

MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS.
CLAUDIO MATAIX.

HYDRAULIC HANDBOOK.
FAIRBANKS MORSE PUMPS DIVISION E.U.A.

CATALOGO DE FABRICANTES DE BOMBAS Y MOTORES.
VARIOS.

PEQUEÑOS ALMACENAMIENTOS.
S.A.R.H.

PROYECTO DE PLANTAS DE BOMBEO.
S.A.R.H.

PLANTAS DE BOMBEO PARA RIEGO.
SERVICIO DE CONSERVACION DE SUELOS.